



Pohon drtiče plášťů pneumatik

Bakalářská práce

Studijní program: B2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301R000 – Strojní inženýrství

Autor práce: **Filip Mňuk**
Vedoucí práce: Ing. Rudolf Martonka, Ph.D.





TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC
Faculty of Mechanical Engineering ■

Bachelor thesis

Study programme: B2301 – Mechanical Engineering
Study branch: 2301R000 – Mechanical Engineering

Author: **Filip Mňuk**
Supervisor: Ing. Rudolf Martonka, Ph.D.



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:

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Filip Mňuk**
Osobní číslo: **S14000117**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Strojní inženýrství**
Název tématu: **Pohon drtiče pláštů pneumatik**
Zadávací 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 pohon pro drtič pláštů pneumatik pro následné zpracování gumové drtě. Pohon bude o výkonu 15kW pro výstupní otáčky 400 ot/min. Pohon bude mít možnost reverzace otáček pomocí mechanického převodu pro případ zaseknutí zpracovaného odpadu.

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:

Ing. Rudolf Martonka, Ph.D.

Katedra částí a mechanismů strojů

Datum zadání bakalářské práce: 12. února 2018

Termín odevzdání bakalářské práce: 12. srpna 2019

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan



prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.
vedoucí katedry

V Liberci dne 12. února 2018

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat Ing. Rudolfu Martonkovi, Ph.D. za odborné vedení mé bakalářské práce, cenné rady, odborný dohled a věcné připomínky. Dále bych chtěl poděkovat mé rodině, přítelkyni a přátelům za podporu a trpělivost jak při tvorbě bakalářské práce, tak po celou dobu studia.

Anotace

Bakalářská práce se zabývá návrhem pohonu pro drtič pláštěů pneumatik. V teoretické části je uvedeno několik průmyslových drtičů. Další část práce se zabývá výběrem vhodného drtícího mechanismu, spojky, elektromotoru a způsobu řazení. Následuje výpočtová zpráva, ve které je kompletní výpočet ozubených kol, hřídelí, ložisek a řemenového převodu. Dle výpočtových hodnot byl zhotoven 3D model celého mechanismu, včetně svařovaného rámu. Pro vybrané díly byla vytvořena výkresová dokumentace. V závěru práce je uvedeno ekonomické zhodnocení navrženého mechanismu.

Klíčová slova

Převodovka, drtič, ozubená kola, spojka, řemen, ložiska.

Annotation

The thesis describes the design of the propulsion for the tire crusher. In the theoretical part are mentioned several industrial crushers. The next part of the thesis deals with choosing appropriate crush mechanism, a clutch, an electric motor and gear change. The following computational part includes the calculation gears, shafts, bearings and belt drive. Based on the calculated values was created 3D model of mechanism which includes the frame construction. For that selected parts were created the drawing documentations. The end of the thesis evaluates economical aspects of the designed propulsion.

Key words

Gearbox, crusher, gearwheels, clutch, belt, bearings

Obsah

| | | |
|-------|---|----|
| 1 | Úvod | 14 |
| 2 | Představení bakalářské práce | 15 |
| 3 | Drtiče | 16 |
| 3.1 | Průmyslové drtiče..... | 16 |
| 3.1.1 | Drtiče plastů..... | 16 |
| 3.1.2 | Drtiče papíru | 17 |
| 3.1.3 | Drtiče olejových filtrů..... | 18 |
| 3.1.4 | Drtiče pneumatik..... | 18 |
| 4 | Průzkum potencionálních řešení..... | 21 |
| 4.1 | Výběr drtiče..... | 21 |
| 4.1.1 | Jednohřídelové drtiče | 21 |
| 4.1.2 | Dvouhřídelové drtiče | 21 |
| 4.1.3 | Čtyřhřídelové drtiče | 22 |
| 4.1.4 | Bubnové drtiče..... | 22 |
| 4.1.5 | Kladívkové drtiče..... | 22 |
| 4.1.6 | Speciální drtiče | 23 |
| 4.2 | Pohony drtičů | 23 |
| 4.2.1 | Naftový motor..... | 23 |
| 4.2.2 | Elektromotory | 24 |
| 4.2.3 | Hydromotory..... | 24 |
| 5 | Návrh vlastního řešení pohonné jednotky | 25 |
| 5.1 | Schéma předpokládaného sestavení pohonného mechanismu drtiče..... | 25 |
| 5.2 | Elektromotor | 25 |
| 5.3 | Spojka..... | 26 |
| 5.4 | Reverzace otáček – řazení převodového ústrojí..... | 26 |
| 5.5 | Převodovka..... | 27 |
| 5.5.1 | Schéma převodovky..... | 27 |
| 5.5.2 | Předběžný návrh | 28 |
| 5.5.3 | Kuželové soukolí se šikmými zuby | 29 |

| | | |
|-------|---|-----|
| 5.5.4 | Alternativní čelní soukolí..... | 42 |
| 5.5.5 | Primární čelní soukolí se šikmými zuby..... | 48 |
| 5.5.6 | Návrh hřídelí | 55 |
| 5.5.7 | Návrh a kontrola ložisek..... | 79 |
| 5.5.8 | Návrhy spojů hřídele s ozubenými koly | 91 |
| 5.5.9 | Kontrola hřídele pomocí MKP | 93 |
| 5.6 | Řemenový převod | 96 |
| 5.6.1 | Základní parametry řemenového převodu | 96 |
| 5.6.2 | Stanovení potřebného počtu řemenů..... | 100 |
| 5.6.3 | Silové poměry | 101 |
| 6 | Ekonomické zhodnocení | 102 |
| 6.1 | Přímé náklady na normalizované díly a profily | 102 |
| 6.2 | Náklady na výrobu a montáž..... | 103 |
| 6.2.1 | Přímé mzdy | 103 |
| 6.2.2 | Ostatní náklady | 103 |
| 6.3 | Stanovení finální ceny a porovnání s konkurencí | 104 |
| 7 | Závěr..... | 105 |
| | Seznam použité literatury | 106 |
| | Seznam použitých obrázků | 108 |
| | Seznam použitých tabulek | 110 |
| | Seznam příloh | 111 |

Použití značení

| Značka | Název | Jednotka |
|------------|--|----------|
| a | Skutečná osová vzdálenost | [mm] |
| a_v | Osová vzdálenost virtuálních kol | [mm] |
| A' | Minimální osová vzdálenost bez kolize materiálu | [mm] |
| A_{MAX} | Maximální osová vzdálenost | [mm] |
| A_{MIN} | Minimální osová vzdálenost | [mm] |
| A_{SK} | Skutečná osová vzdálenost | [mm] |
| b | Šířka pera, šířka ozubení | [mm] |
| B | Šířka ložiska | [mm] |
| C | Dynamická únosnost | [N] |
| C_0 | Statická únosnost | [N] |
| C_L | Součinitel vlivu délky řemene | [-] |
| C_p | Součinitel dynamičnosti a pracovního provozu | [-] |
| C_α | Součinitel vlivu úhlu opásání | [-] |
| d | Průměr roztečné kružnice | [mm] |
| | Průměr vrtání řemenice | [mm] |
| | Minimální průměr hřídele | [mm] |
| | Vnitřní průměr ložiska | [mm] |
| d_a | Průměr hlavové kružnice | [mm] |
| d_b | Průměr základní kružnice | [mm] |
| d_e | Vnější roztečný průměr | [mm] |
| d_f | Průměr patní kružnice | [mm] |
| d_m | Střední roztečný průměr | [mm] |
| d_n | Průměr náhradního kola | [mm] |
| d_{na} | Průměr hlavové kružnice náhradního kola | [mm] |
| d_{nb} | Průměr základní kružnice náhradního kola | [mm] |
| D | Vnější průměr ložiska | [mm] |
| D_8 | Průměr hnací řemenice | [mm] |
| D_{8MAX} | Maximální průměr hnací řemenice | [mm] |
| D_{8MIN} | Minimální průměr hnací řemenice | [mm] |
| D_9 | Průměr hnané řemenice | [mm] |
| f_F | Pomocný součinitel pro výpočet modulu | [-] |
| f_H | Pomocný součinitel pro výpočet roztečné kružnice | [-] |

| | | |
|---------------|---|------|
| | Pomocný součinitel pro výpočet modulu | [-] |
| f_k | Součinitel tření v klínové drážce | [-] |
| f_o | Součinitel suchého smykového tření | [-] |
| F_0 | Ekvivalentní statické zatížení | [N] |
| | Síla minimálního předpětí pro přenos kroutícího momentu | [N] |
| F_a | Axiální síla | [N] |
| F_n | Normálová síla | [N] |
| F_r | Radiální síla | [N] |
| F_{r8} | Radiální síla | [N] |
| F_t | Tečná síla, obvodová síla | [N] |
| F_{t8} | Obvodová síla | [N] |
| F_{V1} | Síla v tažné větvi | [N] |
| F_{V2} | Síla v odlehčené větvi | [N] |
| h | Výška pera | [mm] |
| | Výška zubu | [mm] |
| h_a | Výška hlavy zubu | [mm] |
| h_f | Výška paty zubu | [mm] |
| i | Teoretický převodový poměr | [-] |
| i_{SK} | Skutečný převodový poměr | [-] |
| i_v | Virtuální převodový poměr | [-] |
| k | Počet řemenů | [ks] |
| k_F | Součinitel přídavných zatížení pro výpočet na ohyb | [-] |
| $k_{H\alpha}$ | Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů | [-] |
| $k_{H\beta}$ | Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu | [-] |
| K | Koeficient pro střídavé napětí | [-] |
| K_0 | Statická bezpečnost | [-] |
| K_A | Součinitel vnějších dynamických sil | [-] |
| K_F | Součinitel přídavných zatížení pro výpočet na ohyb | [-] |
| K_H | Součinitel přídavných zatížení pro výpočet na dotyk | [-] |
| K_v | Součinitel vnitřních dynamických sil pro výpočet na dotyk | [-] |
| l_p | Délka pera | [mm] |
| L_H | Životnost navrženého ložiska | [h] |
| L_{HD} | Požadovaná trvanlivost ložiska | [h] |
| L_p | Výpočtová délka řemene | [mm] |

| | | |
|------------|--|-------|
| L_p' | Normalizovaná délka řemene | [mm] |
| m | modul | [mm] |
| m_n | Normální modul | [mm] |
| m_{nm} | Modul normálový střední | [mm] |
| m_{te} | Tečný vnější modul | [mm] |
| m_{tm} | Tečný střední modul | [mm] |
| M | Šířka věnce řemenice | [mm] |
| M_k | Kroutící moment | [N·m] |
| M_0 | Ohybový moment | [N·m] |
| M_{0MAX} | Maximální ohybový moment | [N·m] |
| M_{0RED} | Redukovaný moment | [N·m] |
| N_{Flim} | Bázový počet zatěžovacích cyklů | [-] |
| N_{Hlim} | Bázový počet zatěžovacích cyklů | [-] |
| N_k | Počet zatěžovacích cyklů | [-] |
| N_0 | Ideální jmenovitý výkon pro jeden řemen | [-] |
| N_p | Skutečný výkon přenášený jedním řemenem | [kw] |
| p | Rozteč | [mm] |
| P | Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska | [N] |
| P_n | Normální rozteč | [mm] |
| p_t | Čelní rozteč | [mm] |
| p_{tmb} | Základní rozteč | [mm] |
| q_H | Exponent Wöhlerovy | [-] |
| r_m | Poloměr střední roztečné kružnice | [mm] |
| R_e | Mez kluzu | [MPa] |
| R_m | Mez pevnosti v tahu | [N·m] |
| R_x | Reakce ve směru x | [N] |
| R_y | Reakce ve směru y | [N] |
| R_z | Reakce ve směru z | [N] |
| s | skluz | [-] |
| S_F | Bezpečnost v ohybu | [-] |
| S_H | Únavová bezpečnost v dotyku | [-] |
| v_8 | Obvodová rychlost | [m/s] |
| V | Rotační součinitel | [-] |
| X | Součinitel dynamického radiálního zatížení | [-] |

| | | |
|----------------------|--|-------|
| X_0 | Součinitel statického radiálního zatížení | [-] |
| Y | Součinitel dynamického axiálního zatížení | [-] |
| Y_0 | Součinitel statického axiálního zatížení | [-] |
| Y_{Fs} | Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí | [-] |
| $Y_{v\beta}$ | Součinitel sklonu zubu | [-] |
| $Y_{v\varepsilon}$ | Součinitel vlivu záběru profilu | [-] |
| z | Počet zubů | [-] |
| Z_B | Součinitel jednorázového záběru pastorku | [-] |
| Z_E | Součinitel mechanických vlastností materiálu | [-] |
| Z_H | Součinitel tvaru zubu | [-] |
| Z_N | Součinitel životnosti | [-] |
| z_v | Počet zubů virtuálního soukolí | [-] |
| Z_ε | Součinitel součtové délky dotkových křivek boku zubů | [-] |
| α | Úhel opásání | [°] |
| α | Úhel záběru | [°] |
| α_{nm} | Střední normálový úhel záběru | [°] |
| α_t | Čelní úhel záběru | [°] |
| β | Úhel sklonu zubu | [°] |
| β_m | Střední úhel sklonu zubu | [°] |
| γ | Doplňkový úhel | [°] |
| δ | Úhel roztečného kužele | [°] |
| ε | Součinitel záběru zubu | [°] |
| ε_α | Součinitel záběru profilu | [°] |
| ε_β | Součinitel kroku | [°] |
| σ_{DO} | Dovolené napětí ve střídavém ohybu | [MPa] |
| σ_F | Ohybové napětí | [MPa] |
| σ_{Flim} | Mez únavy v ohybu | [MPa] |
| σ_{FP} | Přípustné napětí v ohybu | [MPa] |
| σ_{FPmax} | Maximální místní ohybové napětí v patě zubu | [MPa] |
| σ_{FSt} | Statická pevnost v ohybu při maximálním zatížení | [MPa] |
| σ_H | Výpočtové napětí v dotyku | [MPa] |
| σ_{HO} | Napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů | [MPa] |
| σ_{Hlim} | Mez únavy v dotyku | [MPa] |
| σ_{Hmax} | Největší napětí v dotyku | [MPa] |

| | | |
|------------------|--|-------|
| σ_{HP} | Přípustné napětí v dotyku | [MPa] |
| σ_{HPmax} | Přípustné napětí v dotyku při největším zatížení | [MPa] |
| τ_{Dk} | Dovolené napětí ve statickém krutu | [MPa] |
| ψ_D | Poměr šířky ozubení ke střednímu průměru | [-] |
| ψ_m | Poměr šířky ozubení ke střednímu modulu | [-] |

1 Úvod

Stroj je označení pro mechanické nebo elektromechanické zařízení, které se používá na přeměnu a využití energie. Tyto stroje se skládají ze spousty součástí, které plní různé funkce, ať už jde o přeměnu přímočarého pohybu na rotační jako tomu je u pístových spalovacích motorů nebo slouží k přenosu mechanické energie mezi hřídelemi v případě ozubených kol. Při konstruování nového zařízení je čistě na konstruktérovi, jak bude finální výrobek vypadat. Existují ovšem konvenční způsoby, které napovídají, jak by měl finální výrobek vypadat a co by měl splňovat, což ovšem ale nemusí znamenat, že se tím musí konstruktér stoprocentně řídit a proto, co konstruktér, to většinou originální řešení daného problému. Konstruktérem by měl být člověk, který je tvůrčí a má dobrou prostorovou představivost. A když se k tomu přidají ještě dobré technické znalosti, je takový člověk velmi zdatný v navrhování různých strojů, systémů, zařízení a výrobků. Konstruktér musí při navrhování zohledňovat spoustu údajů, okolností a dávat je do souvislostí se všemi možnými aspekty, aby výsledný výrobek co nejlépe plnil svůj účel, byl bezpečný, ekonomický, zkrátka aby vyhovoval ve všech možných ohledech.

Například při navrhování tohoto stroje musí být zohledněno, že stroj bude s největší pravděpodobností umístěn v exteriéru nebo pod nějakým provizorním přístřeškem, a tak bude muset odolávat rozličným vlivům prostředí. Také musíme vzít v potaz, že drcení gumového odpadu znamená, že stroj bude zatěžován nerovnoměrným zatížením. Většinou se tyto hlavní skutečnosti zachytí při první výrobě stroje, ale spousta jich ukáže až čas a tak nezbyvá nic jiného, než si z toho vzít ponaučení pro příští projekt. Z toho plyne, že dobrým konstruktérem se nestane člověk ze dne na den, ale až dlouholetou praxí, při které získá cenné zkušenosti a znalosti.

2 Představení bakalářské práce

Cílem této bakalářské práce je navrhnout pohonnou jednotku pro drtič plášťů pneumatik. Pro tento pohon bude primární cena, od čehož se bude odvíjet kompletní návrh stroje. Ačkoliv je na trhu několik výrobců takovýchto strojů, všechny konstruují robustní zařízení, určené především pro velká likvidační centra zabývající se přímo tímto druhem odpadu a od toho se odráží i ceny, které se pohybují v řádech statisíců korun a v mnoha případech přesahují i milionové částky. Hlavní myšlenkou je tedy zkonstruovat zařízení, jenž bude ve všech ohledech plnit požadavky na tyto stroje, ale zároveň bude rentabilní i pro podniky, které se s tímto druhem odpadu ve velké míře potýkají (např.: autobazary, autoservisy, apod.) a nebudou tak muset řešit problémy spojené se skladováním objemného množství pneumatik a jiného gumového odpadu. Takto navržený stroj by měl samozřejmě dostatečný výkon potřebný k drcení pneumatik osobních a nákladních automobilů, popř. motorek, ale nezabýval by se drcením rozměrných pneumatik, jako jsou pneumatiky traktoru. Tento drtič bude také vybaven reverzační automatikou, která bude stroj chránit před přetížením.

Začátek práce se zabývá účelem drtičů ve společnosti a jejich všeobecným využitím. V následující kapitole je uveden průzkum potenciálních řešení, který se zabývá výběrem vhodné technologie drcení pneumatik a způsobem jejich pohánění. Následující část práce se věnuje vlastnímu řešení, který spočívá ve výběru konkrétního typu drtiče a jednotlivých součástí potřebných pro sestavení pohonu s ohledem na zadané parametry. Dále je v práci uvedena výpočtová zpráva, v níž je kompletně spočítáno převodové ústrojí a řemenový převod pohonu. Výpočtová zpráva tedy obsahuje návrh ozubených kol, pevnostní výpočet hřídelí a ložisek, výpočet spojů pomocí per a již zmíněný řemenový převod. Následně je zkontrolována náhodně vybraná hřídel pomocí MKP (metody konečných prvků). Tato kontrola je provedena jen u jedné hřídele, protože se jedná pouze o ověření správnosti předchozího výpočtu. Na základě vypočítaných hodnot je zhotoven 3D model celého mechanismu, který je uložen ve svařovaném rámu. V závěru práce ještě najdeme ekonomické zhodnocení, které se podrobně věnuje výpočtu celkových výrobních nákladů mechanismu.

3 Drtiče

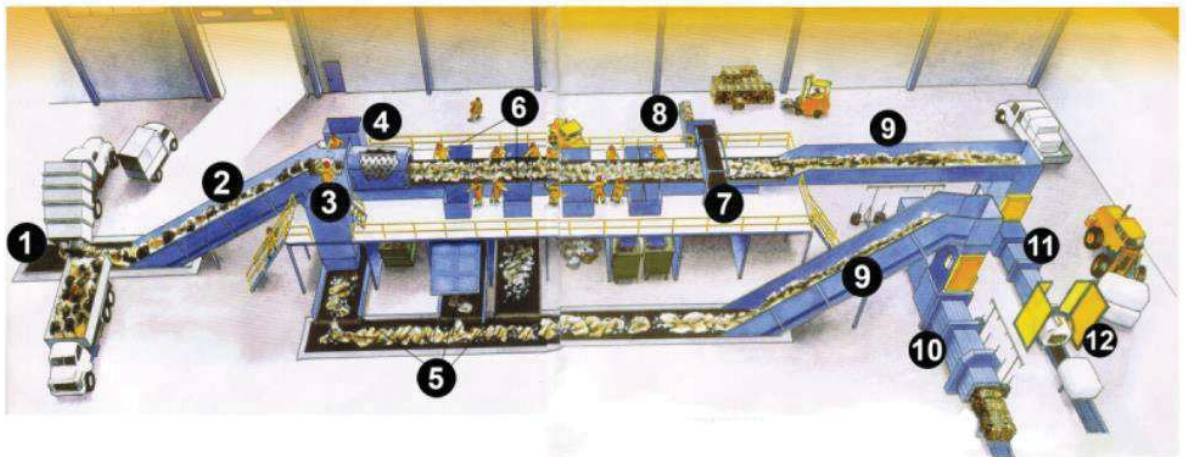
Podle charakteru zpracovávaného materiálu a účelu zpracování se v dnešní době najde ohromné množství drtičů, separátorů a separačních zařízení, které se používají ve všech možných průmyslových odvětvích. Můžeme začít u klasických průmyslových drtičů na dřevo, plasty, sklo, ale třeba i na ocelové špony. V automobilovém průmyslu jde např. o drtiče olejových filtrů, nárazníků, přístrojových desek apod. Ve farmaceutickém průmyslu máme zase drtiče na expirované léky, laboratorní odpad, prošlou kosmetiku aj. Na úřadech, ale třeba i v domácnostech jsou drtiče papírů, dokumentů, odpadu, magnetických pásek, CD-ROMů atd. V nemocnicích mají taky širokou škálu uplatnění, ať už jde o drtiče na běžný nemocniční odpad, jako jsou injekční stříkačky, rukavice, použité obvazy, ale třeba i kosti. Dále jsou drtiče na stavební suť, kabely, palety a existuje spousta dalších a dalších uplatnění těchto strojů. Tyto drtiče mají však většinou podobné důvody jejich vzniku. Hlavním důvodem je objemové zmenšení pro následnou dopravu a skladování. Dále je to nadrcení odpadu na určitou velikost pro následnou recyklaci a v neposlední řadě jde o znehodnocení nepotřebného, expirovaného nebo nekvalitního výrobku.

3.1 Průmyslové drtiče

3.1.1 Drtiče plastů

Dnešní doba je obrovským producentem plastového odpadu (běžný komunální plastový odpad, výlisky, vtoky, odřezky atd.), které je potřeba dále zpracovávat. Obvykle se tyto plasty drtí na určitou požadovanou velikost výstupní frakce a ta záleží na dalším zpracování (spalování aj.). Výstupní frakcí je buď drť nebo regranulát a jejich velikost docílíme sítím, které je umístěno pod rotorem a dovoluje tak propadnutí jen přesně dané velikosti, kterou požadujeme. Drtiče plastů jsou zpravidla pomaloběžné stroje a používají se většinou v kombinaci s nožovým mlýnem, který je právě naopak rychloběžný. Drtič nejprve plastový odpad nadrtí a nožový mlýn ho následně rozdrť na předem danou velikost. Pro zpracování plastů jsou často konstruovány celé linky, které zaručují ještě dopravu odpadu ke zpracování a odvádění drtě. Tato doprava je zajišťována pásovými dopravníky, které mohou být doplněny o indikátor kovů. V takovéto lince je umístěný permanentní magnet, který separuje kovové předměty pryč a nedojde tak k poškození nožové hlavy drtiče. Někdy je tato činnost prováděna

zaškoleným pracovníkem, kdy naplní jeho práce je očním pohledem kontrolovat, aby do drtiče neprošel nežádoucí materiál. Drť může být odváděna buď pomocí dopravníku anebo pomocí speciálních odsávacích mechanismů, to však záleží na požadavcích objednavatele.



- | | | | |
|------------------------------|--------------------------|-------------------------|--------------------------------|
| 1) přijímací dopravník | 4) bubnové síto | 7) magnetický separátor | 10) balička netříděného odpadu |
| 2) plnicí dopravník | 5) zásobníkový dopravník | 8) kovový lis | 11) balička tříděného odpadu |
| 3) předtřídňovací stanoviště | 6) třídící stanoviště | 9) plnicí dopravník | 12) balička fólie |

Obrázek 1 - Příklad linky pro zpracování plastového odpadu

3.1.2 Drtiče papíru

Papír je další odpadní surovinou, která se obvykle dále zpracovává. Nejde tedy jen o papír, ale do této kapitoly se zahrnuje i karton, papírové obaly, krabice, noviny, katalogy aj. Platí pravidlo, že karton a papírový odpad je jedním z nejhůře drtitelných odpadů. To obvykle zvyšuje nároky na tyto stroje a je třeba je tomu uzpůsobit. V prvním kroku zpracování se tento velkoobjemový odpad (karton a papírové obaly) musí velikostně upravit, tzv. natrhat a k tomu slouží stroje speciálně určené. Tyto stroje karton natrhávají na hrubé kusy a ty už se pak dají dobře dopravit pomocí dopravníků pro následné zpracování. Tím je buď jemné drcení anebo lisování do balíků na horizontálních lisech. Účelem zpracování tohoto druhu odpadu bývá tedy příprava pro následné lisování, briketování, peletování a spalování nebo objemové zmenšení (popř. skartaci).

3.1.3 Drtiče olejových filtrů

Typů a druhů olejových filtrů je velké množství. Může jít o filtry z automobilů, motorek, nákladních automobilů aj. Všechny tyto filtry se obvykle recyklují na linkách k tomu určených. Jelikož se olejový filtr skládá z více materiálů, zpravidla se jedná o tři různé materiály (kovový obal, plastová nebo papírová vložka filtru a zbytkový olej), tak je nutné tyto materiály vyseparovat od sebe. V prvním kroku je celý filtr nadrcen, tato drť je poté dopravena do automatické odstředivky, kde se odstředí zbytkový olej. Tento olej je většinou dopraven do ocelové vany, odkud je potom čerpadlem odebírán k dalšímu využití. V dalším kroku je oddělen kov, který se odstraňuje pomocí magnetického separátoru. V posledním kroku už jen zbývá zpracovat zbytkový odpad z vnitřní vložky filtru (plast, papír) a k tomu může opět posloužit drtič, který upraví na vhodnou velikost výstupní frakce.



Obrázek 2 - Recyklace olejových filtrů

3.1.4 Drtiče pneumatik

Jelikož se tato práce primárně zaobírá drtičí gumového odpadu, zaměříme se nyní na technologii drcení pneumatik. Staré a použité pneumatiky ve společnosti jsou samozřejmě problematický odpad, který ale nemusí skončit na skládce mezi ostatním odpadem, ale při správné recyklaci může dále posloužit užitečným účelům. Z celkové spotřeby kaučuku je použito až 70 % na výrobu pneumatik. S využitím gumového odpadu, je ovšem možné tuto spotřebu výrazně snížit. Rozlišujeme dva hlavní způsoby zpracování pneumatik. Tyto způsoby jsou: drcení za účelem následného spalování (v tomto případě je velikost výstupní frakce 50x50mm a větší), druhým způsobem je zpracování na čistý gumový granulát (výstupní frakce závisí na zákazníkovi). Principem těchto drtičů je mechanické nadrcení s následující separací jiných materiálů, které pneumatiky obsahují. Pokud je vyžadováno drcení rozměrnějších pneumatik, jako jsou

pneumatiky traktoru, musí se nejprve připravit v tzv. technologické lince. Tímto procesem se myslí řada úkonů, které je třeba provést před samotným drcením. Obvykle jsou to tyto operace a následují v tomto pořadí. Za prvé je nutné odstranit patní lano, které se nachází na vnitřním obvodovém průměru pneumatiky. Patní lano zajišťuje přesné dosednutí pneumatiky na ráfek a zajišťuje jejich těsné spojení. Dále jsou takto upravené pneumatiky „nakráčené“ na menší kusy na řezačce, kvůli následné manipulaci, ale také hlavně kvůli velkým rozměrům, které by například neumožňovaly takto velký kus vložit do násypky. Takto rozřezaná pneumatika je tímto i zbavena nežádoucích předmětů, které se ještě mohli nacházet uvnitř (kov, kameny, aj.).

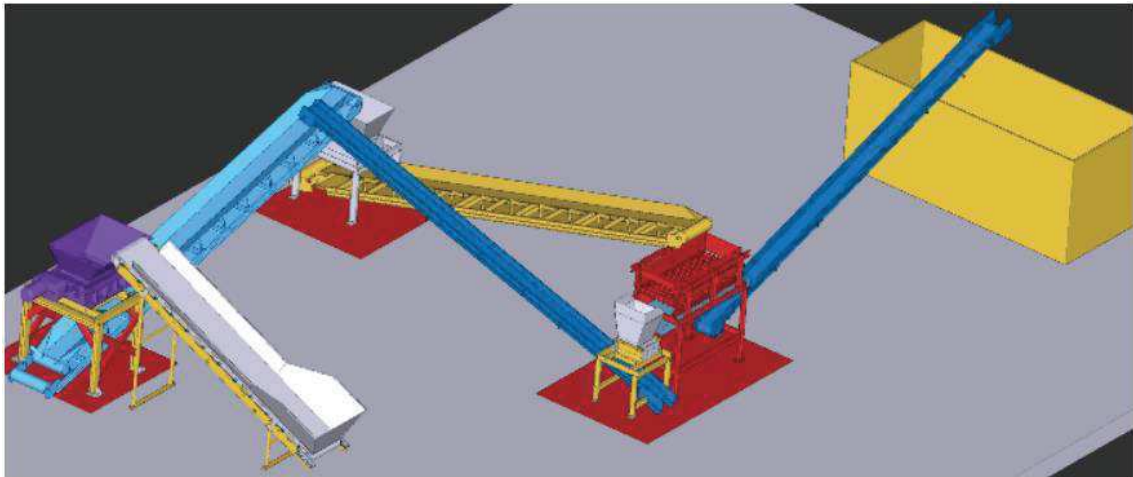


Obrázek 3 - Základní struktura pneumatiky

3.1.4.1 Drcení pneumatik pro spalování

Gumová drť získaná za účelem spalování je většinou používána jako alternativní palivo cementáren nebo díky své vysoké výhřevnosti ve spalovnách odpadu. Pro tento způsob zpracování není potřeba předem pneumatiky zbavovat patního lana, protože tento kov poslouží jako přídavná surovina při získávání slinku, který vzniká při technologické výrobě cementu. Jak už bylo řečeno výše, velikost výstupní frakce se většinou volí 50x50mm a je jí docíleno výstupním sítem. Podsítná frakce projde dál a už není dále znovu drcena. Zbytek, který sítem neprojde je dále zpět vracen na opětovnou technologii drcení. K dopravě pneumatik a drtě je používáno dopravníků, které se

používají za účelem zvýšení produkčnosti a vznikají tak celé linky. Tyto linky jsou pak téměř samostatné a vyžadují pouze to, aby byl dodáván dostatek vstupního materiálu. Tyto linky určené k drcení gumového odpadu se sestávají obvykle ze dvou stupňů drtičů a propojujících dopravníků, které zaručují nepřetržitou dodávku materiálu. Kapacita takovýchto linek na zpracování pneumatik se pohybuje okolo 1000-2500 kg/hod. Tento způsob je pro zpracování odpadních pneumatik nejefektivnější a to i za cenu vyšší vstupní investice v podobě ceny těchto strojů.



Obrázek 4 - Linka pro drcení pneumatik

3.1.4.2 Zpracování za účelem čistého gumového granulátu

Pokud je zvolen tento způsob zpracování, dochází k jemnému nadrcení gumového odpadu, bez jakýchkoliv jiných materiálů, protože při tomto druhu zpracování se dbá na vysokou čistotu výstupní frakce, která souvisí s následným použitím granulátu. Tento granulát má vysoké uplatnění v automobilovém průmyslu, kde se dá zpětně použít jako příměs při výrobě nových pneumatik, ale i nárazníků, podlahových koberečků v autě, těsnění oken a dveří aj. Dále se dá tento gumový granulát použít jako mulčovací materiál, který zachytává vlhkost v zemině, ale třeba i zabraňuje růstu plevelu. V posledních letech nachází tento granulát uplatnění například i na železničních přejezdech, kde gumové rohože zajišťují zpevnění přejezdu a plynulý, tichý přechod automobilů. Samozřejmě těchto uplatnění je daleko více a zde je uvedeno jen několik zajímavých příkladů. Pro takovéto zpracování se dají použít postupy uvedené výše, jen s tím rozdílem, že bude dbáno na odstranění jiných než gumových částí, aby byla výstupní surovina co nejkvalitnější. Také výsledná drť ještě projde rychloběžným mlýnem, který zaručí kompaktnost jednotlivých zrn.

4 Průzkum potenciaálních řešení

Následující část práce se zabývá výběrem vhodného drtiče a jeho pohonného mechanismu.

4.1 Výběr drtiče

Na světě existuje velké množství drtičů a každý z nich má svůj specifický druh pohonu. Proto se v následující kapitole budeme věnovat výběru vhodného drtiče.

Nejčastěji používané bývají dvouhřídelové drtiče. Pro drcení se používají ale i jednohřídelové drtiče, které mají ovšem jedno pevné statorové ostří ve tvaru hřebene a druhé ostří je klasicky umístěné na rotorové hřídeli. Existují i vícehřídelové drtiče, ale zpravidla nebývají tak běžné a jejich použití spočívá v drcení velkoobjemových dávek. Nesmíme ani opomenout bubnové, kladívkové a speciální drtiče, které mají ve společnosti své opodstatněné místo.

4.1.1 Jednohřídelové drtiče

Jednohřídelové drtiče mají jedno pevné statorové ostří ve tvaru hřebene a druhé ostří je klasicky umístěné na rotorové hřídeli. Tímto způsobem tak dochází k postupnému „odfrézování“ drceného materiálu. Hlavní výhodou tohoto typu drtiče je, že k dosažení požadované velikosti drtě dochází v jednom kroku drcení. Pod pracovním prostorem bývá umístěné síto a jeho hrubost/jemnost určuje velikost výstupní frakce a tím i znatelně ovlivňuje hodinovou produkci stroje. Jednohřídelový drtič je vhodný k drcení papírů, plastů, dřeva a hlavně neforemných a houževnatých odpadů, což většina ostatních drtičů zvládne jen s obtížemi.

4.1.2 Dvouhřídelové drtiče

U dvouhřídelového drtiče je materiál vtahován mezi dvě rotující hřídele, které se obvykle otáčejí různými úhlovými rychlostmi. Tyto rotující hřídele jsou osazeny noži, které do sebe zapadají s protilehlými segmenty usazeným na protilehlém rotoru a právě mezi těmito segmenty (noži) dochází k drcení a stříhání daného materiálu. Tato vůle mezi noži se nazývá střížná mezera a ta určuje velikost výstupní frakce. Tyto drtiče jsou vhodné pro drcení plastů, kartonu, laminátu a pneumatik aj. Často jsou také používány jako první stupeň zpracování, na tzv. před drcení pro následné jemné dodrcení na nožových mlýnech. Při zpracování velkých kusů má materiál mezi rotujícími noži

tendenci „poskakovat“ a není tak vtažen k drcení. K těmto účelům se do násypky, která funguje jako trychtýř a usměřňuje dodávaný materiál přímo na nože, umísťuje hydraulický dotlak, který tyto kusy dotlačuje, aby byly vtaženy a došlo k jejich následnému nadrcení. Dotlak tímto způsobem zároveň zvyšuje produktivitu stroje.

4.1.3 Čtyřhřídelové drtiče

Vícehřídelový drtič použijeme, pokud máme houževnatý a těžko drtitelný odpad, který potřebujeme nadrtit do homogenního stavu, a kde se nehodí použití jednohřídelového drtiče z důvodu možného poškození stroje uvažovaným materiálem. Tento druh drtiče už je konstrukčně náročnější a skládá se z dvojic hřídelů s drtícími segmenty. Horní dvojice se používá hlavně pro podávání a dolní dvojice je zpravidla drtící. Drtič opět bývá vybaven sítím, který hlídá velikost výstupní frakce. Ta je ovlivněna druhem drceného materiálu a pak hlavně velikostí otvorů v sítu. Tento druh drtiče je vhodný pro drcení tenkostěnných kovů, olejových filtrů, dřeva aj.

4.1.4 Bubnové drtiče

U bubnových drtičů je pracovním nástrojem řetěz, který rotuje v uzavřené kovové nádobě, která má tvar bubnu. Řetěz se točí vysokými otáčkami a naráží do drceného materiálu a tím vlastně dochází k mechanickému drcení. Řetěz je jako drtící nástroj velmi levný a snadno vyměnitelný, což je velkou výhodou. Tento druh drtiče je ovšem dost hlučný a proto bývá pracovní část umístěna do tzv. izolační kobky. Bubnový drtič je vhodný k drcení vícevrstvých kompozitních materiálů, jako je elektroodpad, katalyzátory, hliníkový odpad, chladiče apod.

4.1.5 Kladívkové drtiče

Kladívkový drtič se skládá z jedné rotorové hřídele, jako u jednohřídelového drtiče, ale již není doplněn o druhé statické ostří, které fungovalo jako protikus. Jak už název napovídá, tento druh drtiče nemá klasické nožové segmenty, ale segmenty ve tvaru kladívek. V případě tohoto druhu drtiče je ještě jeden zásadní rozdíl a to ten, že rotor se v tomto případě otáčí vysokými rychlostmi. Vstupem do drtiče je opět násepka, která ústí do drtící komory, kde je materiál rozdrčen rotujícími kladívky. Velikost zrna opět určuje síto umístěné pod rotorem. Finální produkt je poté buď dopravníkem či ventilátorem, záleží, o jakou surovinu se jedná, dopraven do sběrné nádoby. Kladívkový

drtič má uplatnění zejména v zemědělství a používá se pro zpracování slámy, trávy, sena, listí, kukuřice, atd.

4.1.6 Speciální drtiče

Speciální drtiče jsou většinou konstruovány jako jednoúčelová zařízení pro zpracování určitého druhu suroviny a jejich konstrukce potom závisí přímo na druhu zpracovávaného materiálu. Jako speciální drtiče jsou například konstruovány drtiče skla, polystyrenu, drtiče fruktózy aj.



Obrázek 5 - Drtič skla

4.2 Pohony drtičů

Stejně tak jako existuje spousta druhů drtičů, existuje i celá řada způsobů, jak tyto stroje pohánět. Nyní se tedy zaměříme na způsoby, kterými lze tyto stroje pohánět.

4.2.1 Naftový motor

Pro pohon drtiče je možné použití vznětového motoru, ale je to spíše jen ve výjimečných případech a běžně se nevyužívají. Hlavní výhodou tohoto motoru je, že nepotřebuje být zapojen do elektrické sítě. Tato výhoda ale už v dnešní době, kdy je elektrická energie dostupná téměř všude ztrácí smysl. Navíc naftové motory jsou dost hluché a produkují spaliny a jejich umístění uvnitř připadá v úvahu jen tehdy, pokud je použito odvětrávacích systémů, což je zbytečně složité a nákladné.

4.2.2 Elektromotory

Elektromotory využívají k výrobě mechanické práce elektrickou energii ze sítě. Tyto stroje jsou konstruovány jako rotační elektrické stroje a zřídka jako netočivé, tj. v případě lineárních elektromotorů. Ve většině případů tyto stroje využívají účinků magnetického pole, ale existují i elektromotory, které využívají piezoelektrického a elektrostatického pole. Druhů elektromotorů je spousta, ale pro pohon průmyslových strojů jsou nejpoužívanější asynchronní motory. Ty se zpravidla skládají ze statoru a rotoru, mezi kterými dochází k toku energie pomocí elektromagnetické indukce. Asynchronní motory umožňují nastavení otáček pomocí frekvenčních měničů a umožňují tak přizpůsobit motor žadaným hodnotám. Výhodou těchto motorů je jejich jednoduchá konstrukce, robustnost, snadná údržba a široký rozsah použití.

4.2.3 Hydromotory

Jako další varianta pro pohon drtičů jsou hydromotory, které převádí tlakovou nebo také hydraulickou energii na mechanickou. Hydromotorů je velké množství a jejich základní dělení je pomocí jejich pohybu, kdy se jedná o rotační či přímočarý vratný pohyb. Jelikož hřídel drtiče vykonává rotační pohyb, přichází v úvahu pouze rotační hydromotory. Rotační hydromotory mohou být zubové, lamelové, pístové a šroubové. Hydromotory dokáží pracovat i v malých otáčkách a je možné je přetěžovat bez poškození motoru. Nevýhodou ovšem je, že jsou řádově dražší, než třeba elektromotory.

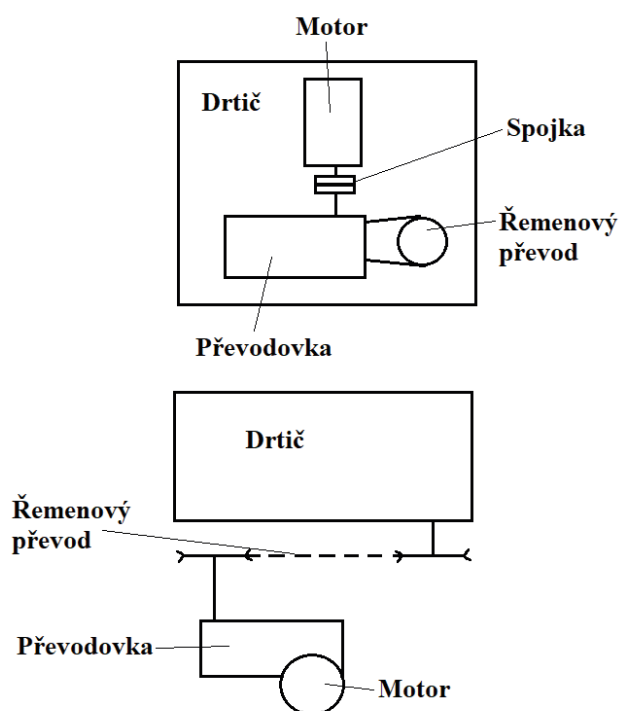


Obrázek 6 - Zubový hydromotor

5 Návrh vlastního řešení pohonné jednotky

Ze zadání plyne, že cílem této bakalářské práce bude zkonstruovat pohon drtiče pneumatik pro následnou další recyklaci. Z výše uvedeného průzkumu bylo zvoleno jako nejideálnější řešení dvouhřídelové provedení. Jako zdroj energie byl zvolen elektromotor, který bude přes převodovku pohánět řemenem vstupní hřídel drtiče.

5.1 Schéma předpokládaného sestavení pohonného mechanismu drtiče



Obrázek 7 - Schéma předpokládaného sestavení mechanismu

5.2 Elektromotor

Tabulka 1 - Hodnoty elektromotoru

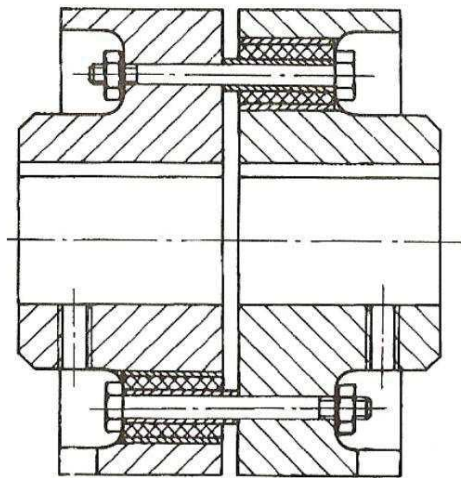
| Výkon | Otáčky | Hlučnost | Třída účinnosti | Účinnost | Počet pólů | Hmotnost |
|-------|-----------------|----------|-----------------|----------|------------|----------|
| 15 kw | 2935 min^{-1} | 65 dB | IE2 | 91 % | 4 | 68 kg |

Vzhledem k zadaným parametrům drtiče byl zvolen elektromotor od Firmy SIEMENS s označením 1LE1002-1DA33, který se nejvíce podobal hledaným parametrům. Liší se pouze otáčkami, které jsou nepatrně vyšší. Toto malé zvýšení by

nemělo mít vliv na plynulý chod stroje, případně by se tyto otáčky daly zregulovat frekvenčním měničem. Tento motor má výkon 15kw a 2935 ot/min. Osová výška tohoto motoru je 160 mm. Bylo zvoleno patkové provedení, které je pro uložení v rámu nejvhodnější a ze všech nabízených variant nejlevnější.

5.3 Spojka

Pro spojení hřídele elektromotoru se vstupní hřídelí převodovky byla zvolena kotoučová spojka s pryžovými pouzdry. Ta dokáže tlumit nárazy, které vznikají při chodu drtičů a nedojde tak k nenávratnému poškození pohonného zařízení.



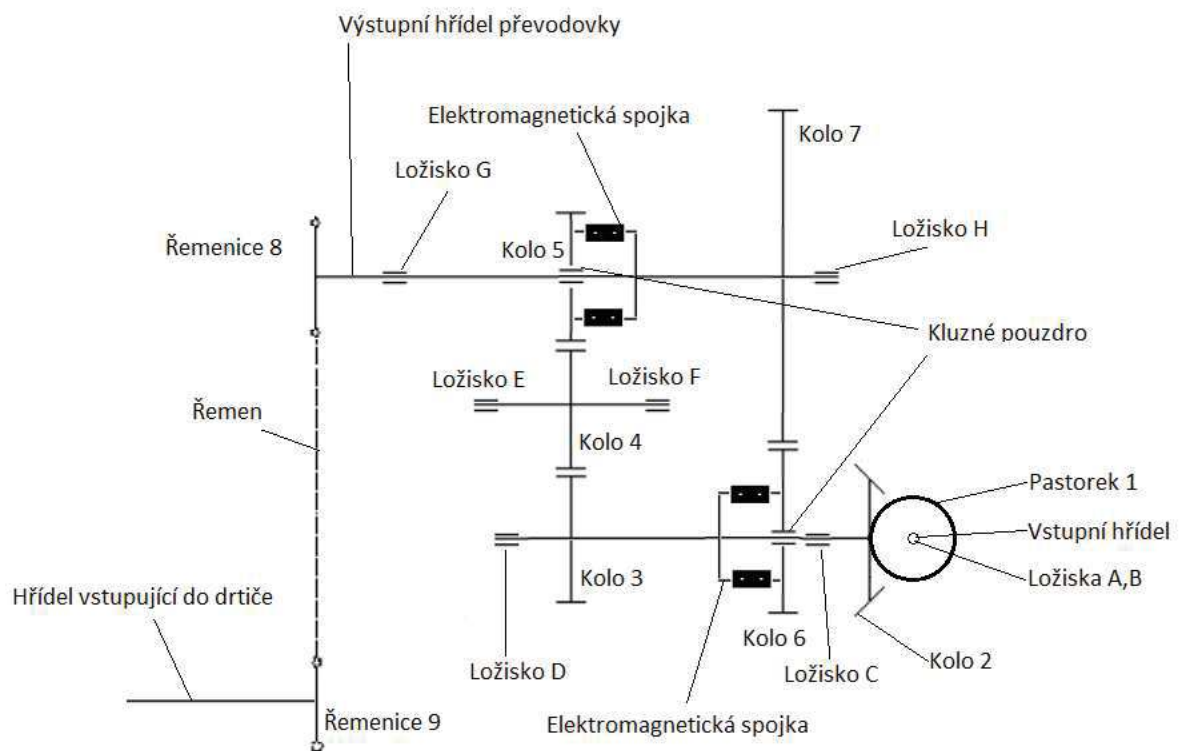
Obrázek 8 - Kotoučová spojka s pryžovými pouzdry

5.4 Reverzace otáček – řazení převodového ústrojí

Převodové ústrojí musí být zkonstruováno tak, aby umožňovalo změnu směru otáček (reverzaci) při zaseknutí drceného materiálu, nebo pouze uvolnění převodu bez zařazení stupně (neutrál). Zaseknutí je ochráněno proudovou ochranou, která vyřadí elektricky celé zařízení a obsluha stroje poté musí řešit danou situaci. Buď stačí uvolnit drtící válce a vyndat zaseknutou pneumatiku ručně nebo provést zpětný chod k uvolnění drtících segmentů. K tomuto účelu je převodovka vybavena dvojicí elektromagnetických lamelových spojek, které jsou ovládány řídicí elektronikou. Elektromagnetické lamelové spojky jsou umístěny na protilehlých hřídelích, kvůli ušetření místa v převodovce.

5.5 Převodovka

5.5.1 Schéma převodovky



Obrázek 9 - schéma převodovky

5.5.2 Předběžný návrh

5.5.2.1 Výpočet jednotlivých převodových poměrů

Zadané parametry: vstupní otáčky $n_1 = 2880 \text{ ot/min}$

výstupní otáčky $n_4 = 400 \text{ ot/min}$

celkový převodový poměr: $i_c = \frac{n_1}{n_4} = \frac{2880}{400} = 7,2$

$$i_c = i_k \cdot i_p \cdot i_{\check{r}}$$

$$i_i = i_k = i_p = i_{\check{r}}$$

$$(i_i)^n = i_c \rightarrow i_i = \sqrt[3]{7,2} = 1,931$$

Volím:

$$i_k = 1,95$$

$$i_{\check{c}} = 1,95$$

$$\rightarrow i_{\check{r}} = \frac{i_c}{i_k \cdot i_{\check{c}}} = \frac{7,2}{1,95 \cdot 1,95} = 1,8935$$

5.5.2.2 Výpočty počtu otáček:

$$i_k = \frac{n_1}{n_2} \rightarrow n_2 = \frac{n_1}{i_k} = \frac{2880}{1,95} = 1477 \text{ min}^{-1}$$

$$i_{\check{c}} = \frac{n_2}{n_3} \rightarrow n_3 = \frac{n_2}{i_{\check{c}}} = \frac{1477}{1,95} = 757 \text{ min}^{-1}$$

$$i_{\check{r}} = \frac{n_3}{n_4} \rightarrow n_4 = \frac{n_3}{i_{\check{r}}} = \frac{757}{1,8935} = 400 \text{ min}^{-1}$$

5.5.2.3 Výpočet kroutících momentů:

$$M_{k1} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{15000}{2 \cdot \pi \cdot \frac{2880}{60}} = 49,736 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{k2} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_2} = \frac{15000}{2 \cdot \pi \cdot \frac{1477}{60}} = 96,980 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{k3} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_3} = \frac{15000}{2 \cdot \pi \cdot \frac{757}{60}} = 189,220 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{k4} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_4} = \frac{15000}{2 \cdot \pi \cdot \frac{400}{60}} = 358,099 \text{ N} \cdot \text{m}$$

5.5.3 Kuželové soukolí se šikmými zuby

5.5.3.1 Parametry kuželového soukolí

Tabulka 2 - Zadané a zvolené hodnoty kuželového soukolí

| | Pastorek (1.) | Kolo (2.) |
|------------------------------|------------------|------------------|
| Materiál | 16 436 | 14 140 |
| | zušlechtěná ocel | zušlechtěná ocel |
| σ_{Hlim} [MPa] | 840 | 690 |
| σ_{Flim} [MPa] | 602 | 512 |
| R_e [MPa] | 980 | 637 |
| R_m [MPa] | 1130 | 883 |
| Počet zubů Z | 31 (zvoleno) | 61 |
| Převodový poměr i_k | 1,95 | |
| Úhel sklonu zubu β | 20° | |
| Čelní úhel záběru α_t | 20° | |

Počet zubů Z_2

$$Z_2 = i_k \cdot Z_1 = 60,45 \doteq 61 \text{ zubů}$$

Z toho plyne skutečný převodový poměr kuželového soukolí $i_k = \frac{Z_2}{Z_1} = 1,968$

Úhly roztečných kuželů

$$\Sigma = \delta_2 + \delta_1 = 90^\circ$$

$$\delta_1 = \arctg \frac{\sin \Sigma}{i_k + \cos \Sigma} = \arctg \frac{\sin 90^\circ}{1,95 + \cos 90^\circ} = 27^\circ 8' 58,85''$$

$$\delta_2 = \Sigma - \delta_1 = 90^\circ - 27,150^\circ = 62^\circ 51' 1,15''$$

Počet zubů virtuálního soukolí:

$$Z_{v1}' = \frac{Z_1}{\cos \delta_1} = \frac{31}{\cos(27,1497^\circ)} = 34,839$$

$$Z_{v2}' = \frac{Z_2}{\cos \delta_2} = \frac{61}{\cos(62,8503^\circ)} = 133,679$$

Převodový poměr virtuálního soukolí:

$$i_{v1} = \frac{Z_{v2}'}{Z_{v1}'} = \frac{133,679}{34,839} = 3,837$$

Pro kontrolu byl tento převodový poměr odmocněn a vyšel skutečný převodový poměr.

5.5.3.2 Návrh modulu

Navržení modulu bude provedeno podle normy ČSN 01 4686 část 4. Používá se pro předběžné stanovení rozměrů ozubeného soukolí během první fáze návrhu.

Tato norma uvádí vztah pro minimální velikost modulu z hlediska namáhání v dotyku.

$$d_{m1} = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k1}}{\psi_D \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u_v + 1}{u_v}} \dots \text{ a dále } m_{nm} = \frac{d_{m1}}{Z_1}$$

Z následujícího vztahu se vypočte minimální velikost modulu z hlediska namáhání v ohybu.

$$m_{nm} = f_f \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{k1}}{\psi_m \cdot Z_1 \cdot \sigma_{FF}}}$$

Následně se z obou hodnot vybere ta větší a zaokrouhlí se na nejbližší vyšší normalizovanou velikost modulu.

Velikost modulu z hlediska namáhání v dotyku

Dané hodnoty a konstanty:

$f_H = 690$ Pomocný součinitel pro výpočet roztečné kružnice (pro šikmé zuby 690)

$M_{k1} = 49736 \text{ N} \cdot \text{mm}$

$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,75 \cdot 1,6 = 2,8$

Kde K_H je součinitel přídatných zatížení (pro výpočet na dotyk)

$K_A = 1,75$ Součinitel vnějších dynamických sil (zvolen pro zatěžování převodovky hnacím strojem plynulé a zatěžování převodovky hnaným strojem s velkou nerovnoměrností)

$$\psi_D = \frac{b}{d_m} = \frac{\psi_L \cdot \sqrt{1 + i_k^2}}{2 - \psi_L} = \frac{0,3 \cdot \sqrt{1 + 1,968^2}}{2 - 0,3} = 0,390$$

ψ_D je Poměr šířky ozubení ke střednímu průměru

$u_v = \frac{Z_{v2}'}{Z_{v1}} = 3,837$ u_v je převodové číslo virtuálního soukolí

$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim} = 0,8 \cdot 690 = 552 \text{ MPa}$

σ_{HP} přípustné napětí v dotyku (přípustný Hertzův tlak)

Dosazení:

$$d_1 = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,8 \cdot 49,736}{0,390 \cdot 552^2} \cdot \frac{3,837+1}{3,837}} = 78,585 \text{ mm}$$

Normálový modul na středním průměru tedy bude:

$$m_{nm} = \frac{d_1}{Z_1} = \frac{78,585}{31} = 2,620 \text{ mm}$$

Velikost modulu z hlediska namáhání v ohybu

$$m_{nm} = f_f \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{k1}}{\psi_m \cdot Z_1 \cdot \sigma_{FP}}}$$

Pro šikmé zuby:

$f_f = 18$ Pomocný součinitel pro výpočet modulu ozubení (tato hodnota je pro kalená ozubená kola)

$$M_{k1} = 49736 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\psi_m = \frac{z_1 \cdot \psi_L \cdot \sqrt{1+i_k^2}}{2-\psi_L} = z_1 \cdot \psi_D = 31 \cdot 0,390 = 12,09$$

ψ_m je poměr šířky ozubení ke střednímu modulu

$K_F = 2,4$ Součinitel přidavných zatížení (pro výpočet na ohyb)

$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flim} = 0,6 \cdot 512 = 307,2 \text{ MPa}$ přípustné napětí v ohybu

Normálový modul na středním průměru tedy bude:

$$m_{nm} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,4 \cdot 49,736}{12,09 \cdot 31 \cdot 307,12}} = 1,822 \text{ mm}$$

Pro další výpočet použijí větší z hodnot, tedy $m_{nm} = 2,620 \text{ mm}$

Výpočet tečného modulu na středním průměru:

$$m_{tm} = \frac{m_{nm}}{\cos \beta_m} = \frac{2,620}{\cos 20^\circ} = 2,788 \text{ mm}$$

$$m_{te} = m_{tm} \cdot \left(1 + \frac{\psi_m}{\sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}} \right) = 2,788 \cdot \left(1 + \frac{12,09}{\sqrt{31^2 + 61^2}} \right) = 3,281 \text{ mm}$$

Volím normalizovaný modul $m_{te} = 3,5 \text{ mm}$

Modul obvodový střední

$$m_{tm} = \frac{m_{te}}{1 + \frac{\psi_m}{\sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}}} = \frac{3,5}{1 + \frac{12,09}{\sqrt{31^2 + 61^2}}} = 2,974 \text{ mm}$$

Modul normálový střední

$$m_{nm} = m_{tm} \cdot \cos \beta_m = 2,974 \cdot \cos 20^\circ = 2,795 \text{ mm}$$

Výpočet šířky ozubení:

$$b = \psi_m \cdot m_{nm} = 12 \cdot 2,795 = 33,54$$

Volím předběžnou šířku ozubení $b = 34 \text{ mm}$

5.5.3.3 Základní rozměry pastorku

Vnější roztečná kružnice: $d_{e1} = m_{te} \cdot Z_1 = 3,5 \cdot 31 = 108,5 \text{ mm};$

Výška hlavy: $h_{ae} = m_{te} = 3,5 \text{ mm}$

Vnější hlavová kružnice: $d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae} \cdot \cos \delta_1$

$$d_{ae1} = 108,5 + 2 \cdot 3,5 \cdot \cos(27,1497) = 114,729 \text{ mm}$$

Výška paty zubu: $h_{fe} = 1,25 \cdot m_e = 1,25 \cdot 3,5 = 4,375 \text{ mm}$

Vnější patní kružnice: $d_{fe1} = d_{e1} - 2h_{fe} \cdot \cos \delta_1$

$$d_{fe1} = 108,5 - 2 \cdot 4,375 \cdot \cos(27,1497) = 100,714 \text{ mm}$$

Kuželová vzdálenost vnější: $L_e = \frac{r_{e1}}{\sin \delta_1} = \frac{54,25}{\sin(27,1497)} = 118,887 \text{ mm}$

Charakteristický poměr: $\psi_L = \frac{b_w}{L_e} = \frac{33}{118,887} = 0,278 \text{ mm}$

Úhel hlavy zubu: $\vartheta_a = \arctg \frac{h_{ae}}{L_e} = \arctg \frac{3,5}{118,887} = 1,686^\circ$

Úhel paty zubu: $\vartheta_f = \arcsin \frac{h_{fe}}{\sqrt{h_{ae}^2 + L_e^2}} = \arcsin \frac{4,375}{\sqrt{3,5^2 + 118,887^2}} = 2,108^\circ$

Úhel hlavového kužele: $\delta_{a1} = \delta_1 + \vartheta_a = 27,1497^\circ + 1,686^\circ = 28,8357^\circ$

Úhel patního kužele: $\delta_{f1} = \delta_1 - \vartheta_f = 27,1497^\circ - 2,108^\circ = 25,0417^\circ$

Střední roztečná kružnice: $d_{m1} = d_{e1} \cdot (1 - 0,5 \cdot \psi_L)$

$$d_{m1} = 108,5 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,278) = 93,419 \text{ mm}$$

Střední hlavová kružnice: $h_{am}=m_{te} = 3,5 \text{ mm}$

$$d_{a1m} = d_{m1} + 2h_{am} \cdot \cos \delta_1$$

$$d_{a1m} = 93,419 + 2 \cdot 3,5 \cdot \cos(27,15^\circ) = 99,65 \text{ mm}$$

Střední patní kružnice: $h_{fm}=1,25 \cdot m_e = 4,375 \text{ mm}$

$$d_{f1m} = d_{m1} - 2h_{fm} \cdot \cos \delta_1$$

$$d_{f1m} = 93,419 - 2 \cdot 4,375 \cdot \cos(27,15^\circ) = 85,633 \text{ mm}$$

Výpočet náhradního kola:

Kuželová kola se šikmými zuby se nahradí čelními koly se šikmými zuby

Průměr roztečné kružnice: $d_{n1}' = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1} = \frac{93,419}{\cos(27,1497^\circ)} = 104,987 \text{ mm}$

Počty zubů: $Z_{n1}' = \frac{Z_1}{\cos \delta_1} = \frac{31}{\cos(27,1497^\circ)} = 34,839 \text{ zubů}$

V dalším kroku nahradíme čelní kolo se šikmými zuby čelním kolem s přímými zuby:

Průměr roztečné kružnice: $d_{n1} = \frac{d_{n1}'}{\cos^2 \beta_m} = \frac{104,987}{\cos^2(20^\circ)} = 118,895 \text{ mm}$

Počty zubů: $Z_{n1} = \frac{Z_{n1}'}{\cos^3 \beta_m} = \frac{34,839}{\cos^3 20^\circ} = 41,987$

Průměr hlavové kružnice náhradního kola

$$h_a = m_{nm} = 2,795 \text{ mm}$$

$$d_{na1}' = d_{n1}' + 2 \cdot h_a = 104,987 + 2 \cdot 2,795 = 110,577 \text{ mm}$$

Průměr základní kružnice náhradního kola

$$d_{nb1}' = d_{n1}' \cdot \cos \alpha = 104,987 \cdot \cos 20^\circ = 98,656 \text{ mm}$$

5.5.3.4 Základní rozměry kola

Vnější roztečná kružnice: $d_{e2} = m_{te} \cdot Z_2 = 3,5 \cdot 61 = 213,5 \text{ mm}$;

Výška hlavy: $h_{ae} = m_{te} = 3,5 \text{ mm}$

Vnější hlavová kružnice: $d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae} \cdot \cos \delta_2$
 $d_{ae2} = 213,5 + 2 \cdot 3,5 \cdot \cos(62,8503) = 216,694 \text{ mm}$

Výška paty zubu: $h_{fe} = 1,25 \cdot m_e = 1,25 \cdot 3,5 = 4,375 \text{ mm}$

Vnější patní kružnice: $d_{fe2} = d_{e2} - 2h_{fe} \cdot \cos \delta_2$
 $d_{fe2} = 213,5 - 2 \cdot 4,375 \cdot \cos(62,8503) = 209,507 \text{ mm}$

Kuželová vzdálenost vnější: $L_e = 118,887 \text{ mm}$

Charakteristický poměr: $\psi_L = 0,278 \text{ mm}$

Úhel hlavy zubu: $\vartheta_a = 1,686^\circ$

Úhel paty zubu: $\vartheta_f = 2,108^\circ$

Úhel hlavového kužele: $\delta_{a2} = \delta_2 + \vartheta_a = 62,8503^\circ + 1,686^\circ = 64,5363^\circ$

Úhel patního kužele: $\delta_{f2} = \delta_2 - \vartheta_f = 62,8503^\circ - 2,108^\circ = 60,7423^\circ$

Střední roztečná kružnice:

$$d_{m2} = d_{e2} \cdot (1 - 0,5 \cdot \psi_L) = 213,5 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,278) = 183,824 \text{ mm}$$

Střední hlavová kružnice: $h_{am} = m_{te} = 3,5 \text{ mm}$

$$d_{a2m} = d_{m2} + 2h_{am} \cdot \cos \delta_2 = 183,824 + 2 \cdot 3,5 \cdot \cos(62,8503^\circ)$$

$$d_{a2m} = 187,018 \text{ mm}$$

Střední patní kružnice: $h_{fm} = 1,25 \cdot m_e = 1,25 \cdot 3,5 = 4,375 \text{ mm}$

$$d_{f2m} = d_{m2} - 2h_{fm} \cdot \cos \delta_2 = 183,824 - 2 \cdot 4,375 \cdot \cos(62,8503^\circ)$$

$$d_{f2m} = 179,831 \text{ mm}$$

Výpočet náhradního kola:

Kuželová kola se šikmými zuby se nahradí čelními koly se šikmými zuby:

Průměr roztečné kružnice: $d_{n2}' = \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2} = \frac{183,824}{\cos(62,8503^\circ)} = 402,843 \text{ mm}$

Počty zubů: $Z_{n2}' = \frac{Z_2}{\cos \delta_2} = \frac{61}{\cos(62,8503^\circ)} = 133,679 \doteq 134$

V dalším kroku nahradíme čelní kolo se šikmými zuby čelním kolem s přímými zuby:

Průměr roztečné kružnice: $d_{n2} = \frac{d_{n2}'}{\cos^2 \beta_m} = \frac{402,843}{\cos^2(20^\circ)} = 456,209 \text{ mm}$

Počty zubů: $Z_{n2} = \frac{Z_{n2}'}{\cos^3 \beta_m} = \frac{133,679}{\cos^3 20^\circ} = 151,388 \doteq 152$

Průměr hlavové kružnice náhradního kola

$$h_a = m_{nm} = 2,795 \text{ mm}$$

$$d_{na2}' = d_{n2}' + 2 \cdot h_a = 402,843 + 2 \cdot 2,795 = 408,433 \text{ mm}$$

Průměr základní kružnice náhradního kola

$$d_{nb2}' = d_{n2}' \cdot \cos \alpha = 402,843 \cdot \cos 20^\circ = 378,549 \text{ mm}$$

5.5.3.5 Základní rozměry soukolí

Střední normálový úhel záběru:

$$\tan \alpha_{tm} = \frac{\tan \alpha_{nm}}{\cos \beta_m}$$

$$\alpha_{nm} = \arctg(\tan \alpha_{tm} \cdot \cos \beta_m) = \arctg(\tan 20^\circ \cdot \cos 20^\circ) = 18,794^\circ$$

Virtuální osová vzdálenost:

$$a_v = \frac{d_{n1}' + d_{n2}'}{2} = \frac{104,9871 + 402,843}{2} = 253,915 \text{ mm}$$

Rozeč zubů:

$$p_t' = \pi \cdot m_{tm} = \pi \cdot 2,974 = 9,343 \text{ mm}$$

$$p_{tmb} = p_t' \cdot \cos \alpha_t = 9,343 \cdot \cos 20^\circ = 8,780 \text{ mm}$$

Součinitel záběru virtuálního soukolí

$$\varepsilon_{v\alpha} = \frac{\sqrt{55,288^2 - 49,328^2} + \sqrt{204,216^2 - 189,2745^2} - 253,915 \cdot \sin(20^\circ)}{8,870}$$

$$\varepsilon_{v\alpha} = 1,669$$

Součinitel kroku virtuálního soukolí

$$\varepsilon_{v\beta} = \frac{b \cdot \tan(\beta_m)}{p_t'} = \frac{34 \cdot \tan 20^\circ}{9,343} = 1,325$$

Celkový součinitel záběru virtuálního soukolí

$$\varepsilon_v = \varepsilon_{v\alpha} + \varepsilon_{v\beta}$$

$$\varepsilon_v = 1,669 + 1,325 = 2,994 \doteq 3$$

5.5.3.6 Silové poměry kuželového soukolí

Tečná síla

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{M_{k1}}{r_{m1}} = \frac{49736}{46,71} = 1065 \text{ N}$$

Normálová síla

$$F_{n1} = F_{n2} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha_{mn} \cdot \cos \beta_m} = \frac{1064,783}{\cos 18,794^\circ \cdot \cos 20^\circ} = 1197 \text{ N}$$

$$F_{\delta 1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha_{nm} = 1065 \cdot \tan 18,794^\circ = 362 \text{ N}$$

Radiální síla:

$$F_{r1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta_m} \cdot (\tan \alpha_{mn} \cdot \cos \delta_1 - \sin \beta_m \cdot \sin \delta_1) = \frac{1065}{\cos 20^\circ} \cdot (\tan 18,794^\circ \cdot \cos 27,1497^\circ - \sin 20^\circ \cdot \sin 27,1497^\circ) = 167 \text{ N} = F_{a2}$$

Axiální síla:

$$F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta_m} \cdot (\tan \alpha_{mn} \cdot \sin \delta_1 + \sin \beta_m \cdot \cos \delta_1) = \frac{1065}{\cos 20^\circ} \cdot (\tan 18,794^\circ \cdot \sin 27,1497^\circ + \sin 20^\circ \cdot \cos 27,1497^\circ) = 521 \text{ N} = F_{r2}$$

5.5.3.7 Pevnostní kontrola ozubení

$$F_t = 1065 \text{ N}$$

5.5.3.7.1 Pastorek

Kontrola z hlediska únavy na dotyk:

Součinitel přídatných zatížení

$$k_H \approx K_F = k_A \cdot k_v \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta}$$

Součinitel vnějších dynamických sil

$$K_A = 1$$

Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů

$$K_{H\alpha} = 1,1$$

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu

$$k_{H\beta} = 1,18$$

Střední obvodová rychlost kola

$$v = \omega \cdot \frac{d_m}{2} = 2 \cdot \pi \cdot n_1 \cdot \frac{d_m}{2}$$

$$v = 2 \cdot \pi \cdot \frac{2880}{60} \cdot \frac{0,093419}{2} = 14,087 \text{ m/s}$$

Součinitel rychlosti

$$k_v = 1 + \left(\frac{k_p \cdot b_w}{k_A \cdot F_{tm}} + k_Q \right) \cdot \frac{z_1 \cdot v}{100} \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}}$$

$$k_v = 1 + \left(\frac{3,91 \cdot 0,034}{1 \cdot 1065} + 0,0193 \right) \cdot \frac{31 \cdot 14,087}{100} \cdot \sqrt{\frac{1,95^2}{1+1,95^2}} = 1,075$$

Pomocné součinitele:

$$k_p = 3,91; k_Q = 0,0193$$

$$k_H \approx K_F = k_A \cdot k_v \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta} = 1 \cdot 1,075 \cdot 1,1 \cdot 1,18 = 1,395$$

$$\sigma_{H0} = Z_B \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot Z_{v\alpha} \cdot Z_\beta \cdot Z_k \cdot \sqrt{\frac{F_{tm}}{d_{m1} \cdot b} \cdot \frac{i+1}{1}}$$

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{k_H}$$

$$Z_k = 0,85; Z_H = 2,4; Z_E = 190; Z_{v\alpha} = 0,7$$

$$Z_\beta = \sqrt{\cos(\beta_m)} = \sqrt{\cos(20^\circ)} = 0,97$$

Součinitel jednorázového záběru pastorku

$$Z_B = \frac{\operatorname{tg}(\alpha_v)}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{d_{va1}}{d_{vb1}} \right)^2 - 1} - \frac{2 \cdot \pi}{z_{v1}} \right] \left[\sqrt{\left(\frac{d_{va2}}{d_{vb2}} \right)^2 - 1} - \frac{(\epsilon_{\alpha v} - 1) \cdot 2 \cdot \pi}{z_{v2}} \right]}}$$

$$Z_B = \frac{\operatorname{tg}(20)}{\sqrt{\left[\sqrt{\left(\frac{110,577}{98,656}\right)^2 - 1} - \frac{2 \cdot \pi}{34,839}\right] \cdot \left[\sqrt{\left(\frac{408,433}{378,549}\right)^2 - 1} - \frac{(13,907-1) \cdot 2 \cdot \pi}{133,679}\right]}} = 1,52$$

$$\sigma_{H0} = 1,52 \cdot 2,4 \cdot 190 \cdot 0,7 \cdot 0,97 \cdot 0,85 \cdot \sqrt{\frac{1065}{0,093419 \cdot 0,034} \cdot \frac{1,95+1}{1}} = 398 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H = 398 \cdot \sqrt{1,395} = 470 \text{ MPa}$$

Únavová bezpečnost v dotyku

$$S_{H12} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_L}{\sigma_H}$$

$$S_{H12} = \frac{840 \cdot 0,85}{470} = 1,519 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1} \cdot k_H}{F_t}}$$

$$V_{HV} = 600 - 675$$

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} = 2400 \text{ MPa}$$

$$K_{as} = 2$$

$$F_{t1} = F_t \cdot K_{as}$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_{as} \cdot k_H}{F_t}} = 398 \cdot \sqrt{\frac{1065 \cdot 2 \cdot 1,395}{1065}} = 665 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kontrola z hlediska únavy v ohybu:

Ohybové napětí

$$\sigma_F = \frac{F_{tm}}{b_w \cdot m_{mn}} \cdot K_F \cdot Y_K \cdot Y_{FS} \cdot Y_{v\varepsilon} \cdot Y_{v\beta}$$

$$b_w = 0,85 \cdot b = 0,85 \cdot 34 = 28,9 \text{ mm}$$

$$K_F = 1,61; Y_K = 1; Y_{FS} = 3,9; Y_{v\beta} = 0,87$$

$$Y_{v\varepsilon} = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,669} = 0,6$$

$$\sigma_F = \frac{1065}{28,9 \cdot 2,795} \cdot 1,61 \cdot 1 \cdot 3,9 \cdot 0,6 \cdot 0,87 = 60 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v ohybu

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_x}{\sigma_F}$$

$$Y_x = 1$$

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_x}{\sigma_F} = \frac{602 \cdot 1}{60} = 10$$

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení:

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_t}{F_{tm}} \leq \sigma_{FPmax}$$

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flim} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot 602 = 1204 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_t}{F_{tm}} = \sigma_F \cdot \frac{K_{AS} \cdot F_{tm}}{F_{tm}} = \sigma_F \cdot K_{AS} = 60 \cdot 2 = 120 \text{ MPa}$$

5.5.3.7.2 Kolo

Kontrola z hlediska únavy na dotyk:

Součinitel přidavných zatížení

$$k_H \approx K_F = k_A \cdot k_v \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta}$$

$$K_A = 1, K_{H\alpha} = 1,1, k_{H\beta} = 1,18$$

Střední obvodová rychlost kola

$$v = \omega \cdot \frac{d_m}{2} = 2 \cdot \pi \cdot n_1 \cdot \frac{d_m}{2}$$

$$v = 2 \cdot \pi \cdot \frac{1477}{60} \cdot \frac{0,183824}{2} = 14,216 \text{ m/s}$$

Součinitel rychlosti

$$k_v = 1 + \left(\frac{k_p \cdot b_w}{k_A \cdot F_{tm}} + k_Q \right) \cdot \frac{z_1 \cdot v}{100} \cdot \sqrt{\frac{i^2}{1+i^2}}$$

$$k_v = 1 + \left(\frac{3,91 \cdot 0,034}{1 \cdot 1065} + 0,0193 \right) \cdot \frac{31 \cdot 14,087}{100} \cdot \sqrt{\frac{1,95^2}{1+1,95^2}} = 1,075$$

Pomocné součinitele:

$$k_p = 3,91; k_Q = 0,0193$$

$$k_H \approx K_F = k_A \cdot k_v \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{H\beta} = 1 \cdot 1,075 \cdot 1,1 \cdot 1,18 = 1,395$$

$$\sigma_{H0} = Z_B \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot Z_{v\alpha} \cdot Z_\beta \cdot Z_k \cdot \sqrt{\frac{F_{tm}}{d_{m1} \cdot b} \cdot \frac{i+1}{1}}$$

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{k_H}$$

$$Z_\beta = \sqrt{\cos(\beta_m)} = \sqrt{\cos(20^\circ)} = 0,97$$

$$Z_k = 0,85; Z_H = 2,4; Z_E = 190; Z_{v\alpha} = 0,7$$

Součinitel jednorázového záběru kola $Z_B = 1,52$

$$\sigma_{H0} = 1,52 \cdot 2,4 \cdot 190 \cdot 0,7 \cdot 0,97 \cdot 0,85 \cdot \sqrt{\frac{1065}{0,183824 \cdot 0,034} \cdot \frac{1,95+1}{1}}$$

$$\sigma_{H0} = 290 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H = 290 \cdot \sqrt{1,395} = 340 \text{ MPa}$$

Únavová bezpečnost v dotyku

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_N}{\sigma_H} \cdot (Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V)$$

$$Z_N = \sqrt[10]{\frac{N_{Hlim}}{N_K}} = \sqrt[10]{\frac{100 \cdot 10^6}{1382,4 \cdot 10^6}} = 0,769 \Rightarrow Z_N = 1$$

$$N_{Hlim} = 100 \cdot 10^6$$

$$q_H = 10$$

$$N_K = 60 \cdot L_h \cdot n_1 = 60 \cdot 8000 \cdot 2880 = 1382,4 \cdot 10^6 \text{ cyklů}$$

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_N}{\sigma_H} \cdot (Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V) = \frac{1140 \cdot 1}{697,098} \cdot 0,85 = 1,635 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1} \cdot k_H}{F_t}}$$

$$V_{HV} = 600 - 675$$

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} = 2400 \text{ MPa}$$

$$K_{as} = 2$$

$$F_{t1} = F_t \cdot K_{as}$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_{as} \cdot k_H}{F_t}} = 290 \cdot \sqrt{\frac{1065 \cdot 2 \cdot 1,395}{1065}} = 485 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax} \quad \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kontrola z hlediska únavy v ohybu:

Ohybové napětí

$$\sigma_F = \frac{F_{tm}}{b_w \cdot m_{mn}} \cdot K_F \cdot Y_K \cdot Y_{FS} \cdot Y_{v\varepsilon} \cdot Y_{v\beta}$$

$$b_w = 0,85 \cdot b = 0,85 \cdot 34 = 28,9 \text{ mm}$$

$$K_F = 1,61$$

$$Y_K = 1$$

$$Y_{FS} = 3,9$$

$$Y_{v\varepsilon} = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,669} = 0,6$$

$$Y_{v\beta} = 0,87$$

$$\sigma_F = \frac{1065}{28,9 \cdot 2,795} \cdot 1,61 \cdot 1 \cdot 3,9 \cdot 0,6 \cdot 0,87 = 60 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v ohybu

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_x}{\sigma_F}$$

$$Y_x = 1$$

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_x}{\sigma_F} = \frac{512 \cdot 1}{60} = 8,5$$

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení:

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_t}{F_{tm}} \leq \sigma_{FPmax}$$

$$\sigma_{FPmax} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flim} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot 602 = 1204 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_t}{F_{tm}} = \sigma_F \cdot \frac{K_{AS} \cdot F_{tm}}{F_{tm}} = \sigma_F \cdot K_{AS} = 60 \cdot 2 = 120 \text{ MPa}$$

Navržené kuželové soukolí splňuje pevnostní podmínky.

5.5.4 Alternativní čelní soukolí

5.5.4.1 Parametry alternativního čelního soukolí

Tabulka 3 - Zadané a zvolené hodnoty alternativního čelního soukolí

| | Pastorek (3.) | Kolo (4.) | Kolo (5.) |
|--------------------------|------------------|------------------|------------------|
| Materiál | 16 436 | 14 140 | 14 140 |
| | zušlechťená ocel | zušlechťená ocel | zušlechťená ocel |
| VHV | | | |
| σ_{Hlim} [MPa] | 840 | 690 | 690 |
| σ_{Flim} [MPa] | 602 | 512 | 512 |
| R_e [MPa] | 980 | 637 | 637 |
| R_m [MPa] | 1130 | 883 | 883 |
| Počet zubů Z | 25 | 35 | 49 |
| Převodový poměr i_ξ | 1,4 | | 1,3929 |
| Úhel sklonu zubu β | 18° | | |
| α_t | 20° | | |

$$i_\xi = i_{34} \cdot i_{45} = 1,4 \cdot 1,3929 = 1,95$$

Počet zubů Z_4 a Z_5 : $i_{34} = \frac{Z_4}{Z_3} \rightarrow Z_4 = i_{34} \cdot Z_3 = 1,4 \cdot 25 = 35$ zubů

$$i_{45} = \frac{Z_5}{Z_4} \rightarrow Z_5 = i_{45} \cdot Z_4 = 1,3929 \cdot 35 = 48,75 \doteq 49$$
 zubů

Z toho vyplývá skutečný převodový poměr čelního soukolí $i_\xi = \frac{Z_5}{Z_3} = 1,96$

5.5.4.2 Návrh modulu

Návrh na dotyk

$$m_n = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k2}}{\psi_m \cdot Z_3^2 \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u_v + 1}{u_v}}$$

Kde:

$$f_H = 690 \quad \dots \text{Pro šikmé zuby}$$

$$M_{k2} = 96980 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,75 \cdot 1,6 = 2,8$$

$K_A = 1,75$...zatěžování převodovky hnacím strojem plynulé,
zatěžování převodovky hnaným strojem s velkou
nerovnoměrností

$$K_{H\beta} = 1,6$$

$$\psi_m = \frac{b_w}{m_{mn}} = \text{volím } 12$$

$$u_v = i^2 = 1,95^2 = 3,8025$$

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim} = 0,8 \cdot 840 = 672 \text{ MPa}$$

$$m_n = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,8 \cdot 96,980}{12 \cdot 25^2 \cdot 672^2} \cdot \frac{3,8025 + 1}{3,8025}} = 3,216$$

Návrh na ohyb

$$m_n = f_f \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{k2}}{\psi_m \cdot Z_6 \cdot \sigma_{FP}}}$$

Pro šikmé zuby:

$f_f = 18$ součinitel pro výpočet modulu ozubení pro kalená ozubená kola

$$M_{k2} = 96980 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\psi_m = \frac{b_w}{m_{mn}} = \text{volím } 12$$

$$z_3 = 100 \text{ zubů}$$

$$K_F = 2,8$$

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flim} = 0,6 \cdot 602 = 361,2 \text{ MPa}$$

$$m_n = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,8 \cdot 96,980}{12 \cdot 25 \cdot 361,2}} = 2,445 \text{ mm}$$

Z konstrukčních důvodů volím normalizovaný modul $m_n = 4 \text{ mm}$

Čelní modul:
$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{4}{\cos 18^\circ} = 4,206 \text{ mm}$$

5.5.4.3 Základní rozměry pastorku 3 a kola 4 a 5

Průměry roztečných kružnic: $d_3 = \frac{m_n \cdot Z_3}{\cos \beta_m} = \frac{4 \cdot 25}{\cos 18^\circ} = 105,146 \text{ mm}$

$$d_4 = \frac{m_n \cdot Z_4}{\cos \beta_m} = \frac{4 \cdot 35}{\cos 18^\circ} = 147,205 \text{ mm}$$

$$d_5 = \frac{m_n \cdot Z_5}{\cos \beta_m} = \frac{4 \cdot 49}{\cos 18^\circ} = 206,087 \text{ mm}$$

Výška hlavy zubu: $h_a = m_n = 4 \text{ mm}$

Výška paty zubu: $h_f = 1,25 \cdot m_n = 1,25 \cdot 4 = 5 \text{ mm}$

Výška zubu: $h = h_a + h_f = 4 + 5 = 9 \text{ mm}$

Průměr hlavových kružnic: $d_{a3} = d_3 + 2h_a = 105,146 + 2 \cdot 4 = 113,146 \text{ mm}$

$$d_{a4} = d_4 + 2h_a = 147,205 + 2 \cdot 4 = 155,205 \text{ mm}$$

$$d_{a5} = d_5 + 2h_a = 206,087 + 2 \cdot 4 = 214,087 \text{ mm}$$

Průměr patních kružnic: $d_{f3} = d_3 - 2h_f = 105,146 - 2 \cdot 5 = 95,146 \text{ mm}$

$$d_{f4} = d_4 - 2h_f = 147,205 - 2 \cdot 5 = 137,205 \text{ mm}$$

$$d_{f5} = d_5 - 2h_f = 206,087 - 2 \cdot 5 = 196,087 \text{ mm}$$

Úhel záběru zubů: $\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_{mn}}{\cos \beta_m} \rightarrow \alpha_t = \arctg \frac{\tan 20}{\cos 18} = 20,942^\circ$

Průměr základní kružnice:

$$d_{b3} = d_3 \cdot \cos \alpha_t = 105,146 \cdot \cos 20,837^\circ = 98,269 \text{ mm}$$

$$d_{b4} = d_4 \cdot \cos \alpha_t = 147,205 \cdot \cos 20,837^\circ = 137,577 \text{ mm}$$

$$d_{b5} = d_5 \cdot \cos \alpha_t = 206,087 \cdot \cos 20,837^\circ = 192,608 \text{ mm}$$

Osová vzdálenost: $a_{34} = \frac{(Z_3+Z_4) \cdot m_n}{2 \cdot \cos \beta} = \frac{(25+35) \cdot 4}{2 \cdot \cos 18} = 126,175 \text{ mm}$

$$a_{45} = \frac{(Z_4+Z_5) \cdot m_n}{2 \cdot \cos \beta} = \frac{(35+49) \cdot 4}{2 \cdot \cos 18} = 176,646 \text{ mm}$$

$$a = 126,175 + 176,646 = 302,821 \text{ mm}$$

Rozteč: $p_n = \pi \cdot m_n = \pi \cdot 4 = 12,566 \text{ mm}$

$$p_t = \frac{p_n}{\cos \beta} = \frac{12,566}{\cos 18^\circ} = 13,213 \text{ mm}$$

$$p_{tb} = p_t \cdot \cos \alpha_t = 13,213 \cdot \cos 20,942^\circ = 12,340 \text{ mm}$$

Šířka kola: $b_w = \psi_m \cdot m_n = 8 \cdot 4 = 32 \text{ mm}$

Kde: $\psi_m = 8$...pro kola povrchově tvrzená (s výjimkou nitridace)

Předběžně volím $b_w = 32 \text{ mm}$

Náhradní soukolí: $r_{n3} = \frac{r_3}{\cos^2 \beta} = \frac{52,573}{\cos^2 18^\circ} = 58,123 \text{ mm}$

$$r_{n4} = \frac{r_4}{\cos^2 \beta} = \frac{73,603}{\cos^2 18^\circ} = 81,373 \text{ mm}$$

$$r_{n5} = \frac{r_5}{\cos^2 \beta} = \frac{103,044}{\cos^2 18^\circ} = 113,923 \text{ mm}$$

$$a_{v34} = r_{n3} + r_{n4} = 58,123 + 81,373 = 139,496 \text{ mm}$$

$$a_{v45} = r_{n4} + r_{n5} = 81,373 + 113,923 = 195,296 \text{ mm}$$

Součinitel trvání záběru:

$$\epsilon_{\alpha_{34}} = \frac{\sqrt{d_{a3}^2 - d_{b3}^2} + \sqrt{d_{a4}^2 - d_{b4}^2} - 2 \cdot a_{34} \cdot \sin \alpha_t}{2 \cdot p_{tb}}$$

$$\epsilon_{\alpha_{34}} = \frac{\sqrt{113,146^2 - 98,269^2} + \sqrt{155,205^2 - 137,577^2} - 2 \cdot 126,175 \cdot \sin 20,942^\circ}{2 \cdot 12,340} = 1,529$$

$$\epsilon_{\alpha_{45}} = \frac{\sqrt{d_{a4}^2 - d_{b4}^2} + \sqrt{d_{a5}^2 - d_{b5}^2} - 2 \cdot a_{45} \cdot \sin \alpha_t}{2 \cdot p_{tb}}$$

$$\epsilon_{\alpha_{45}} = \frac{\sqrt{155,205^2 - 137,577^2} + \sqrt{214,087^2 - 192,608^2} - 2 \cdot 176,646 \cdot \sin 20,942^\circ}{2 \cdot 12,340} = 1,581$$

$$\epsilon_\beta = \frac{b_w \cdot \tan \beta}{p_t} = \frac{32 \cdot \tan 18^\circ}{13,213} = 0,787$$

$$\epsilon_{34} = \epsilon_{\alpha_{34}} + \epsilon_\beta = 1,529 + 0,787 = 2,316$$

Úprava šířky zubu-celočíselný záběr:

$$b' = \frac{(3 - \epsilon_{\alpha_{34}}) p_n}{\sin \beta} = \frac{(3 - 1,529) \cdot 12,566}{\sin 18^\circ} = 59,817 \text{ mm}$$

Volím šířku $b' = 60 \text{ mm}$

$$\epsilon_\beta = \frac{b \cdot \sin \beta}{p_n} = \frac{60 \cdot \sin 18^\circ}{12,566} = 1,475$$

$$\varepsilon_{34} = \varepsilon_{\alpha_{34}} + \varepsilon_{\beta} = 1,529 + 1,475 = 3,004 \doteq 3$$

$$\varepsilon_{45} = \varepsilon_{\alpha_{45}} + \varepsilon_{\beta} = 1,581 + 1,475 = 3,056 \doteq 3$$

5.5.4.4 Silové poměry

$$M_2 = M_{k2} = 96,980 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Tečná síla

$$F_{t3} = F_{t4} = F_{t5} = \frac{M_2}{r_3} = \frac{96980}{52,573} = 1845 \text{ N}$$

Normálová síla

$$F_{N3} = F_{N4} = F_{N5} = \frac{F_{t3}}{\cos \alpha_n \cdot \cos \beta} = \frac{1845}{\cos 20^\circ \cdot \cos 18^\circ} = 2065 \text{ N}$$

Radiální síla:

$$F_{R3} = F_{R4} = F_{R5} = \frac{F_{t3}}{\cos \beta} \cdot \tan \alpha_n = \frac{1845}{\cos 18^\circ} \cdot \tan 20^\circ = 707 \text{ N}$$

Axiální síla:

$$F_{A3} = F_{A4} = F_{A5} = F_{t3} \cdot \tan \beta = 1845 \cdot \tan 18^\circ = 600 \text{ N}$$

5.5.4.5 Pevnostní kontrola

$$F_t = 1845 \text{ N}$$

Kontrola z hlediska únavy na dotyk:

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{k_H} \leq \sigma_{HP}$$

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t3}}{d_{m3} \cdot b} \cdot \frac{u+1}{1}}$$

$$K_H = k_A \cdot k_{H\beta} \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{HV} = 1,5 \cdot 1,6 \cdot 1,2 = 2,88$$

$$k_{H\alpha} \cdot k_{HV} = 1,2$$

$$Z_E = 190; Z_H = 2,4; Z_\varepsilon = 0,82; Z_R = 1; u = i_{3,4,5} = 1,95$$

$$\sigma_{H0} = 190 \cdot 2,4 \cdot 0,82 \cdot \sqrt{\frac{1845}{0,105146 \cdot 0,06} \cdot \frac{1,95+1}{1}} = 348 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H = 348 \cdot \sqrt{2,88} = 591 \text{ MPa}$$

Únavová bezpečnost v dotyku

$$S_{H12} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_L}{\sigma_H}$$

$$S_{H12} = \frac{840 \cdot 1}{591} = 1,421 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{\frac{F_{t3} \cdot k_H}{F_{t3}}}$$

$$V_{HV} = 600 - 675$$

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} = 2400 \text{ MPa}$$

$$K_{as} = 2$$

$$F_{t1} = F_t \cdot K_{as}$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_{as} \cdot k_H}{F_t}} = 348 \cdot \sqrt{\frac{1845 \cdot 2 \cdot 2,88}{1845}} = 836 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kontrola z hlediska únavy v ohybu:

Ohybové napětí

$$\sigma_F = \frac{F_{tm}}{b_w \cdot m_{mn}} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_K \cdot Y_{v\epsilon} \cdot Y_{v\beta}$$

$$b_w = 0,85 \cdot b = 0,85 \cdot 60 = 51 \text{ mm}$$

$$K_F = 1,61; Y_K = 1$$

$$Y_{FS3} = 3,95; Y_{FS4} = 3,8; Y_{FS5} = 3,7$$

$$Y_{v\epsilon34} = \frac{1}{\epsilon_\alpha} = \frac{1}{1,529} = 0,654; Y_{v\epsilon45} = \frac{1}{\epsilon_\alpha} = \frac{1}{1,581} = 0,633$$

$$Y_{v\beta} = 0,87$$

$$\sigma_{F3} = \frac{1845}{51 \cdot 4} \cdot 2,88 \cdot 3,95 \cdot 1 \cdot 0,654 \cdot 0,87 = 58,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F4} = \frac{1845}{51 \cdot 4} \cdot 2,88 \cdot 3,8 \cdot 1 \cdot 0,654 \cdot 0,87 = 56,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F5} = \frac{1845}{51 \cdot 4} \cdot 2,88 \cdot 3,7 \cdot 1 \cdot 0,633 \cdot 0,87 = 53 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v ohybu

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_x}{\sigma_F} \quad \dots Y_x = 1$$

$$S_{F3} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_x}{\sigma_{F3}} = \frac{602 \cdot 1}{58,5} = 10$$

$$S_{F4} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_x}{\sigma_{F4}} = \frac{512 \cdot 1}{56,4} = 10$$

$$S_{F5} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_x}{\sigma_{F5}} = \frac{512 \cdot 1}{53} = 9,66$$

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení:

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_t}{F_{tm}} = \sigma_F \cdot \frac{K_{AS} \cdot F_{tm}}{F_{tm}} = \sigma_F \cdot K_{AS} \leq \sigma_{FPmax}$$

$$\sigma_{FP3max} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flim} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot 602 = 1204 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FP4,5max} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flim} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot 512 = 1024 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F3max} = \sigma_{F3} \cdot K_{AS} = 58,5 \cdot 2 = 117 \text{ MPa} \leq \sigma_{FP3max}$$

$$\sigma_{F4max} = \sigma_{F4} \cdot K_{AS} = 56,4 \cdot 2 = 112,8 \text{ MPa} \leq \sigma_{FP4,5max}$$

$$\sigma_{F5max} = \sigma_{F5} \cdot K_{AS} = 53 \cdot 2 = 106 \text{ MPa} \leq \sigma_{FP4,5max}$$

Navržené soukolí vyhovuje.

5.5.5 Primární čelní soukolí se šikmými zuby

5.5.5.1 Parametry čelního soukolí

Tabulka 4 - Zadané a zvolené parametry čelního soukolí

| | Pastorek (6.) | Kolo (7.) |
|-------------------------|------------------|------------------|
| Materiál | 16 436 | 42 2750 |
| | zušlechťená ocel | zušlechťená ocel |
| VHV | | |
| σ_{Hlim} [MPa] | 840 | 610 |
| σ_{Flim} [MPa] | 602 | 414 |
| R_e [MPa] | 980 | 550 |
| R_m [MPa] | 1130 | 800 |
| Počet zubů Z | 65 (zvoleno) | 127 |
| Převodový poměr i_ξ | 1,95 | |
| β | 18° | |
| α_t | 20° | |

Počet zubů Z_7 : $i_\xi = \frac{Z_7}{Z_6} \rightarrow Z_7 = i_\xi \cdot Z_6 = 1,95 \cdot 65 = 126,75 \doteq 127$ zubů

Z toho vyplývá skutečný převodový poměr čelního soukolí $i_\xi = \frac{Z_7}{Z_6} = 1,9538$

5.5.5.2 Návrh modulu

Návrh na dotyk

$$m_n = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k2}}{\psi_m \cdot Z_6^2 \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u_v + 1}{u_v}}$$

Kde:

$$f_H = 690 \quad \dots \text{Pro šikmé zuby}$$

$$M_{k2} = 96980 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,75 \cdot 1,6 = 2,8$$

$$K_A = 1,75 \quad \dots \text{zatěžování převodovky hnacím strojem plynulé,}$$

zatěžování převodovky hnaným strojem s velkou nerovnoměrností

$$K_{H\beta} = 1,6$$

$$\psi_m = \frac{b_w}{m_{mn}} = \text{volím } 12$$

$$u_v = i^2 = 1,95^2 = 3,8025$$

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim} = 0,8 \cdot 840 = 672 \text{ MPa}$$

$$m_n = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,8 \cdot 96,980}{12 \cdot 65^2 \cdot 672^2} \cdot \frac{3,8025+1}{3,8025}} = 1,701$$

Návrh na ohyb

$$m_n = f_f \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{k2}}{\psi_m \cdot Z_6 \cdot \sigma_{FP}}}$$

Pro šikmé zuby:

$f_f = 18$ součinitel pro výpočet modulu ozubení pro kalená ozubená kola

$$M_{k2} = 96980 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\psi_m = \frac{b_w}{m_{mn}} = \text{volím } 12$$

$$z_3 = 100 \text{ zubů}$$

$$K_F = 2,8$$

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flim} = 0,6 \cdot 602 = 361,2 \text{ MPa}$$

$$m_n = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,8 \cdot 96,980}{12 \cdot 65 \cdot 361,2}} = 1,778 \text{ mm}$$

Z konstrukčních důvodů volím normalizovaný modul $m_n = 3 \text{ mm}$

Čelní modul:
$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{3}{\cos 18^\circ} = 3,154 \text{ mm}$$

5.5.5.3 Základní rozměry pastorku 6 a čelního kola 7

Průměry roztečných kružnic: $d_6 = m_t \cdot Z_6 = 3,154 \cdot 65 = 205,01 \text{ mm}$

$$d_7 = m_t \cdot Z_7 = 3,154 \cdot 127 = 400,558 \text{ mm}$$

Výška hlavy zubu: $h_a = m_n = 3 \text{ mm}$

Výška paty zubu: $h_f = 1,25 \cdot m_n = 1,25 \cdot 3 = 3,75 \text{ mm}$

Výška zubu: $h = h_a + h_f = 3 + 3,75 = 6,75 \text{ mm}$

Průměr hlavových kružnic: $d_{a6} = d_6 + 2h_a = 205,01 + 2 \cdot 3 = 211,01 \text{ mm}$

$$d_{a7} = d_7 + 2h_a = 400,56 + 2 \cdot 3 = 406,56 \text{ mm}$$

Průměr patních kružnic: $d_{f6} = d_6 - 2h_f = 205,01 - 2 \cdot 3,75 = 197,51 \text{ mm}$

$$d_{f7} = d_7 - 2h_f = 400,558 - 2 \cdot 3,75 = 393,058 \text{ mm}$$

Úhel záběru zubů: $\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_{mn}}{\cos \beta_m} \rightarrow \alpha_t = \arctg \frac{\tan 20}{\cos 18} = 20,942^\circ$

Průměr základní kružnice:

$$d_{b6} = d_6 \cdot \cos \alpha_t = 205,010 \cdot \cos 20,942^\circ = 191,468 \text{ mm}$$

$$d_{b7} = d_7 \cdot \cos \alpha_t = 400,558 \cdot \cos 20,942^\circ = 374,098 \text{ mm}$$

Osová vzdálenost: $a_{67} = \frac{(Z_6+Z_7) \cdot m_n}{2 \cdot \cos \beta} = \frac{(65+127) \cdot 3}{2 \cdot \cos 18} = 302,821 \text{ mm}$

Osová vzdálenost vyšla pro obě soukolí stejná, tudíž není třeba soukolí korigovat.

Rozteč: $p_n = \pi \cdot m_n = \pi \cdot 3 = 9,425 \text{ mm}$

$$p_t = \frac{p_n}{\cos \beta} = \frac{9,425}{\cos 18^\circ} = 9,910 \text{ mm}$$

$$p_{tb} = p_t \cdot \cos \alpha_t = 9,910 \cdot \cos 20,942^\circ = 9,255 \text{ mm}$$

Šířka kola: $b_w = \psi_m \cdot m_n = 8 \cdot 3 = 24 \text{ mm}$

Kde: $\psi_m = 8$...pro kola povrchově tvrzená (s výjimkou nitridace)

Předběžně volím $b=24 \text{ mm}$

Náhradní soukolí: $r_{n6} = \frac{r_6}{\cos^2 \beta} = \frac{102,505}{\cos^2 18^\circ} = 113,327 \text{ mm}$

$$r_{n7} = \frac{r_7}{\cos^2 \beta} = \frac{200,279}{\cos^2 18^\circ} = 221,423 \text{ mm}$$

$$a_{v67} = r_{n6} + r_{n7} = 113,327 + 221,423 = 334,75 \text{ mm}$$

Součinitel trvání záběru:

$$\epsilon_{\alpha_{67}} = \frac{\sqrt{d_{a6}^2 - d_{b6}^2} + \sqrt{d_{a7}^2 - d_{b7}^2} - 2 \cdot a_{67} \cdot \sin \alpha_t}{2 \cdot p_{tb}}$$

$$\epsilon_{\alpha_{67}} = \frac{\sqrt{211,010^2 - 191,468^2} + \sqrt{406,558^2 - 374,098^2} - 2 \cdot 302,821 \cdot \sin 20,942^\circ}{2 \cdot 9,255} = 1,696$$

$$\epsilon_{\beta_{67}} = \frac{b_w \cdot \tan \beta}{p_t} = \frac{24 \cdot \tan 18^\circ}{9,910} = 0,787$$

$$\epsilon_{67} = \epsilon_{\alpha_{67}} + \epsilon_{\beta_{67}} = 1,696 + 0,787 = 2,483$$

Úprava šířky zubu-celočíselný záběr:

$$b' = \frac{(4 - \epsilon_{\alpha_{67}}) p_n}{\sin \beta} = \frac{(4 - 1,696) \cdot 9,425}{\sin 18^\circ} = 70,272 \text{ mm}$$

Volím šířku $b' = 70 \text{ mm}$

$$\epsilon_\beta = \frac{b \cdot \sin \beta}{p_n} = \frac{70 \cdot \sin 18^\circ}{9,425} = 2,295$$

$$\epsilon_{67} = \epsilon_{\alpha_{67}} + \epsilon_{\beta_{67}} = 1,696 + 2,295 = 3,991 \doteq 4$$

5.5.5.4 Silové poměry čelních kol

$$M_2 = M_{k2} = 96,980 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Tečná síla

$$F_{t6} = F_{t7} = \frac{M_2}{r_6} = \frac{96980}{102,505} = 947 \text{ N}$$

Normálová síla

$$F_{N6} = F_{N7} = \frac{F_{t6}}{\cos \alpha_n \cdot \cos \beta} = \frac{947}{\cos 20^\circ \cdot \cos 18^\circ} = 1060 \text{ N}$$

Radiální síla:

$$F_{R6} = F_{R7} = \frac{F_{t6}}{\cos \beta} \cdot \tan \alpha_n = \frac{947}{\cos 18^\circ} \cdot \tan 20^\circ = 363 \text{ N}$$

Axiální síla:

$$F_{A6} = F_{A7} = F_{t6} \cdot \tan \beta = 947 \cdot \tan 18^\circ = 308 \text{ N}$$

5.5.5.5 Pevnostní kontrola

$$F_t = 947 \text{ N}$$

Kontrola z hlediska únavy na dotyk:

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{k_H} \leq \sigma_{HP}$$

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{t6}}{d_{m6} \cdot b} \cdot \frac{u+1}{1}}$$

$$k_H = k_A \cdot k_{H\beta} \cdot k_{H\alpha} \cdot k_{HV} = 1,5 \cdot 1,6 \cdot 1,2 = 2,88$$

$$k_{H\alpha} \cdot k_{HV} = 1,2$$

$$Z_E = 190; Z_H = 2,4; Z_\epsilon = 0,82; Z_R = 1; u = i_{3,4,5} = 1,95$$

$$\sigma_{H0} = 190 \cdot 2,4 \cdot 0,82 \cdot \sqrt{\frac{947}{0,20501 \cdot 0,07} \cdot \frac{1,95+1}{1}} = 165 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H = 165 \cdot \sqrt{2,88} = 280 \text{ MPa}$$

Únavová bezpečnost v dotyku

$$S_{H12} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_L}{\sigma_H} = \frac{690 \cdot 0,85}{280} = 2,1 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{\frac{F_{t3} \cdot k_H}{F_{t3}}}$$

$$V_{HV} = 600 - 675$$

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} = 2400 \text{ MPa}$$

$$F_{t1} = F_t \cdot K_{as} \quad \dots K_{as} = 2$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_{as} \cdot k_H}{F_t}} = 372 \cdot \sqrt{\frac{947 \cdot 2 \cdot 2,88}{947}} = 893 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax} \quad \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kontrola z hlediska únavy v ohybu:

Ohybové napětí

$$\sigma_F = \frac{F_{tm}}{b_w \cdot m_{mn}} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_K \cdot Y_{v\varepsilon} \cdot Y_{v\beta}$$

$$b_w = 0,85 \cdot b = 0,85 \cdot 70 = 59,5 \text{ mm}$$

$$K_F = 1,61; Y_K = 1; Y_{v\beta} = 0,87$$

$$Y_{FS6} = 3,7; Y_{FS7} = 3,55$$

$$Y_{v\varepsilon} = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,696} = 0,590$$

$$\sigma_{F6} = \frac{947}{59,5 \cdot 3} \cdot 2,88 \cdot 3,7 \cdot 1 \cdot 0,590 \cdot 0,87 = 30 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F7} = \frac{947}{59,5 \cdot 3} \cdot 2,88 \cdot 3,55 \cdot 1 \cdot 0,590 \cdot 0,87 = 28 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v ohybu

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_x}{\sigma_F} \quad \dots Y_x = 1$$

$$S_{F6} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_x}{\sigma_{F6}} = \frac{602 \cdot 1}{30} = 20$$

$$S_{F7} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_x}{\sigma_{F7}} = \frac{512 \cdot 1}{28} = 18$$

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení:

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \cdot \frac{F_t}{F_{tm}} = \sigma_F \cdot \frac{K_{AS} \cdot F_{tm}}{F_{tm}} = \sigma_F \cdot K_{AS} \leq \sigma_{FPmax}$$

$$\sigma_{FP6max} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flim} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot 602 = 1204 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FP7max} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flim} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot 512 = 1024 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F6max} = \sigma_{F6} \cdot K_{AS} = 30 \cdot 2 = 60 \text{ MPa} \leq \sigma_{FP3max}$$

$$\sigma_{F7max} = \sigma_{F7} \cdot K_{AS} = 28 \cdot 2 = 56 \text{ MPa} \leq \sigma_{FP4,5max}$$

Navržené soukolí vyhovuje.

5.5.6 Návrh hřídelí

Pro všechny hřídele byl zvolen stejný materiál, konstrukční ocel třídy 11.

-volené parametry: materiál 11 600

Mez pevnosti v tahu: $R_m = 600 \text{ MPa}$

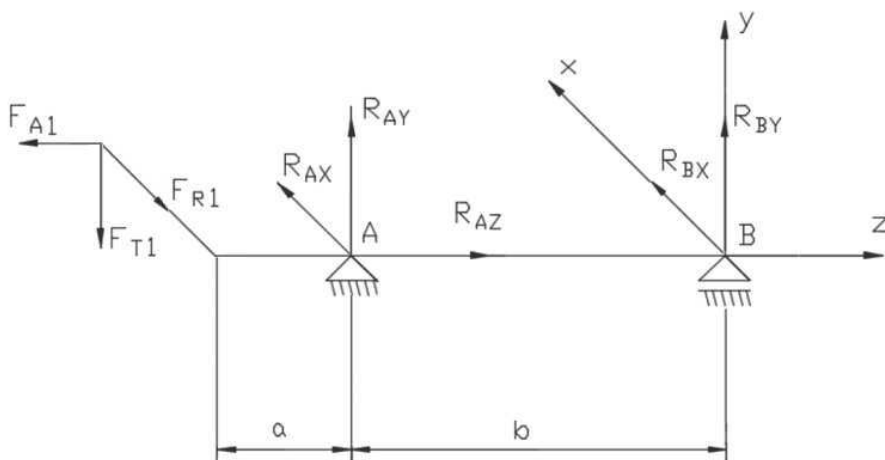
Mez kluzu: $R_e = 300 \text{ MPa}$

Dovolené napětí ve střídavém ohybu: $\sigma_{DO} = 85 \text{ MPa}$

Dovolené napětí ve statickém krutu: $\tau_{DK} = 105 \text{ MPa}$

Koeficient pro střídavé napětí $k = 3$

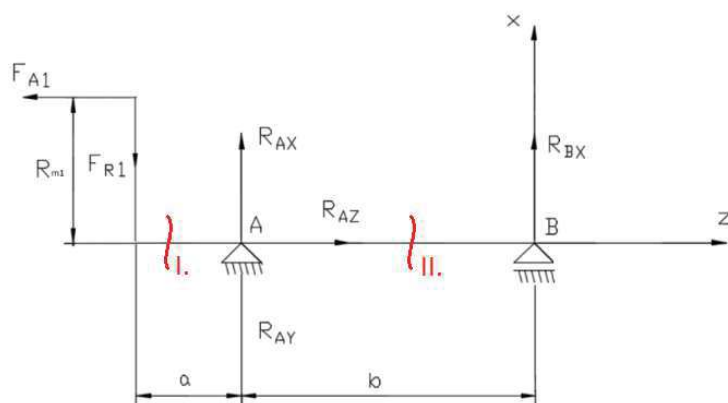
5.5.6.1 Výpočet vstupní hřídele



Obrázek 10 - Reakce vstupní hřídele

Vypočítané hodnoty:

5.5.6.1.1 Výpočet reakcí a momentů v rovině XZ:



Rovnice rovnováhy:

$$\rightarrow R_{AZ} - F_{A1} = 0$$

$$\uparrow R_{AX} + R_{BX} - F_{R1} = 0$$

$$M: R_{BX} \cdot b + F_{R1} \cdot a + F_{A1} \cdot r_{m1} = 0$$

Obrázek 11 - Reakce vstupní hřídele v rovině XZ

Tabulka 5 - Hodnoty spočítaných sil a zvolené rozměry uložení

| F_{R1} | F_{A1} | F_{t1} | r_{m1} | a | b |
|----------|----------|----------|----------|-------|-------|
| 167 N | 521 N | 1065 N | 46,71 mm | 45 mm | 70 mm |

Vyjádření podporových reakcí z RR:

$$\rightarrow R_{BX} = \frac{-F_{R1} \cdot a - F_{A1} \cdot r_{m1}}{b} = \frac{-167 \cdot 0,045 - 521 \cdot 0,04671}{0,07} = -456 \text{ N}$$

$$\rightarrow R_{AX} = F_{R1} - R_{BX} = 167 + 456 = 623 \text{ N}$$

$$\rightarrow R_{AZ} = F_{A1} = 521 \text{ N}$$

Vnitřní statické účinky (VSÚ):

$$I. x \in (0; a),$$

$$M_1^I(x) = -F_{A1} \cdot r_{m1} - F_{R1} \cdot x$$

$$II. x \in (a; b),$$

$$M_1^{II}(x) = R_{AX} \cdot (x - a) - F_{A1} \cdot r_{m1} - F_{R1} \cdot x$$

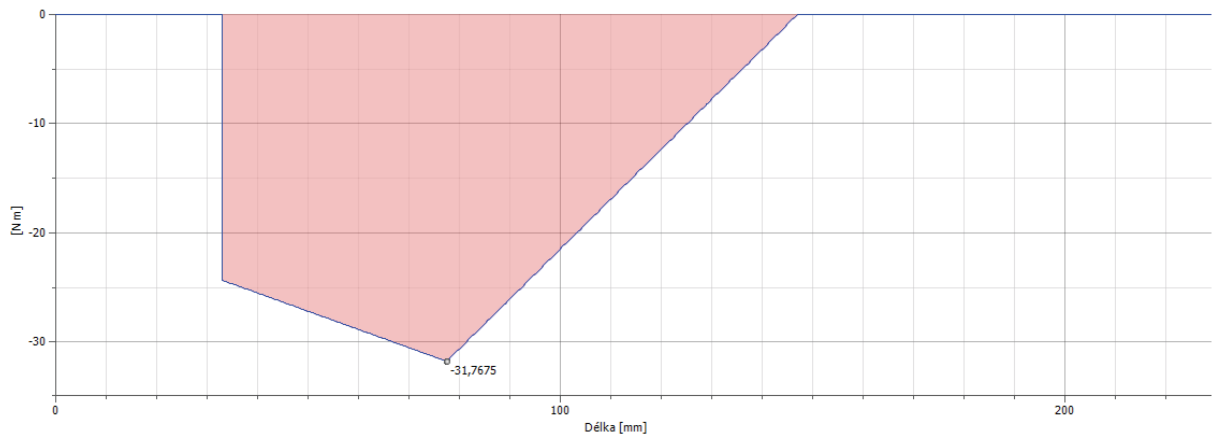
Výpočet momentů v krajních bodech intervalů:

$$M_1^I(0) = -F_{A1} \cdot r_{m1} - F_{R1} \cdot 0 = -521 \cdot 0,04671 = -24,336 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_1^I(a) = -F_{A1} \cdot r_{m1} - F_{R1} \cdot a = -521 \cdot 0,04671 - 167 \cdot 0,045 = -31,851 \text{ N} \cdot \text{m}$$

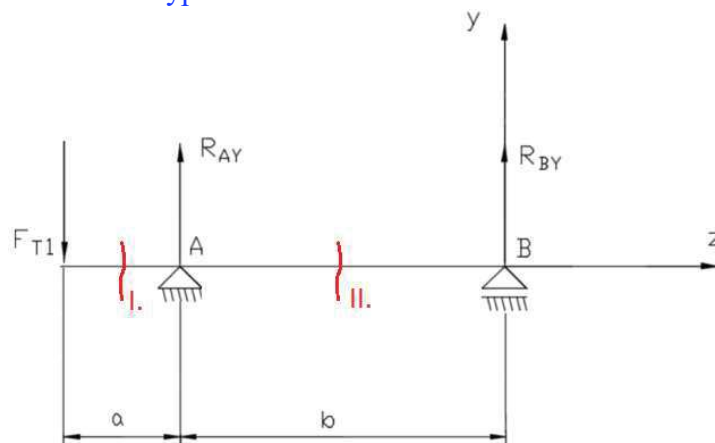
$$M_1^{II}(a + b) = R_{AX} \cdot b - F_{A1} \cdot r_{m1} - F_{R1} \cdot (a + b)$$

$$M_1^{II}(a + b) = 623 \cdot 0,07 - 521 \cdot 0,04671 - 167 \cdot 0,115 = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$



Obrázek 12 - Průběh ohybového momentu vstupní hřídele v rovině XZ

5.5.6.1.2 Výpočet reakcí a momentů v rovině YZ



Rovnice rovnováhy:

$$\uparrow R_{AY} + R_{BY} - F_{t1} = 0$$

$$M: F_{t1} \cdot a + R_{BY} \cdot b = 0$$

Obrázek 13 - Reakce vstupní hřídele v rovině YZ

Vyjádření podporových reakcí z RR:

$$\rightarrow R_{BY} = \frac{-F_{t1} \cdot a}{b} = \frac{-1065 \cdot 0,045}{0,07} = -685 \text{ N}$$

$$\rightarrow R_{AY} = -R_{BY} + F_{t1} = 685 + 1065 = 1750 \text{ N}$$

VSÚ:

$$I. x \in (0; a),$$

$$M_1^I(x) = -F_{t1} \cdot x$$

$$II. x \in (a; b),$$

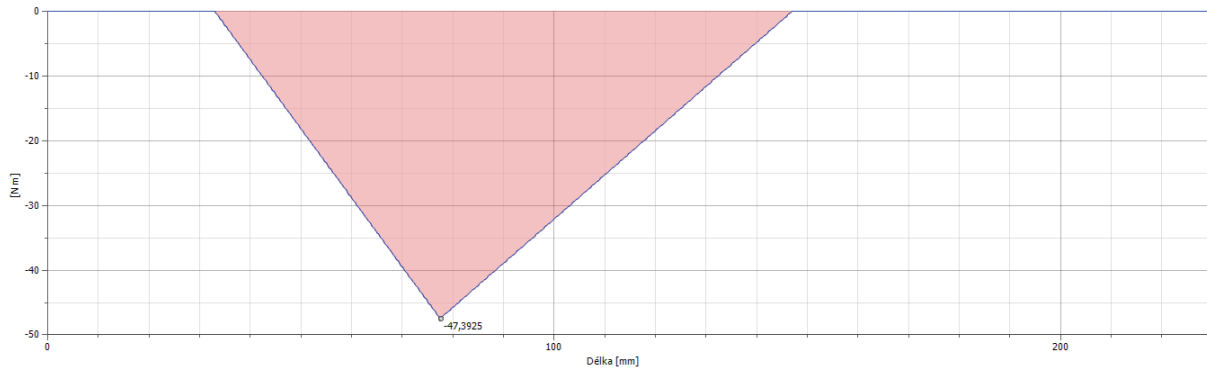
$$M_1^{II}(x) = -F_{t1} \cdot x + R_{AY} \cdot (x - a)$$

Výpočet momentů v krajních bodech intervalů:

$$M_1^I(0) = -F_{t1} \cdot 0 = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_1^I(a) = -F_{t1} \cdot a = -1065 \cdot 0,045 = -47,925 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_1^{II}(a + b) = -F_{t1} \cdot (a + b) + R_{AY} \cdot b = -1065 \cdot 0,115 + 1750 \cdot 0,07 = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$



Obrázek 14 - Průběh ohybového momentu vstupní hřídele v rovině YZ

5.5.6.1.3 Návrh průměru hřídele

Maximální ohybový moment:

$$M_{o_{max}} = \sqrt{M_{oxz}^2(a) + M_{oyz}^2(a)} = \sqrt{(-31,851)^2 + (-47,925)^2} = 57,544 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Výpočet redukovaného momentu:

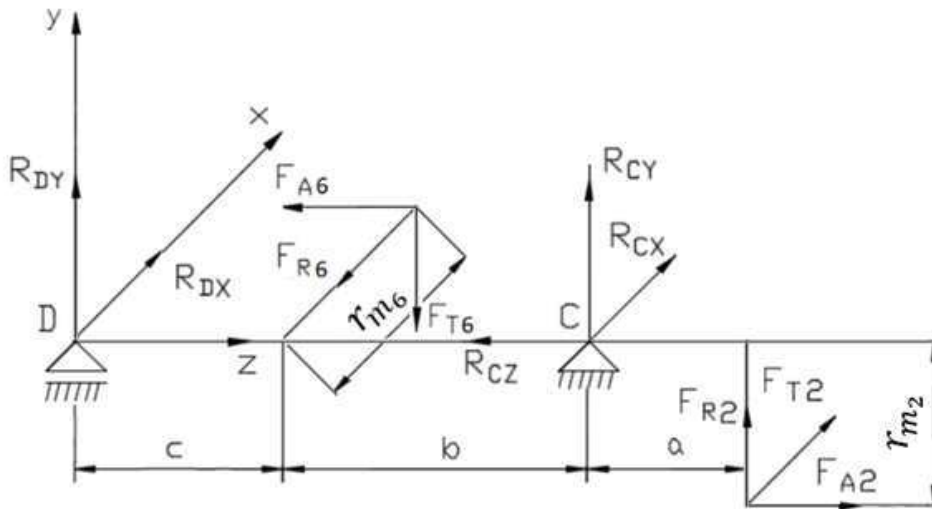
$$M_{o_{RED}} = \sqrt{M_{o_{max}}^2 + 0,75 \cdot M_{k1}^2} = \sqrt{57,544^2 + 0,75 \cdot 49,736^2} = 71,879 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Určení minimálního průměru hřídele dle hypotézy HMM:

$$\sigma_{DO} \geq \frac{M_{o_{RED}}}{W_o} = \frac{M_{o_{RED}}}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{32}} = \frac{32 \cdot M_{o_{RED}}}{\pi \cdot d_1^3}$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{o_{RED}}}{\pi \cdot \sigma_{DO}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 71879}{\pi \cdot 85}} = 20,499 \text{ mm}$$

5.5.6.2 Výpočet předlokové hřídele



Obrázek 15 - Reakce předlokové hřídele

Vypočítané hodnoty:

$$F_{R2} = 521 \text{ N}$$

$$F_{a2} = 167 \text{ N}$$

$$F_{t2} = 1065 \text{ N}$$

$$r_{m2} = 91,912 \text{ mm}$$

$$F_{R6} = 363 \text{ N}$$

$$F_{a6} = 308 \text{ N}$$

$$F_{t6} = 947 \text{ N}$$

$$r_{m6} = 102,505 \text{ mm}$$

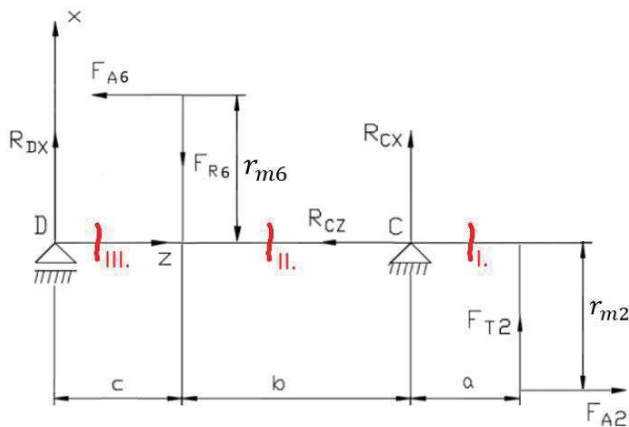
Zvolené hodnoty:

$$a = 55 \text{ mm}$$

$$b = 100 \text{ mm}$$

$$c = 135 \text{ mm}$$

5.5.6.2.1 Výpočet reakcí a momentů v rovině XZ:



Obrázek 16 - Reakce předlokové hřídele v rovině XZ

Rovnice rovnováhy:

$$\rightarrow -F_{A6} - R_{CZ} + F_{A2} = 0$$

$$\uparrow R_{DX} - F_{R6} + R_{CX} + F_{T2} = 0$$

$$M: F_{T2} \cdot a + F_{A2} \cdot r_{m2} - R_{DX} \cdot (b + c) + F_{A6} \cdot r_{m6} + F_{R6} \cdot b = 0$$

Vyjádření podporových reakcí z RR:

$$\rightarrow R_{DX} = \frac{F_{T2} \cdot a + F_{A2} \cdot r_{m2} + F_{A6} \cdot r_{m6} + F_{R6} \cdot b}{b+c} = \frac{1065 \cdot 0,055 + 167 \cdot 0,091912 + 308 \cdot 0,102505 + 363 \cdot 0,1}{0,235}$$

$$\rightarrow R_{DX} = 604 \text{ N}$$

$$\rightarrow R_{CX} = -R_{DX} + F_{R6} - F_{T2} = -604 + 363 - 1065 = -1306 \text{ N}$$

$$\rightarrow R_{CZ} = F_{A2} - F_{A6} = 167 - 308 = -141 \text{ N}$$

Vnitřní statické účinky (VSÚ):

I. $x \in (0; a)$,

$$M_2^I(x) = F_{A2} \cdot r_{m2} + F_{T2} \cdot x$$

II. $x \in (a; a + b)$,

$$M_2^{II}(x) = F_{A2} \cdot r_{m2} + F_{T2} \cdot x + R_{CX} \cdot (x - a)$$

III. $x \in (a + b; a + b + c)$,

$$M_2^{III}(x) = F_{A2} \cdot r_{m2} + F_{T2} \cdot x + R_{CX} \cdot (x - a) + F_{A6} \cdot r_{m6} - F_{R6} \cdot (x - (a + b))$$

Výpočet momentů v krajních bodech intervalů:

$$M_2^I(0) = F_{A2} \cdot r_{m2} + F_{T2} \cdot 0 = 167 \cdot 0,091912 = 15,349 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_2^I(a) = F_{A2} \cdot r_{m2} + F_{T2} \cdot a = 167 \cdot 0,091912 + 1065 \cdot 0,055 = 73,924 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_2^{II}(a + b) = F_{A2} \cdot r_{m2} + F_{T2} \cdot (a + b) + R_{CX} \cdot b$$

$$= 167 \cdot 0,091912 + 1065 \cdot 0,155 - 1306 \cdot 0,1 = 49,824 \text{ N} \cdot \text{m}$$

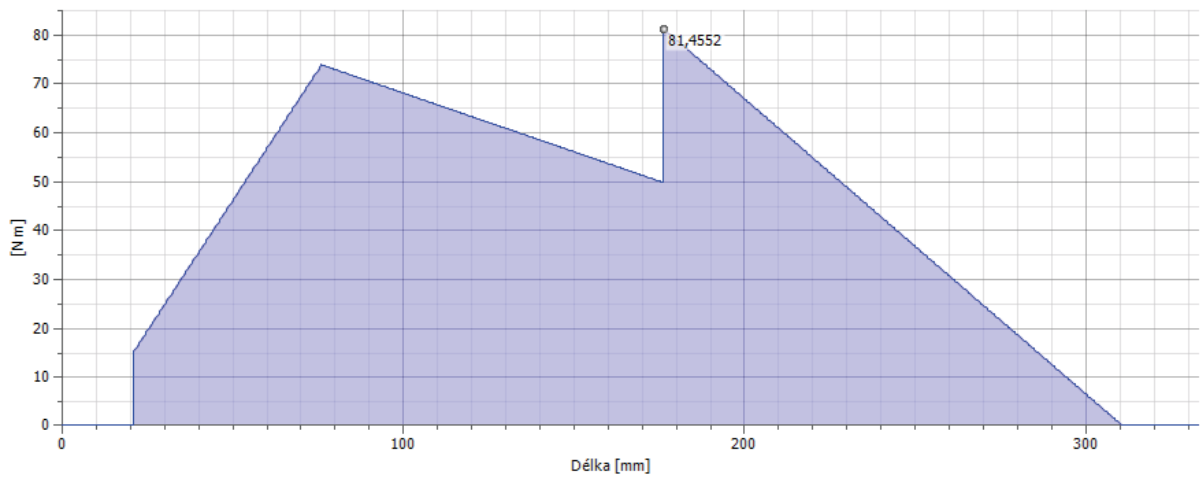
$$M_2^{III}(a + b) = F_{A2} \cdot r_{m2} + F_{T2} \cdot (a + b) + R_{CX} \cdot b + F_{A6} \cdot r_{m6} =$$

$$= 167 \cdot 0,091912 + 1065 \cdot 0,155 - 1306 \cdot 0,1 + 308 \cdot 0,102505 = 81,396 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_2^{III}(a + b + c) = F_{A2} \cdot r_{m2} + F_{T2} \cdot (a + b + c) + R_{CX} \cdot (b + c) + F_{A6} \cdot r_{m6} - F_{R6} \cdot c$$

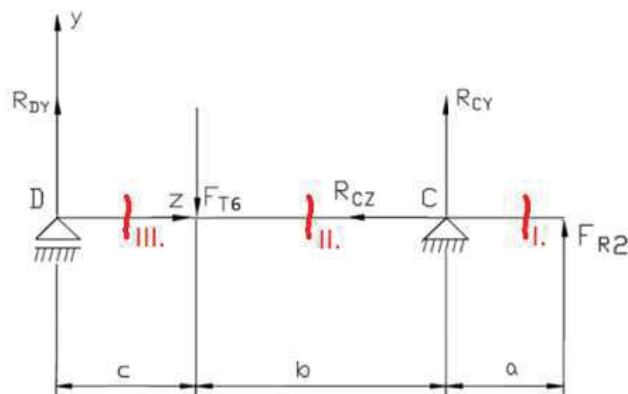
$$= 167 \cdot 0,091912 + 1065 \cdot 0,29 - 1306 \cdot 0,235 + 308 \cdot 0,102505 - 363 \cdot 0,135 =$$

$$0 \text{ N} \cdot \text{m}$$



Obrázek 17 - Průběh ohybového momentu předlohové hřídele v rovině XZ

5.5.6.2.2 Výpočet reakcí a momentů v rovině YZ:



Rovnice rovnováhy:

$$\uparrow R_{CY} + R_{DY} + F_{R2} - F_{t6} = 0$$

$$M: -F_{R2} \cdot a - F_{t6} \cdot b + R_{DY} \cdot$$

$$(b + c) = 0$$

Obrázek 18 - Reakce předlohové hřídele v rovině YZ

Vyjádření podporových reakcí z RR:

$$\rightarrow R_{DY} = \frac{F_{R2} \cdot a + F_{t6} \cdot b}{b + c} = \frac{521 \cdot 0,055 + 947 \cdot 0,1}{0,235} = 525 \text{ N}$$

$$\rightarrow R_{CY} = -R_{DY} - F_{R2} + F_{t6} = -525 - 521 + 947 = -99 \text{ N}$$

VSÚ:

I. $x \in (0; a)$,

$$M_2^I(x) = F_{R2} \cdot x$$

II. $x \in (a; a + b)$,

$$M_2^{II}(x) = F_{R2} \cdot x + R_{CY} \cdot (x - a)$$

III. $x \in (a + b; a + b + c)$,

$$M_2^{III}(x) = F_{R2} \cdot x + R_{CY} \cdot (x - a) - F_{t6} \cdot (x - (a + b))$$

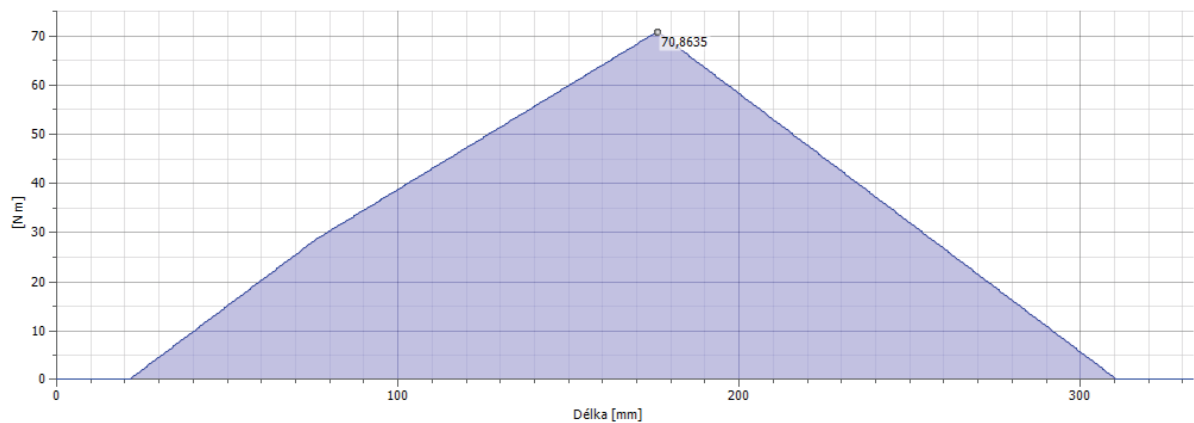
Výpočet momentů v krajních bodech intervalů:

$$M_2^I(0) = F_{R2} \cdot 0 = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_2^I(a) = F_{R2} \cdot a = 521 \cdot 0,055 = 28,655 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_2^{II}(a + b) = F_{R2} \cdot (a + b) + R_{CY} \cdot b = 521 \cdot 0,155 - 99 \cdot 0,1 = 70,855 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\begin{aligned} M_2^{III}(a + b + c) &= F_{R2} \cdot (a + b + c) + R_{CY} \cdot (b + c) - F_{t6} \cdot c = \\ &= 521 \cdot 0,29 - 99 \cdot 0,235 - 947 \cdot 0,135 = 0 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$



Obrázek 19 - Průběh ohybového momentu předlohové hřídele v rovině YZ

5.5.6.2.3 Návrh průměru hřídele

Maximální ohybový moment:

$$M_{o_{max}} = \sqrt{M_{oxz}^2(a + b) + M_{oyz}^2(a + b)} = \sqrt{81,396^2 + 70,855^2} = 107,915 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Výpočet redukovaného momentu:

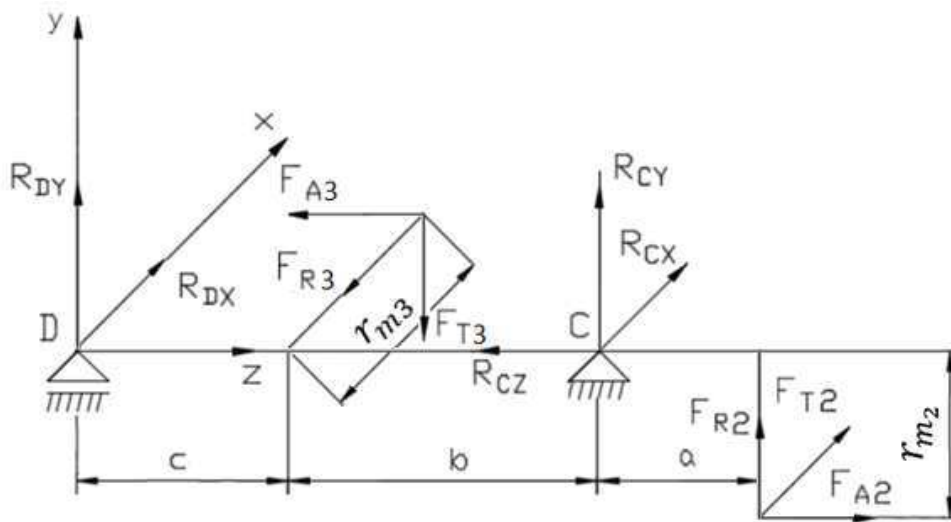
$$M_{o_{RED}} = \sqrt{M_{o_{max}}^2 + 0,75 \cdot M_{k2}^2} = \sqrt{107,915^2 + 0,75 \cdot 96,980^2} = 136,746 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Určení minimálního průměru hřídele dle hypotézy HMH:

$$\sigma_{DO} \geq \frac{M_{o_{RED}}}{W_o} = \frac{M_{o_{RED}}}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{32}} = \frac{32 \cdot M_{o_{RED}}}{\pi \cdot d_2^3}$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{o_{RED}}}{\pi \cdot \sigma_{DO}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 136746}{\pi \cdot 85}} = 25,400 \text{ mm}$$

5.5.6.3 Výpočet předlokové hřídele při reverzačním chodu

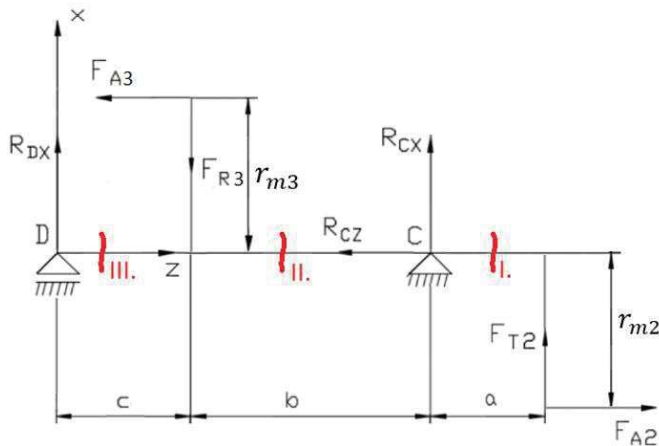


Obrázek 20 - Reakce předlokové hřídele při reverzačním chodu

Vypočítané hodnoty:

| | | |
|-------------------------------|-------------------------------|------------------------|
| $F_{R_2} = 521 \text{ N}$ | $F_{R_3} = 707 \text{ N}$ | $a = 55 \text{ mm}$ |
| $F_{a_2} = 167 \text{ N}$ | $F_{a_3} = 600 \text{ N}$ | $b = 193,5 \text{ mm}$ |
| $F_{t_2} = 1065 \text{ N}$ | $F_{t_3} = 1845 \text{ N}$ | $c = 41,5 \text{ mm}$ |
| $r_{m_2} = 91,912 \text{ mm}$ | $r_{m_3} = 52,573 \text{ mm}$ | |

5.5.6.3.1 Výpočet reakcí a momentů v rovině XZ:



Rovnice rovnováhy:

$$\rightarrow -F_{A3} - R_{CZ} + F_{A2} = 0$$

$$\uparrow R_{DX} - F_{R3} + R_{CX} + F_{T2} = 0$$

$$M: F_{T2} \cdot a + F_{A2} \cdot r_{m2} - R_{DX} \cdot (b + c) + F_{A3} \cdot r_{m3} + F_{R3} \cdot b = 0$$

Obrázek 21 - Reakce předlokové hřídele při reverzačním chodu v rovině XZ

Vyjádření podporových reakcí z RR:

$$\rightarrow R_{DX} = \frac{F_{T2} \cdot a + F_{A2} \cdot r_{m2} + F_{A3} \cdot r_{m3} + F_{R3} \cdot b}{b+c} = \frac{1065 \cdot 0,055 + 167 \cdot 0,091912 + 600 \cdot 0,052573 + 707 \cdot 0,1935}{0,235}$$

$$\rightarrow R_{DX} = 1031 \text{ N}$$

$$\rightarrow R_{CX} = -R_{DX} + F_{R3} - F_{T2} = -1031 + 707 - 1065 = -1389 \text{ N}$$

$$\rightarrow R_{CZ} = F_{A2} - F_{A3} = 167 - 600 = -433 \text{ N}$$

Vnitřní statické účinky (VSÚ):

$$I. x \in (0; a),$$

$$M_2^I(x) = F_{A2} \cdot r_{m2} + F_{T2} \cdot x$$

$$II. x \in (a; a + b),$$

$$M_2^{II}(x) = F_{A2} \cdot r_{m2} + F_{T2} \cdot x + R_{CX} \cdot (x - a)$$

$$III. x \in (a + b; a + b + c),$$

$$M_2^{III}(x) = F_{A2} \cdot r_{m2} + F_{T2} \cdot x + R_{CX} \cdot (x - a) + F_{A3} \cdot r_{m3} - F_{R3} \cdot (x - (a + b))$$

Výpočet momentů v krajních bodech intervalů:

$$M_2^I(0) = F_{A2} \cdot r_{m2} + F_{T2} \cdot 0 = 167 \cdot 0,091912 = 15,349 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_2^I(a) = F_{A2} \cdot r_{m2} + F_{T2} \cdot a = 167 \cdot 0,091912 + 1065 \cdot 0,055 = 73,924 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_2^{II}(a + b) = F_{A2} \cdot r_{m2} + F_{T2} \cdot (a + b) + R_{CX} \cdot b$$

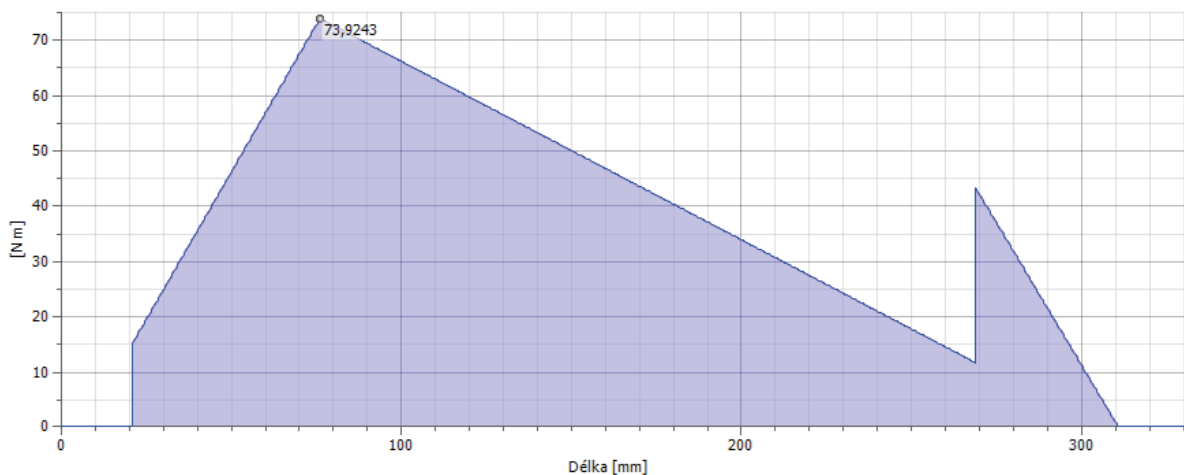
$$= 167 \cdot 0,091912 + 1065 \cdot 0,2485 - 1389 \cdot 0,1935 = 11,230 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_2^{III}(a + b) = F_{A2} \cdot r_{m2} + F_{T2} \cdot (a + b) + R_{CX} \cdot b + F_{A3} \cdot r_{m3} =$$

$$= 167 \cdot 0,0919 + 1065 \cdot 0,2485 - 1389 \cdot 0,1935 + 600 \cdot 0,052573 = 42,774 \text{ N} \cdot \text{m}$$

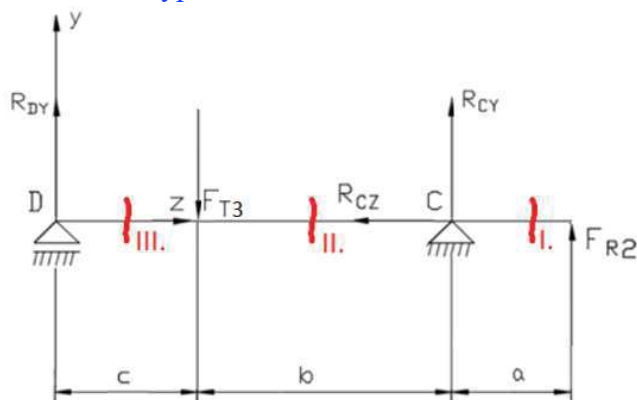
$$M_2^{III}(a + b + c) = F_{A2} \cdot r_{m2} + F_{T2} \cdot (a + b + c) + R_{CX} \cdot (b + c) + F_{A3} \cdot r_{m3} - F_{R3} \cdot c$$

$$= 167 \cdot 0,091912 + 1065 \cdot 0,29 - 1389 \cdot 0,235 + 600 \cdot 0,052573 - 707 \cdot 0,0415 = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$



Obrázek 22 - Průběh ohybového momentu předlokové hřídele při reverzačním chodu v rovině XZ

5.5.6.3.2 Výpočet reakcí a momentů v rovině YZ:



Rovnice rovnováhy:

$$\uparrow R_{DY} - F_{t3} + R_{CY} + F_{R2} = 0$$

$$M: -F_{R2} \cdot a - F_{t3} \cdot b + R_{DY} \cdot$$

$$(b + c) = 0$$

Obrázek 23 - Reakce předlokové hřídele při reverzačním chodu v rovině YZ

Vyjádření podporových reakcí z RR:

$$\rightarrow R_{DY} = \frac{F_{R2} \cdot a + F_{t3} \cdot b}{b+c} = \frac{521 \cdot 0,055 + 1845 \cdot 0,1935}{0,235} = 1641 \text{ N}$$

$$\rightarrow R_{CY} = -R_{DY} - F_{R2} + F_{t3} = -1641 - 521 + 1845 = -317 \text{ N}$$

VSÚ:

$$I. x \in (0; a),$$

$$M_2^I(x) = F_{R2} \cdot x$$

$$II. x \in (a; a + b),$$

$$M_2^{II}(x) = F_{R2} \cdot x + R_{CY} \cdot (x - a)$$

$$III. x \in (a + b; a + b + c),$$

$$M_2^{III}(x) = F_{R2} \cdot x + R_{CY} \cdot (x - a) - F_{t3} \cdot (x - (a + b))$$

Výpočet momentů v krajních bodech intervalů:

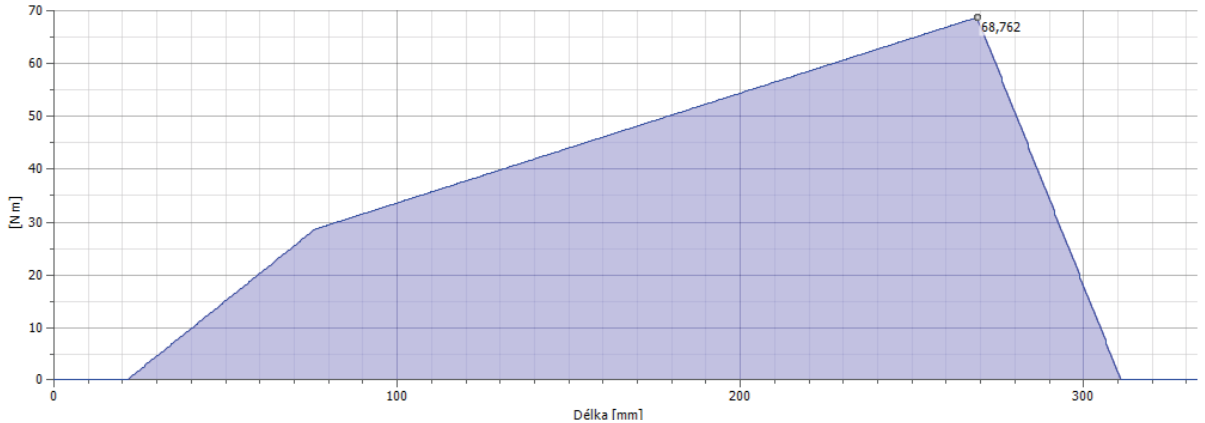
$$M_2^I(0) = F_{R2} \cdot 0 = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_2^I(a) = F_{R2} \cdot a = 521 \cdot 0,055 = 28,655 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_2^{II}(a+b) = F_{R2} \cdot (a+b) + R_{CY} \cdot b = 521 \cdot 0,2485 - 317 \cdot 0,1935 = 68,129 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_2^{III}(a+b+c) = F_{R2} \cdot (a+b+c) + R_{CY} \cdot (b+c) - F_{t3} \cdot c =$$

$$= 521 \cdot 0,29 - 317 \cdot 0,235 - 1845 \cdot 0,0415 = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$



Obrázek 24 - Průběh ohybového momentu předlohové hřídele při reverzaci v rovině YZ

5.5.6.3.3 Návrh průměru hřídele

Maximální ohybový moment:

$$M_{o_{max}} = \sqrt{M_{oxz}^2(a+b) + M_{oyz}^2(a+b)} = \sqrt{42,774^2 + 68,129^2} = 80,444 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Výpočet redukovaného momentu:

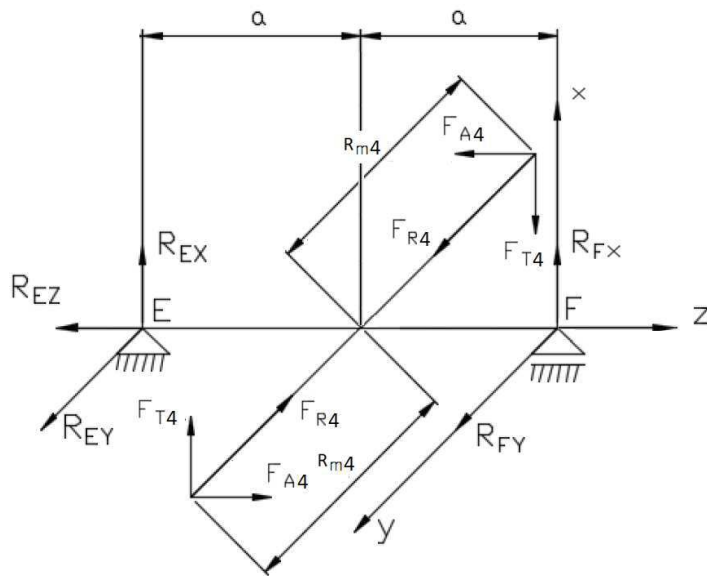
$$M_{o_{RED}} = \sqrt{M_{o_{max}}^2 + 0,75 \cdot M_{k2}^2} = \sqrt{80,444^2 + 0,75 \cdot 96,980^2} = 116,297 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Určení minimálního průměru hřídele dle hypotézy HMH:

$$\sigma_{DO} \geq \frac{M_{o_{RED}}}{W_o} = \frac{M_{o_{RED}}}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{32}} = \frac{32 \cdot M_{o_{RED}}}{\pi \cdot d_2^3}$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{o_{RED}}}{\pi \cdot \sigma_{DO}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 116297}{\pi \cdot 85}} = 24,065 \text{ mm}$$

5.5.6.4 Výpočet vložené hřídele reverzačního kola



Vypočítané hodnoty:

$$F_{R4} = 707 \text{ N}$$

$$F_{A4} = 600 \text{ N}$$

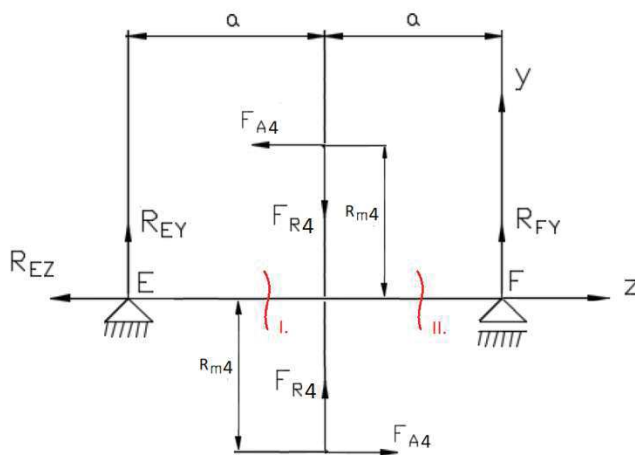
$$F_{t4} = 1845 \text{ N}$$

$$r_{m4} = 73,603 \text{ mm}$$

$$a = 39,5 \text{ mm}$$

Obrázek 25 - Reakce vložené hřídele reverzačního kola

5.5.6.4.1 Výpočet reakcí v rovině YZ:



Rovnice rovnováhy:

$$\rightarrow -R_{EZ} + F_{A4} - F_{A4} = 0$$

$$\uparrow R_{EY} + F_{t4} - F_{t4} + R_{FY} = 0$$

$$M: 2 \cdot F_{A4} \cdot r_{m4} + R_{FY} \cdot 2a = 0$$

Obrázek 26 - Reakce vložené hřídele reverzačního kola v rovině YZ

Vyjádření podporových reakcí z RR:

$$\rightarrow R_{FY} = \frac{2 \cdot F_{A4} \cdot r_{m4}}{2a} = \frac{F_{A4} \cdot r_{m4}}{a} = \frac{600 \cdot 0,073603}{0,0395} = 1118 \text{ N}$$

$$\rightarrow R_{EY} = -R_{FY} = -1118 \text{ N}$$

$$\rightarrow R_{EZ} = 0 \text{ N}$$

Vnitřní statické účinky (VSÚ):

I. $x \in (0; a)$,

$$M_3^I(x) = R_{EY} \cdot x$$

II. $x \in (a; 2a)$,

$$M_3^{II}(x) = R_{Ey} \cdot x + 2 \cdot F_{A4} \cdot r_{m4}$$

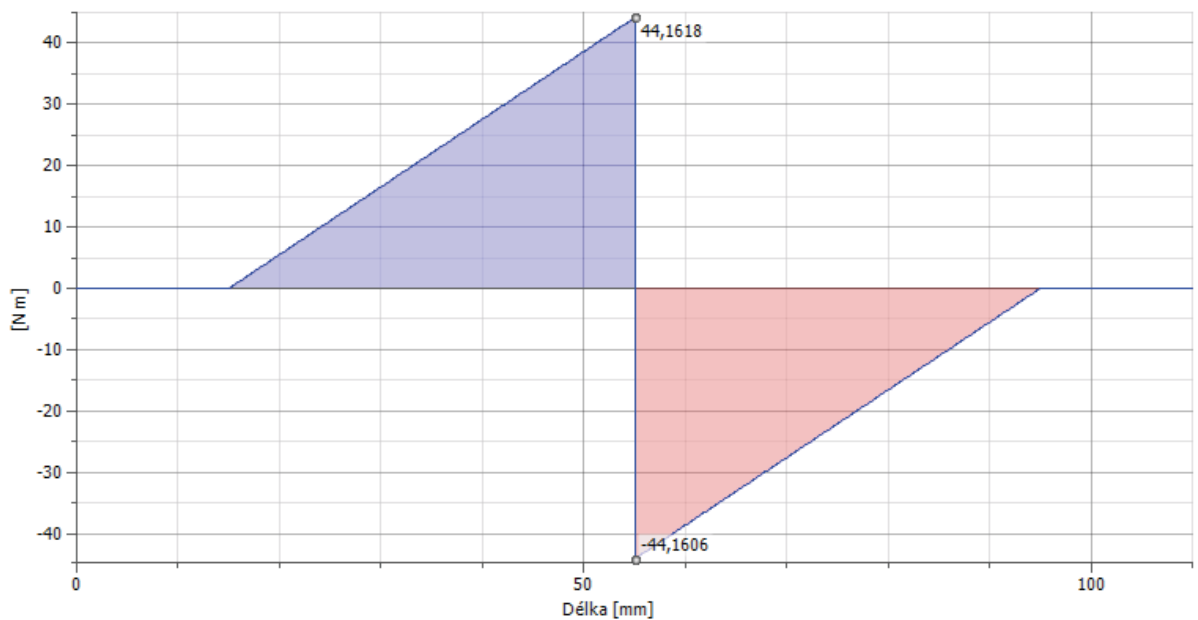
Výpočet momentů v krajních bodech intervalů:

$$M_3^I(0) = R_{Ey} \cdot 0 = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_3^I(a) = R_{Ey} \cdot a = -1118 \cdot 0,0395 = -44,161 \text{ N} \cdot \text{m}$$

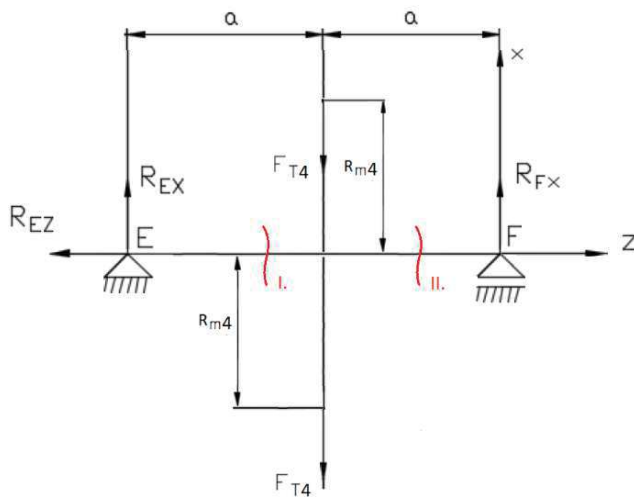
$$\begin{aligned} M_3^{II}(a) &= R_{Ey} \cdot a + 2 \cdot F_{A4} \cdot r_{m4} = -1118 \cdot 0,0395 + 2 \cdot 600 \cdot 0,073603 = \\ &= 44,163 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_3^{II}(2a) &= R_{Ey} \cdot 2a + 2 \cdot F_{A4} \cdot r_{m4} = -1118 \cdot 2 \cdot 0,0395 + 2 \cdot 600 \cdot 0,073603 = \\ &= 0 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$



Obrázek 27 - Průběh ohybového momentu vložené hřídele v rovině YZ

5.5.6.4.2 Výpočet reakcí v rovině XZ:



Rovnice rovnováhy:

$$\uparrow R_{EX} - 2 \cdot F_{t4} + R_{FX} = 0$$

$$M: R_{FX} \cdot 2a - 2 \cdot F_{t4} \cdot a = 0$$

Obrázek 28 - Reakce vložené hřídele reverzačního kola v rovině XZ

Vyjádření podporových reakcí z RR:

$$\rightarrow R_{FX} = \frac{2 \cdot F_{t4} \cdot a}{2a} = \frac{2 \cdot 1845 \cdot 0,0395}{2 \cdot 0,0395} = 1845 \text{ N}$$

$$\rightarrow R_{EX} = 2 \cdot F_{t4} - R_{FX} = 2 \cdot 1845 - 1845 = 1845 \text{ N}$$

Vnitřní statické účinky (VSÚ):

$$I. x \in (0; a),$$

$$M_3^I(x) = R_{EX} \cdot x$$

$$II. x \in (a; 2a),$$

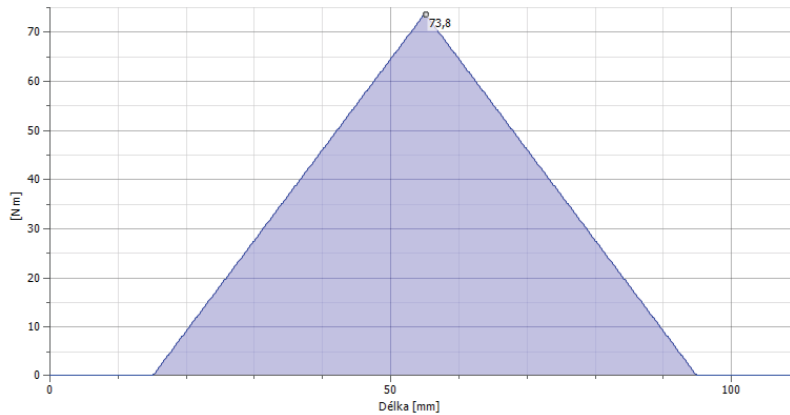
$$M_3^{II}(x) = R_{EX} \cdot x - 2 \cdot F_{t4} \cdot (x - a)$$

Výpočet momentů v krajních bodech intervalů:

$$M_3^I(0) = R_{EX} \cdot 0 = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_3^I(a) = R_{EX} \cdot a = 1845 \cdot 0,0395 = 72,878 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_3^{II}(2a) = R_{EX} \cdot 2a - 2 \cdot F_{t4} \cdot a = 1845 \cdot 2 \cdot 0,0395 - 2 \cdot 1845 \cdot 0,0395 = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$



Obrázek 29 - Průběh ohybového momentu vložené hřídele v rovině XZ

5.5.6.4.3 Návrh průměru hřídele

Maximální ohybový moment:

$$M_{o_{max}} = \sqrt{M_{oxz}^2(a) + M_{oyz}^2(a)} = \sqrt{72,878^2 + 44,163^2} = 85,215 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Výpočet redukovaného momentu:

Dopocet kroutícího momentu na reverzační hřídeli:

Převodový poměr mezi kolem 3 a reverzačním kolem 4: $i_{34} = 1,4$

Otáčky předlohové hřídele 2: $n_2 = 1477 \text{ min}^{-1}$

$$i_{34} = \frac{n_2}{n_{rev}} \rightarrow n_{rev} = \frac{n_2}{i_{34}} = \frac{1477}{1,4} = 1055 \text{ min}^{-1}$$

$$M_{k_{rev}} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_{rev}} = \frac{15000}{2 \cdot \pi \cdot \frac{1055}{60}} = 135,772 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{o_{RED}} = \sqrt{M_{o_{max}}^2 + 0,75 \cdot M_{k_{rev}}^2} = \sqrt{85,215^2 + 0,75 \cdot 135,772^2} = 145,214 \text{ N} \cdot \text{m}$$

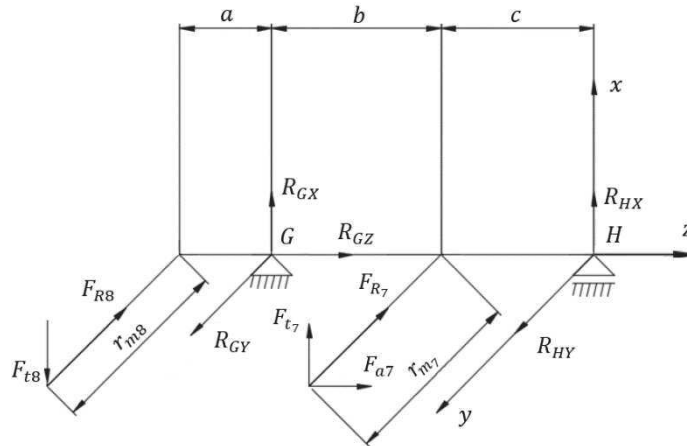
Určení minimálního průměru hřídele dle hypotézy HMH:

$$\sigma_{DO} \geq \frac{M_{o_{RED}}}{W_o} = \frac{M_{o_{RED}}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{32}} = \frac{32 \cdot M_{o_{RED}}}{\pi \cdot d_3^3}$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{o_{RED}}}{\pi \cdot \sigma_{DO}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 145214}{\pi \cdot 85}} = 25,914 \text{ mm}$$

→ volím průměr hřídele $d_3 = 30 \text{ mm}$

5.5.6.5 Výpočet výstupní hřídele



Obrázek 30 - Reakce výstupní hřídele

Vypočítané hodnoty:

$$F_{R8} = 1650 \text{ N}$$

$$F_{t8} = 1604 \text{ N}$$

$$r_{m8} = 118 \text{ mm}$$

$$F_{R7} = 363 \text{ N}$$

$$F_{a7} = 308 \text{ N}$$

$$F_{t7} = 947 \text{ N}$$

$$r_{m7} = 200,279 \text{ mm}$$

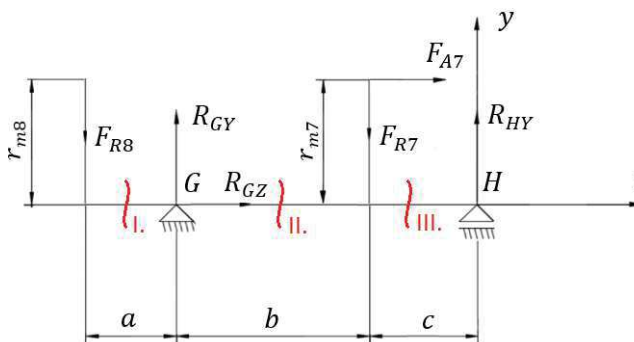
Zvolené hodnoty:

$$a = 79 \text{ mm}$$

$$b = 188,5 \text{ mm}$$

$$c = 48,5 \text{ mm}$$

5.5.6.5.1 Výpočet reakcí v rovině YZ:



Rovnice rovnováhy:

$$\rightarrow R_{GZ} + F_{A7} = 0$$

$$\uparrow R_{GY} + R_{HY} - F_{R8} - F_{R7} = 0$$

$$M: F_{R8} \cdot a - F_{R7} \cdot b + R_{HY} \cdot (b + c) - F_{A7} \cdot r_{m7} = 0$$

Obrázek 31 - Reakce výstupní hřídele v rovině YZ

Vyjádření podporových reakcí z RR:

$$\rightarrow R_{HY} = \frac{-F_{R8} \cdot a + F_{R7} \cdot b + F_{A7} \cdot r_{m7}}{b + c} = \frac{-1650 \cdot 0,079 + 363 \cdot 0,1885 + 308 \cdot 0,200279}{0,237} = -1 \text{ N}$$

$$\rightarrow R_{GY} = -R_{HY} + F_{R8} + F_{R7} = 1 + 1650 + 363 = 2014 \text{ N}$$

$$\rightarrow R_{GZ} = -F_{A7} = -308 \text{ N}$$

Vnitřní statické účinky (VSÚ):

I. $x \in (0; a)$,

$$M_4^I(x) = -F_{R8} \cdot x$$

II. $x \in (a; a + b)$,

$$M_4^{II}(x) = -F_{R8} \cdot x + R_{GY} \cdot (x - a)$$

III. $x \in (a + b; a + b + c)$,

$$M_4^{III}(x) = -F_{R8} \cdot x + R_{GY} \cdot (x - a) - F_{R7} \cdot (x - (a + b)) + F_{A7} \cdot r_{m7}$$

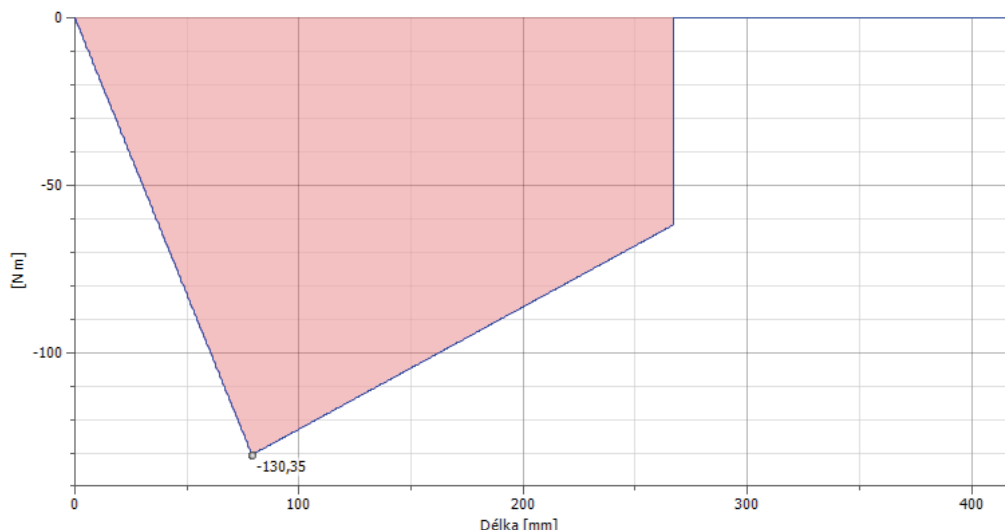
Výpočet momentů v krajních bodech intervalů:

$$M_4^I(0) = -F_{R8} \cdot 0 = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_4^I(a) = -F_{R8} \cdot x = -1650 \cdot 0,079 = -130,35 \text{ N} \cdot \text{m}$$

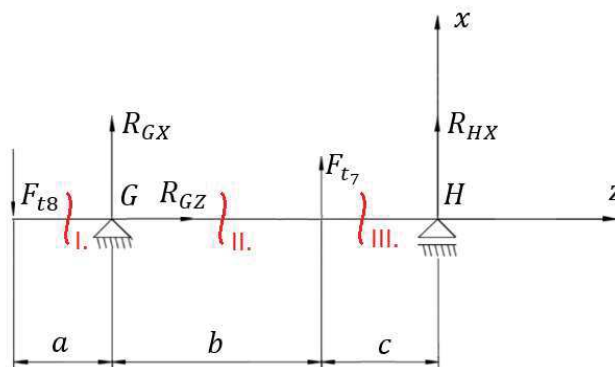
$$\begin{aligned} M_4^{II}(a + b) &= -F_{R8} \cdot (a + b) + R_{GY} \cdot b = -1650 \cdot 0,2675 + 2014 \cdot 0,1885 \\ &= -61,736 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_4^{III}(a + b + c) &= -F_{R8} \cdot (a + b + c) + R_{GY} \cdot (b + c) - F_{R7} \cdot c + F_{A7} \cdot r_{m7} \\ &= -1650 \cdot 0,316 + 2014 \cdot 0,237 - 363 \cdot 0,0485 + 308 \cdot 0,200279 = 0 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$



Obrázek 32 - Průběh ohybového momentu výstupní hřídele v rovině YZ

5.5.6.5.2 Výpočet reakcí v rovině XZ:



Rovnice rovnováhy:

$$\uparrow R_{GX} + R_{HX} - F_{t8} + F_{t7} = 0$$

$$M: -F_{t8} \cdot a - F_{t7} \cdot b - R_{HX} \cdot (b + c) = 0$$

Obrázek 33 - Reakce výstupní hřídele v rovině XZ

Vyjádření podporových reakcí z RR:

$$\rightarrow R_{HX} = \frac{-F_{t8} \cdot a - F_{t7} \cdot b}{b+c} = \frac{-1604 \cdot 0,079 - 947 \cdot 0,1885}{0,237} = -1288 \text{ N}$$

$$\rightarrow R_{GX} = -R_{HX} + F_{t8} - F_{t7} = 1288 + 1604 - 947 = 1945 \text{ N}$$

VSÚ:

$$I. x \in (0; a),$$

$$M_4^I(x) = -F_{t8} \cdot x$$

$$II. x \in (a; a + b),$$

$$M_4^{II}(x) = -F_{t8} \cdot x + R_{GX} \cdot (x - a)$$

$$III. x \in (a + b; a + b + c),$$

$$M_4^{III}(x) = -F_{t8} \cdot x + R_{GX} \cdot (x - a) + F_{t7} \cdot (x - (a + b))$$

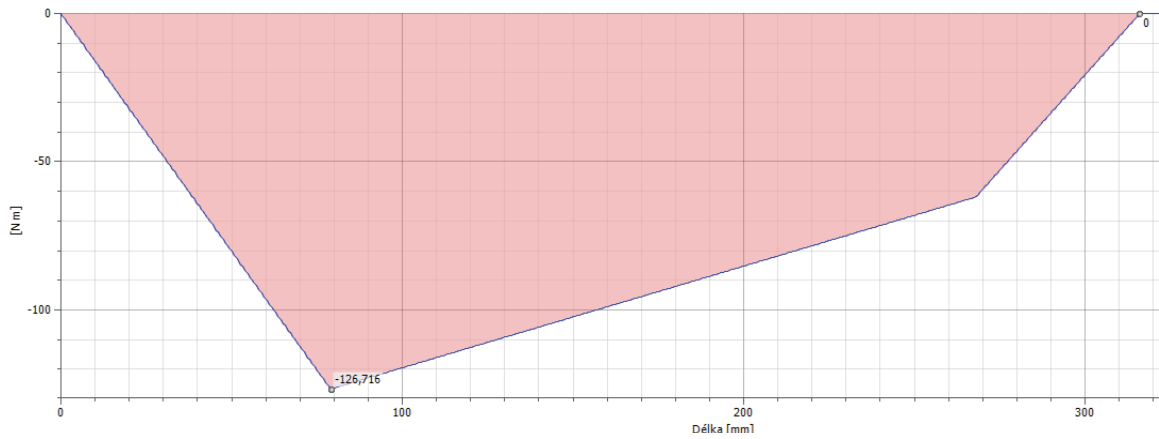
Výpočet momentů v krajních bodech intervalů:

$$M_4^I(0) = -F_{t8} \cdot 0 = 0 \text{ N} \cdot m$$

$$M_4^I(a) = -F_{t8} \cdot a = -1604 \cdot 0,079 = -126,716 \text{ N} \cdot m$$

$$\begin{aligned} M_4^{II}(a + b) &= -F_{t8} \cdot (a + b) + R_{GX} \cdot b = -1604 \cdot 0,2675 + 1945 \cdot 0,1885 \\ &= -62,438 \text{ N} \cdot m \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_4^{III}(a + b + c) &= -F_{t8} \cdot (a + b + c) + R_{GX} \cdot (b + c) + F_{t7} \cdot c = \\ &= -1604 \cdot 0,316 + 1945 \cdot 0,237 + 947 \cdot 0,0485 = 0 \text{ N} \cdot m \end{aligned}$$



Obrázek 34 - průběh ohybového momentu výstupní hřídele v rovině XZ

5.5.6.5.3 Návrh průměru hřídele

Maximální ohybový moment:

$$M_{Omax} = \sqrt{M_{Oxz}^2(a) + M_{Oyz}^2(a)} = \sqrt{(-126,716)^2 + (-130,35)^2} = 181,792 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Výpočet redukovaného momentu:

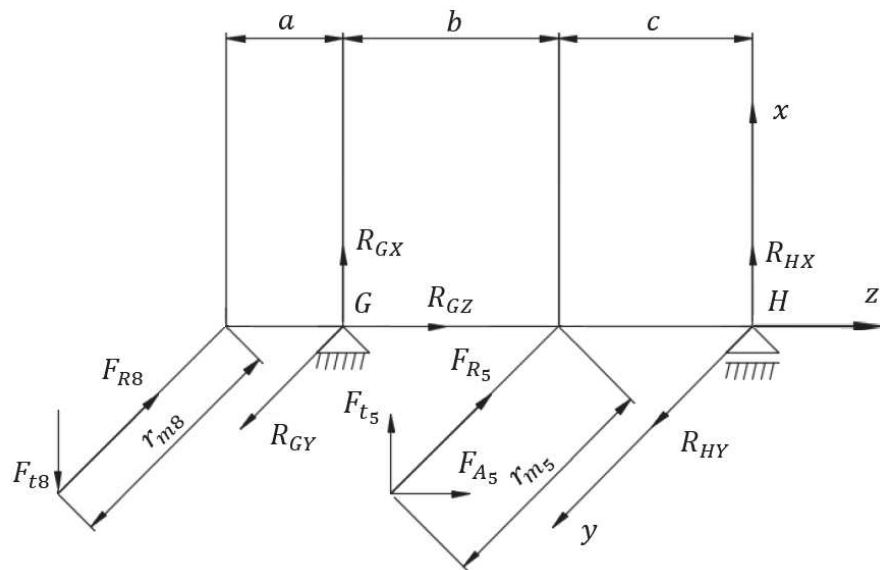
$$M_{ORED} = \sqrt{M_{Omax}^2 + 0,75 \cdot M_{k3}^2} = \sqrt{181,792^2 + 0,75 \cdot 189,220^2} = 244,748 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Určení minimálního průměru hřídele dle hypotézy HMM:

$$\sigma_{DO} \geq \frac{M_{ORED}}{W_o} = \frac{M_{ORED}}{\frac{\pi \cdot d_4^3}{32}} = \frac{32 \cdot M_{ORED}}{\pi \cdot d_4^3}$$

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{ORED}}{\pi \cdot \sigma_{DO}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 244748}{\pi \cdot 85}} = 30,839 \text{ mm}$$

5.5.6.6 Výpočet výstupní hřídele při reverzačním chodu



Obrázek 35 - Reakce výstupní hřídele při reverzačním chodu

Vypočítané hodnoty:

$$F_{R8} = 1650 \text{ N}$$

$$F_{t8} = 1604 \text{ N}$$

$$r_{m8} = 118 \text{ mm}$$

$$F_{R5} = 707 \text{ N}$$

$$F_{A5} = 600 \text{ N}$$

$$F_{t5} = 1845 \text{ N}$$

$$r_{m5} = 103,044 \text{ mm}$$

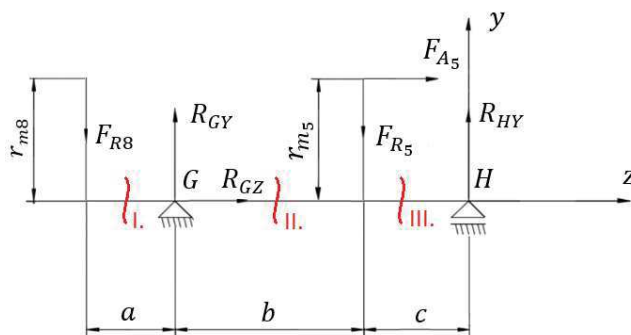
Zvolené hodnoty:

$$a = 79 \text{ mm}$$

$$b = 43,5 \text{ mm}$$

$$c = 193,5 \text{ mm}$$

5.5.6.6.1 Výpočet reakcí v rovině YZ:



Rovnice rovnováhy:

$$\rightarrow R_{GZ} + F_{A5} = 0$$

$$\uparrow R_{GY} + R_{HY} - F_{R8} - F_{R5} = 0$$

$$M: F_{R8} \cdot a - F_{R5} \cdot b + R_{HY} \cdot$$

$$(b + c) - F_{A5} \cdot r_{m5} = 0$$

Obrázek 36 - Reakce výstupní hřídele při reverzačním chodu v rovině YZ

Vyjádření podporových reakcí z RR:

$$\rightarrow R_{HY} = \frac{-F_{R8} \cdot a + F_{R5} \cdot b + F_{A5} \cdot r_{m5}}{b+c} = \frac{-1650 \cdot 0,079 + 707 \cdot 0,0435 + 600 \cdot 0,103044}{0,237} = -160 \text{ N}$$

$$\rightarrow R_{GY} = -R_{HY} + F_{R8} + F_{R5} = 160 + 1650 + 707 = 2517 \text{ N}$$

$$\rightarrow R_{GZ} = -F_{A5} = -600 \text{ N}$$

Vnitřní statické účinky (VSÚ):

$$I. x \in (0; a),$$

$$M_4^I(x) = -F_{R8} \cdot x$$

$$II. x \in (a; a + b),$$

$$M_4^{II}(x) = -F_{R8} \cdot x + R_{GY} \cdot (x - a)$$

$$III. x \in (a + b; a + b + c),$$

$$M_4^{III}(x) = -F_{R8} \cdot x + R_{GY} \cdot (x - a) - F_{R5} \cdot (x - (a + b)) + F_{A5} \cdot r_{m5}$$

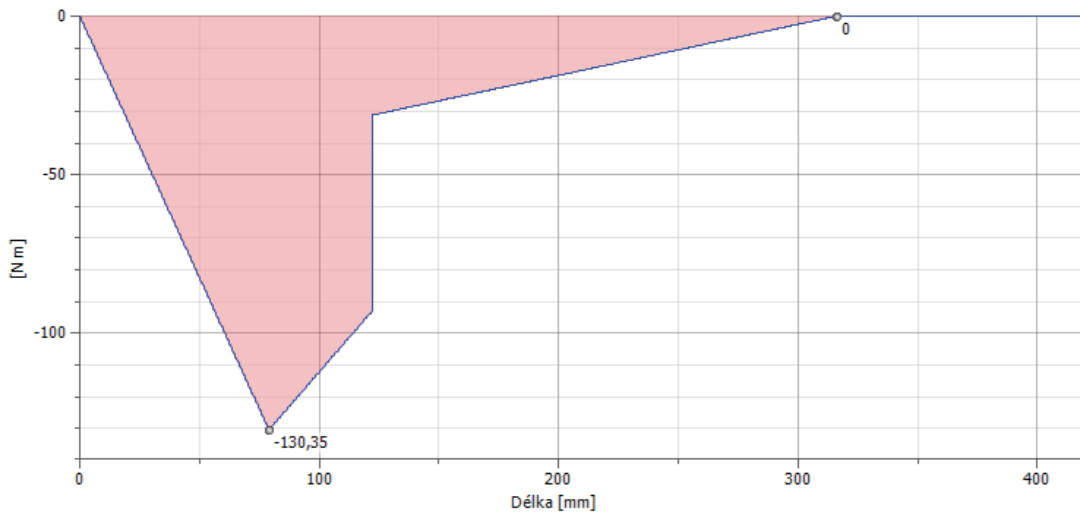
Výpočet momentů v krajních bodech intervalů:

$$M_4^I(0) = -F_{R8} \cdot 0 = 0 \text{ N} \cdot m$$

$$M_4^I(a) = -F_{R8} \cdot x = -1650 \cdot 0,079 = -130,35 \text{ N} \cdot m$$

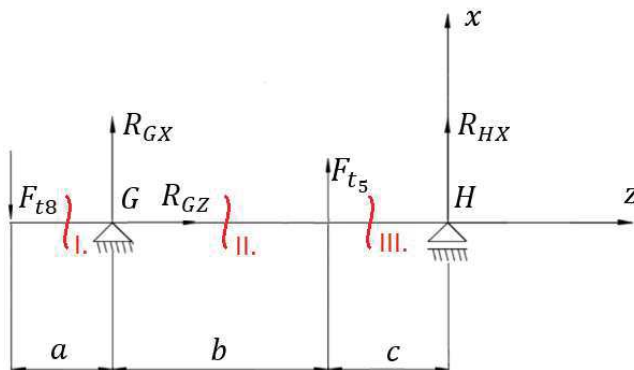
$$\begin{aligned} M_4^{II}(a + b) &= -F_{R8} \cdot (a + b) + R_{GY} \cdot b = -1650 \cdot 0,1225 + 2517 \cdot 0,0435 = \\ &= -92,636 \text{ N} \cdot m \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_4^{III}(a + b + c) &= -F_{R8} \cdot (a + b + c) + R_{GY} \cdot (b + c) - F_{R5} \cdot c + F_{A5} \cdot r_{m5} \\ &= -1650 \cdot 0,316 + 2517 \cdot 0,237 - 707 \cdot 0,1935 + 600 \cdot 0,103044 = 0 \text{ N} \cdot m \end{aligned}$$



Obrázek 37 - Průběh ohybového momentu výstupní hřídele při reverzačním chodu v rovině YZ

5.5.6.6.2 Výpočet reakcí v rovině XZ:



Rovnice rovnováhy:

$$\uparrow R_{GX} + R_{HX} - F_{t8} + F_{t5} = 0$$

$$M: -F_{t8} \cdot a - F_{t5} \cdot b - R_{HX} \cdot$$

$$(b + c) = 0$$

Obrázek 38 - Reakce výstupní hřídele při reverzačním chodu v rovině XZ

Vyjádření podporových reakcí z RR:

$$\rightarrow R_{HX} = \frac{-F_{t8} \cdot a - F_{t5} \cdot b}{b + c} = \frac{-1604 \cdot 0,079 - 1845 \cdot 0,0435}{0,237} = -873 \text{ N}$$

$$\rightarrow R_{GX} = -R_{HX} + F_{t8} - F_{t5} = 873 + 1604 - 1845 = 632 \text{ N}$$

VSÚ:

$$I. x \in (0; a),$$

$$M_4^I(x) = -F_{t8} \cdot x$$

$$II. x \in (a; a + b),$$

$$M_4^{II}(x) = -F_{t8} \cdot x + R_{GX} \cdot (x - a)$$

III. $x \in (a + b; a + b + c)$,

$$M_4^{III}(x) = -F_{t8} \cdot x + R_{GX} \cdot (x - a) + F_{t5} \cdot (x - (a + b))$$

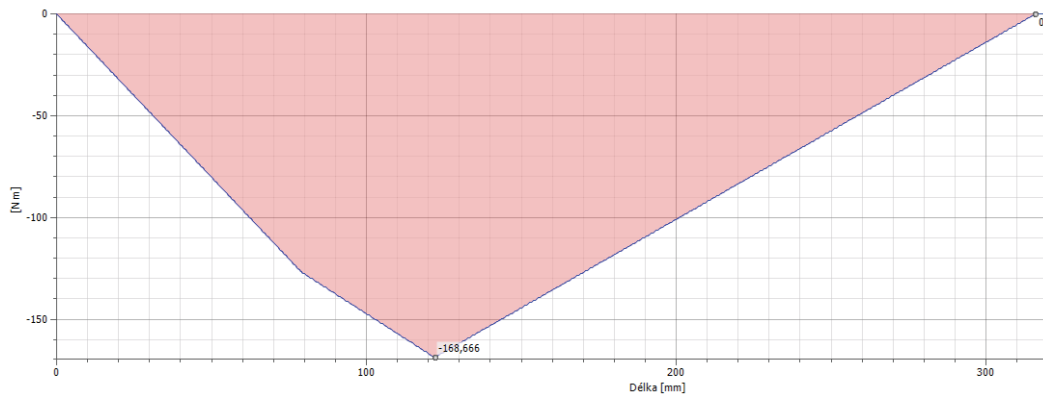
Výpočet momentů v krajních bodech intervalů:

$$M_4^I(0) = -F_{t8} \cdot 0 = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_4^I(a) = -F_{t8} \cdot a = -1604 \cdot 0,079 = -126,716 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\begin{aligned} M_4^{II}(a + b) &= -F_{t8} \cdot (a + b) + R_{GX} \cdot b = -1604 \cdot 0,1225 + 632 \cdot 0,0435 = \\ &= -168,998 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_4^{III}(a + b + c) &= -F_{t8} \cdot (a + b + c) + R_{GX} \cdot (b + c) + F_{t5} \cdot c = \\ &= -1604 \cdot 0,316 + 632 \cdot 0,237 + 1845 \cdot 0,1935 = 0 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$



Obrázek 39 - Průběh ohybového momentu výstupní hřídele při reverzačním chodu v rovině XZ

5.5.6.6.3 Návrh průměru hřídele

Maximální ohybový moment:

$$M_{o_{max}} = \sqrt{M_{oxz}^2(a + b) + M_{oyz}^2(a + b)} = \sqrt{(-168,998)^2 + (-92,636)^2}$$

$$M_{o_{max}} = 192,722 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Výpočet redukovaného momentu:

$$M_{o_{RED}} = \sqrt{M_{o_{max}}^2 + 0,75 \cdot M_{k3}^2} = \sqrt{192,722^2 + 0,75 \cdot 189,220^2} = 252,972 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Určení minimálního průměru hřídele dle hypotézy HMH:

$$\sigma_{DO} \geq \frac{M_{o_{RED}}}{W_o} = \frac{M_{o_{RED}}}{\frac{\pi \cdot d_4^3}{32}} = \frac{32 \cdot M_{o_{RED}}}{\pi \cdot d_4^3}$$

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{o_{RED}}}{\pi \cdot \sigma_{DO}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 252972}{\pi \cdot 85}} = 31,181 \text{ mm}$$

5.5.7 Návrh a kontrola ložisek

Pro návrh ložisek této převodovky je nutné si uvědomit, že pro některé hřídele se bude ekvivalentní dynamické zatížení měnit a bude tedy nutné spočítat střední hodnotu zatížení. Pro výpočet střední hodnoty zatížení je nutné znát časové podíly jednotlivých chodů. Pro přímý chod je dále uvažováno 90% vytížení a pro zpětný zbylých 10%.

5.5.7.1 Výpočet ložisek A a B na vstupní hřídeli:

Ke správnému zvolení a následné kontrole ložiska je zapotřebí znát jeho zatížení, počet otáček a dále požadovanou životnost.

zadané a spočítané parametry: průměr hřídele pod ložiskem: $d_1 = 45 \text{ mm}$
vstupní otáčky: $n_1 = 2880 \text{ ot/min}$
požadovaná trvanlivost: $L_{hD} = 8000 \text{ hod}$

$R_{AX} = 623 \text{ N}$ $R_{BX} = -456 \text{ N}$
 $R_{AY} = 1750 \text{ N}$ $R_{BY} = -685 \text{ N}$
 $R_{AZ} = 521 \text{ N}$

5.5.7.1.1 Ložisko v místě A:

Síly působící na ložisko A: Axiální síla: $F_a = R_{AZ} = 521 \text{ N}$

Radiální síla: $F_R = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2}$

$$F_R = \sqrt{623^2 + 1750^2} = 1858 \text{ N}$$

Volím ložisko 7209 ČSN 02 4645

Tabulka 6 - Parametry zvoleného ložiska v místě A

| Vnitřní průměr: | Vnější průměr: | Šířka: | Dynamická únosnost | Statická únosnost |
|---------------------|---------------------|---------------------|-------------------------|---------------------------|
| $d = 45 \text{ mm}$ | $D = 85 \text{ mm}$ | $B = 19 \text{ mm}$ | $C = 31\,000 \text{ N}$ | $C_0 = 25\,000 \text{ N}$ |

Výpočet statické únosnosti

Výpočet statické únosnosti se používá ke zjištění radiální nebo axiální únosnosti ložiska bez ohledu na to, jestli se točí či nikoliv. Tímto výpočtem spočítáme

ekvivalentní statické zatížení F_0 , což je takové radiální zatížení, které na ložisku vyvolá stejnou deformaci jako jeho skutečné provozní zatížení.

$$F_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$$

Kde: X_0 ...součinitel statického zatížení radiálního

Y_0 ... součinitel statického zatížení axiálního

→ ze Strojnických tabulek pro jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem:

$$X_0 = 0,5; Y_0 = 0,46$$

$$F_0 = 0,5 \cdot 1858 + 0,46 \cdot 521 = 1169 \text{ N}$$

Statická bezpečnost je pak dána vzorcem:

$$k_0 = \frac{C_0}{F_0} = \frac{25000}{1169} = 21,4$$

Statická únosnost se počítá téměř vždy, a to bez ohledu na provozní otáčky. Počítáme ji i v případě, kdy se ložisko netočí vůbec nebo naopak, když je neustále v pohybu. Literatura uvádí minimální hodnotu pro statickou bezpečnost 1,5-2.

Výpočet dynamické únosnosti

Díky dynamické únosnosti můžeme spočítat životnost navrženého ložiska. Nyní počítáme ekvivalentní dynamické zatížení F , což je takové radiální či axiální zatížení, jenž má stejný vliv na životnost ložiska jako jeho skutečné provozní zatížení.

Na začátku musíme zjistit poměr mezi axiální silou na ložisko a jeho statickou únosností:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{521}{25000} = 0,021$$

→ díky tomuto poměru můžeme odečíst z STT hodnotu součinitele $e = 0,205$. Tento součinitel hodnotí vliv axiální síly na dané ložisko.

Poté vypočteme vzájemný poměr obou zatěžujících sil:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{521}{1858} = 0,280$$

Protože $\frac{F_a}{F_R} > e$, je vliv axiální síly nezanedbatelný a hodnoty X a Y musíme dohledat opět ve Strojnických tabulkách. $\rightarrow X = 0,56; Y = 2,03$

Ekvivalentní dynamické zatížení se pak vypočítá ze vzorce:

$$P = V \cdot X \cdot F_R + Y \cdot F_a$$

Kde: X ...součinitel dynamického radiálního zatížení

Y ...součinitel dynamického axiálního zatížení

V ...rotační součinitel (tento součinitel má hodnotu 1)

$$P = 1 \cdot 0,56 \cdot 1858 + 2,03 \cdot 521 = 2098 \text{ N}$$

Životnost navrženého ložiska bude:

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = \left(\frac{31000}{2098}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2880} = 18669 \text{ hod}$$

Pro kuličková ložiska platí $p = 3$

$L_h > L_{hD}$ \rightarrow Navržené ložisko vyhovuje

5.5.7.1.2 Ložisko v místě B:

Síly působící na ložisko B: Axiální síla: $F_a = 0 \text{ N}$

$$\text{Radiální síla: } F_R = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2}$$

$$F_R = \sqrt{(-456)^2 + (-685)^2} = 823 \text{ N}$$

Ložisko B bude zvoleno stejné z důvodů ucelenosti součástí v převodovce a také kvůli jednoduššímu uložení ve skříni.

Volím tedy znovu ložisko 7209 ČSN 02 4645

Výpočet statické únosnosti

$$F_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$$

\rightarrow ze Strojnických tabulek pro jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem:

$$X_0 = 0,5; Y_0 = 0,46$$

$$F_0 = 0,5 \cdot 823 + 0,46 \cdot 0 = 412 \text{ N}$$

Statická bezpečnost je pak dána vzorcem:

$$k_0 = \frac{C_0}{F_0} = \frac{25000}{412} = 60,7$$

Výpočet dynamické únosnosti

Protože ložisko B nepřenáší žádnou axiální sílu, bude ekvivalentní zatížení přímo rovno výsledné radiální síle působící na ložisko.

$$P = X \cdot F_R + Y \cdot F_a \rightarrow X = 1; Y = 0$$

$$P = F_R$$

Životnost navrženého ložiska potom bude:

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = \left(\frac{31000}{823}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2880} = 309272 \text{ hod}$$

$$L_h > L_{hD} \rightarrow \text{Navržené ložisko vyhovuje}$$

5.5.7.2 Výpočet ložisek C a D na předlokové hřídeli:

zadané a spočítané parametry:

průměr hřídele pod ložiskem: $d_2 = 50 \text{ mm}$
otáčky hřídele: $n_2 = 1477 \text{ ot/min}$
požadovaná trvanlivost: $L_{hD} = 8000 \text{ hod}$

| | Přímý chod: | Zpětný chod: |
|--------------|-------------|--------------|
| $R_{CX} [N]$ | -1306 | -1389 |
| $R_{CY} [N]$ | -99 | -317 |
| $R_{CZ} [N]$ | -141 | -433 |
| $R_{DX} [N]$ | 604 | 1031 |
| $R_{DY} [N]$ | 525 | 1641 |

Tabulka 7 - Přehled spočítaných reakcí

5.5.7.2.1 Ložisko v místě C:

Síly působící na ložisko C při přímém chodu: Axiální síla: $F_a = R_{CZ} = -141 \text{ N}$

$$\text{Radiální síla: } F_R = \sqrt{R_{CX}^2 + R_{CY}^2}$$

$$F_R = \sqrt{(-1306)^2 + (-99)^2} = 1309 \text{ N}$$

Síly působící na ložisko C při zpětném chodu: Axiální síla: $F_a = R_{CZ} = -433 \text{ N}$

$$\text{Radiální síla: } F_R = \sqrt{R_{CX}^2 + R_{CY}^2}$$

$$F_R = \sqrt{(-1389)^2 + (-317)^2} = 1425 \text{ N}$$

Volím ložisko 7210 ČSN 02 4645

Tabulka 8 - Parametry zvoleného ložiska v místě C

| Vnitřní průměr: | Vnější průměr: | Šířka: | Dynamická únosnost | Statická únosnost |
|---------------------|---------------------|---------------------|-------------------------|---------------------------|
| $d = 50 \text{ mm}$ | $D = 90 \text{ mm}$ | $B = 20 \text{ mm}$ | $C = 32\,500 \text{ N}$ | $C_0 = 26\,500 \text{ N}$ |

Výpočet statické únosnosti

$$F_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$$

→ ze Strojnických tabulek pro jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem:

$$X_0 = 0,5; Y_0 = 0,46$$

$$\text{Pro přímý chod: } F_0 = 0,5 \cdot 1309 + 0,46 \cdot 141 = 720 \text{ N}$$

$$\text{Pro zpětný chod: } F_0 = 0,5 \cdot 1425 + 0,46 \cdot 433 = 912 \text{ N}$$

Statická bezpečnost:

$$\text{Pro přímý chod: } k_0 = \frac{C_0}{F_0} = \frac{32500}{720} = 45$$

$$\text{Pro zpětný chod: } k_0 = \frac{C_0}{F_0} = \frac{32500}{912} = 35,6$$

Výpočet dynamické únosnosti

poměr mezi axiální silou na ložisko a jeho statickou únosností:

$$\text{Pro přímý chod: } \frac{F_a}{C_0} = \frac{141}{32500} = 0,00434 \rightarrow \text{z STT: } e = 0,15$$

$$\text{Pro zpětný chod: } \frac{F_a}{C_0} = \frac{433}{32500} = 0,0133 \rightarrow \text{z STT: } e = 0,19$$

vzájemný poměr obou zatěžujících sil:

$$\text{Pro přímý chod: } \frac{F_a}{F_R} = \frac{141}{1309} = 0,108$$

$$\text{Pro zpětný chod: } \frac{F_a}{F_R} = \frac{433}{1425} = 0,304$$

Pro přímý chod je $\frac{F_a}{F_R} < e$, tzn. vliv axiální síly je zanedbatelný a pro zpětný chod je $\frac{F_a}{F_R} > e$, tzn. vliv axiální síly je nezanedbatelný. Hodnoty X a Y musíme dohledat opět ve Strojnických tabulkách pomocí lineární interpolace a pro tyto dva případy budou následující:

$$\text{Pro přímý chod: } \rightarrow X = 1; \quad Y = 0$$

$$\text{Pro zpětný chod: } \rightarrow X = 0,56; \quad Y = 2,30$$

Ekvivalentní dynamické zatížení:

$$\text{Pro přímý chod: } P_p = V \cdot X \cdot F_R + Y \cdot F_a = 1 \cdot 1 \cdot 1309 + 0 \cdot 141 = 1309 \text{ N}$$

$$\text{Pro zpětný chod: } P_z = V \cdot X \cdot F_R + Y \cdot F_a = 1 \cdot 0,56 \cdot 1425 + 2,30 \cdot 433 = 1794 \text{ N}$$

Protože přímý chod se bude používat z 90% provozu stroje, přizpůsobí se tomu návrh ložisek.

Vycházíme ze vztahu pro návrh ekvivalentního dynamického zatížení, které se mění během provozu.

$$P_m = \sqrt[p]{\sum_1^k P_i^p \cdot \frac{q_i}{100}}$$

Kde: q_i – jsou v procentech vyjádřené časové podíly jednotlivých zatížení P_i

k – počet jednotlivých zátěžových stupňů (v našem případě 2)

P_i – jednotlivá ekvivalentní dynamická zatížení při časovém podílu q_i

p – exponent rovnice trvanlivosti (pro kuličková ložiska má hodnotu 3)

Výsledné ekvivalentní dynamické zatížení potom bude:

$$P_m = \sqrt[3]{P_p^3 \cdot 0,9 + P_z^3 \cdot 0,1} = \sqrt[3]{1309^3 \cdot 0,9 + 1794^3 \cdot 0,1} = 1375 \text{ N}$$

Životnost navrženého ložiska potom bude:

$$L_h = \left(\frac{C}{P_m}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} = \left(\frac{32500}{1375}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1477} = 149008 \text{ hod}$$

$L_h > L_{hD}$ → Navržené ložisko vyhovuje

5.5.7.2.2 Ložisko v místě D:

Síly působící na ložisko D při přímém chodu:

$$\text{Axiální síla: } F_a = 0 \text{ N}$$

$$\text{Radiální síla: } F_R = \sqrt{R_{DX}^2 + R_{DY}^2}$$

$$F_R = \sqrt{604^2 + 525^2} = 801 \text{ N}$$

Síly působící na ložisko D při zpětném chodu:

$$\text{Axiální síla: } F_a = 0 \text{ N}$$

$$\text{Radiální síla: } F_R = \sqrt{R_{DX}^2 + R_{DY}^2}$$

$$F_R = \sqrt{1031^2 + 1641^2} = 1938 \text{ N}$$

Volím ložisko 7210 ČSN 02 4645

Tabulka 9 - Parametry zvoleného ložiska v místě D

| Vnitřní průměr: | Vnější průměr: | Šířka: | Dynamická únosnost | Statická únosnost |
|---------------------|---------------------|---------------------|-------------------------|---------------------------|
| $d = 50 \text{ mm}$ | $D = 90 \text{ mm}$ | $B = 20 \text{ mm}$ | $C = 32\,500 \text{ N}$ | $C_0 = 26\,500 \text{ N}$ |

Výpočet statické únosnosti

$$F_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$$

→ ze Strojnických tabulek pro jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem:

$$X_0 = 0,5; Y_0 = 0,46$$

$$\text{Pro přímý chod: } F_0 = 0,5 \cdot 801 + 0,46 \cdot 0 = 400,5 \text{ N}$$

$$\text{Pro zpětný chod: } F_0 = 0,5 \cdot 1938 + 0,46 \cdot 0 = 969 \text{ N}$$

Statická bezpečnost:

$$\text{Pro přímý chod: } k_0 = \frac{C_0}{F_0} = \frac{32500}{400,5} = 81,1$$

$$\text{Pro zpětný chod: } k_0 = \frac{C_0}{F_0} = \frac{32500}{969} = 33,5$$

Výpočet dynamické únosnosti

Protože ložisko D nepřenáší žádnou axiální sílu, bude ekvivalentní zatížení přímo rovno výsledné radiální síle působící na ložisko.

$$P = X \cdot F_R + Y \cdot F_a \rightarrow X = 1; Y = 0$$

$$P = F_R$$

$$\text{Pro přímý chod: } P_p = 801 \text{ N}$$

$$\text{Pro zpětný chod: } P_z = 1938 \text{ N}$$

Výsledné ekvivalentní dynamické zatížení potom bude:

$$P = \sqrt[3]{P_p^3 \cdot 0,9 + P_z^3 \cdot 0,1} = \sqrt[3]{801^3 \cdot 0,9 + 1938^3 \cdot 0,1} = 1060 \text{ N}$$

Životnost navrženého ložiska:

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} = \left(\frac{32500}{1060}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1477} = 325237 \text{ hod}$$

$$L_h > L_{hD} \rightarrow \text{Navržené ložisko vyhovuje}$$

5.5.7.3 Výpočet ložisek E a F na vložené hřídeli reverzačního kola

zadané a spočítané parametry:

průměr hřídele pod ložiskem: $d_3 = 35 \text{ mm}$
 požadovaná trvanlivost: $L_{hD} = 8000 \text{ hod}$
 otáčky hřídele: $n_{rev} = 1055 \text{ ot/min}$

$R_{EX} = 1845 \text{ N}$ $R_{FX} = 1845 \text{ N}$
 $R_{EY} = -1118 \text{ N}$ $R_{FY} = 1118 \text{ N}$
 $R_{EZ} = 0 \text{ N}$

5.5.7.3.1 Ložisko v místě E:

Síly působící na ložisko E: Axiální síla: $F_a = 0 \text{ N}$

Radiální síla: $F_R = \sqrt{R_{EX}^2 + R_{EY}^2}$

$$F_R = \sqrt{1845^2 + (-1118)^2} = 2158 \text{ N}$$

Volím ložisko 7207 ČSN 02 4645

Tabulka 10 - Parametry zvoleného ložiska v místě E

| Vnitřní průměr: | Vnější průměr: | Šířka: | Dynamická únosnost | Statická únosnost |
|---------------------|---------------------|---------------------|-----------------------|-------------------------|
| $d = 35 \text{ mm}$ | $D = 72 \text{ mm}$ | $B = 17 \text{ mm}$ | $C = 23200 \text{ N}$ | $C_0 = 17600 \text{ N}$ |

Výpočet statické únosnosti

$$F_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$$

→ ze Strojnických tabulek pro jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem:

$$X_0 = 0,5; Y_0 = 0,46$$

$$F_0 = 0,5 \cdot 2158 + 0,46 \cdot 0 = 1079 \text{ N}$$

Statická bezpečnost je pak dána vzorcem:

$$k_0 = \frac{C_0}{F_0} = \frac{17600}{1079} = 16$$

Výpočet dynamické únosnosti

Protože ložisko E nepřenáší žádnou axiální sílu, bude ekvivalentní zatížení přímo rovno výsledné radiální síle působící na ložisko.

$$P = X \cdot F_R + Y \cdot F_a \rightarrow X = 1; Y = 0$$

$$P = F_R = 2158 \text{ N}$$

Životnost navrženého ložiska potom bude:

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{rev}} = \left(\frac{23200}{2158}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1055} = 19629 \text{ hod}$$

$L_h > L_{hD}$ → Navržené ložisko vyhovuje

5.5.7.3.2 Ložisko v místě F:

Volím ložisko 7207 ČSN 02 4645

Tabulka 11 - Parametry zvoleného ložiska v místě F

| Vnitřní průměr: | Vnější průměr: | Šířka: | Dynamická únosnost | Statická únosnost |
|---------------------|---------------------|---------------------|-----------------------|-------------------------|
| $d = 35 \text{ mm}$ | $D = 72 \text{ mm}$ | $B = 17 \text{ mm}$ | $C = 23200 \text{ N}$ | $C_0 = 17600 \text{ N}$ |

Protože uložení reverzačního kola je symetrické, síly na ložisko F jsou stejné, jako na ložisko E. Výpočet by proto byl úplně stejný. Není potřeba znovu přepočítávat.

5.5.7.4 Výpočet ložisek G a H výstupní hřídele:

zadané a spočítané parametry:

průměr hřídele pod ložiskem: $d_4 = 50 \text{ mm}$

otáčky hřídele: $n_3 = 757 \text{ ot/min}$

požadovaná trvanlivost: $L_{hD} = 8000 \text{ hod}$

| | Přímý chod: | Zpětný chod: |
|--------------|-------------|--------------|
| $R_{GX} [N]$ | 1945 | 632 |
| $R_{GY} [N]$ | 2014 | 2517 |
| $R_{GZ} [N]$ | -308 | -600 |
| $R_{HX} [N]$ | -1288 | -873 |
| $R_{HY} [N]$ | -1 | -160 |

Tabulka 12 - Přehled spočítaných reakcí

5.5.7.4.1 Ložisko v místě G:

Síly působící na ložisko G při přímém chodu:

Axiální síla: $F_a = R_{GZ} = -308 \text{ N}$

Radiální síla: $F_R = \sqrt{R_{GX}^2 + R_{GY}^2}$

$F_R = \sqrt{1945^2 + 2014^2} = 2800 \text{ N}$

Síly působící na ložisko G při zpětném chodu: Axiální síla: $F_a = R_{GZ} = -600 \text{ N}$

$$\text{Radiální síla: } F_R = \sqrt{R_{GX}^2 + R_{GY}^2}$$

$$F_R = \sqrt{632^2 + 2517^2} = 2596 \text{ N}$$

Volím ložisko 7210 ČSN 02 4645

Tabulka 13 - Parametry zvoleného ložiska v místě G

| Vnitřní průměr: | Vnější průměr: | Šířka: | Dynamická únosnost | Statická únosnost |
|---------------------|---------------------|---------------------|-------------------------|---------------------------|
| $d = 50 \text{ mm}$ | $D = 90 \text{ mm}$ | $B = 20 \text{ mm}$ | $C = 32\,500 \text{ N}$ | $C_0 = 26\,500 \text{ N}$ |

Výpočet statické únosnosti

$$F_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$$

→ ze Strojnických tabulek pro jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem:

$$X_0 = 0,5; Y_0 = 0,46$$

$$\text{Pro přímý chod: } F_0 = 0,5 \cdot 2800 + 0,46 \cdot 308 = 1542 \text{ N}$$

$$\text{Pro zpětný chod: } F_0 = 0,5 \cdot 2596 + 0,46 \cdot 600 = 1574 \text{ N}$$

Statická bezpečnost:

$$\text{Pro přímý chod: } k_0 = \frac{C_0}{F_0} = \frac{32500}{1542} = 21$$

$$\text{Pro zpětný chod: } k_0 = \frac{C_0}{F_0} = \frac{32500}{1574} = 20,6$$

Výpočet dynamické únosnosti

poměr mezi axiální silou na ložisko a jeho statickou únosností:

$$\text{Pro přímý chod: } \frac{F_a}{C_0} = \frac{308}{32500} = 0,0095 \rightarrow \text{z STT: } e = 0,17$$

$$\text{Pro zpětný chod: } \frac{F_a}{C_0} = \frac{600}{32500} = 0,0185 \rightarrow \text{z STT: } e = 0,20$$

vzájemný poměr obou zatěžujících sil:

$$\text{Pro přímý chod: } \frac{F_a}{F_R} = \frac{308}{2800} = 0,11$$

$$\text{Pro zpětný chod: } \frac{F_a}{F_R} = \frac{600}{2596} = 0,231$$

Pro přímý chod je $\frac{F_a}{F_R} < e$, tzn. vliv axiální síly je zanedbatelný a pro zpětný chod je $\frac{F_a}{F_R} > e$, tzn. vliv axiální síly je nezanedbatelný. Hodnoty X a Y musíme dohledat opět ve Strojnických tabulkách pomocí lineární interpolace a pro tyto dva případy budou následující:

Pro přímý chod: $\rightarrow X = 1; Y = 0$

Pro zpětný chod: $\rightarrow X = 0,56; Y = 2,19$

Ekvivalentní dynamické zatížení:

Pro přímý chod: $P_p = V \cdot X \cdot F_R + Y \cdot F_a = 1 \cdot 1 \cdot 2800 + 0 \cdot 308 = 2800 \text{ N}$

Pro zpětný chod: $P_z = V \cdot X \cdot F_R + Y \cdot F_a = 1 \cdot 0,56 \cdot 2596 + 2,19 \cdot 600 = 2768 \text{ N}$

Protože přímý chod se bude používat z 90% provozu stroje, přizpůsobí se tomu návrh ložisek.

Výsledné ekvivalentní dynamické zatížení potom bude:

$$P = \sqrt[3]{P_p^3 \cdot 0,9 + P_z^3 \cdot 0,1} = \sqrt[3]{2800^3 \cdot 0,9 + 2768^3 \cdot 0,1} = 2797 \text{ N}$$

Životnost navrženého ložiska potom bude:

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_3} = \left(\frac{32500}{2797}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 757} = 34540 \text{ hod}$$

$L_h > L_{hD} \rightarrow$ Navržené ložisko vyhovuje

5.5.7.4.2 Ložisko v místě H:

Síly působící na ložisko H při přímém chodu: Axiální síla: $F_a = 0 \text{ N}$

$$\text{Radiální síla: } F_R = \sqrt{R_{HX}^2 + R_{HY}^2}$$

$$F_R = \sqrt{(-1288)^2 + 1^2} = 1288 \text{ N}$$

Síly působící na ložisko H při zpětném chodu: Axiální síla: $F_a = 0 \text{ N}$

$$\text{Radiální síla: } F_R = \sqrt{R_{HX}^2 + R_{HY}^2}$$

$$F_R = \sqrt{(-873)^2 + (-160)^2} = 888 \text{ N}$$

Volím ložisko 7210 ČSN 02 4645

Tabulka 14 - Parametry zvoleného ložiska v místě H

| Vnitřní průměr: | Vnější průměr: | Šířka: | Dynamická únosnost | Statická únosnost |
|---------------------|---------------------|---------------------|-------------------------|---------------------------|
| $d = 50 \text{ mm}$ | $D = 90 \text{ mm}$ | $B = 20 \text{ mm}$ | $C = 32\,500 \text{ N}$ | $C_0 = 26\,500 \text{ N}$ |

Výpočet statické únosnosti

$$F_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a$$

→ ze Strojnických tabulek pro jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem:

$$X_0 = 0,5; Y_0 = 0,46$$

$$\text{Pro přímý chod: } F_0 = 0,5 \cdot 1288 + 0,46 \cdot 0 = 644 \text{ N}$$

$$\text{Pro zpětný chod: } F_0 = 0,5 \cdot 888 + 0,46 \cdot 0 = 444 \text{ N}$$

Statická bezpečnost:

$$\text{Pro přímý chod: } k_0 = \frac{C_0}{F_0} = \frac{32500}{644} = 50$$

$$\text{Pro zpětný chod: } k_0 = \frac{C_0}{F_0} = \frac{32500}{444} = 73$$

Výpočet dynamické únosnosti

Protože ložisko H nepřenáší žádnou axiální sílu, bude ekvivalentní zatížení přímo rovno výsledné radiální síle působící na ložisko.

$$P = X \cdot F_R + Y \cdot F_a \rightarrow X = 1; Y = 0$$

$$P = F_R$$

$$\text{Pro přímý chod: } P_p = 1288 \text{ N}$$

$$\text{Pro zpětný chod: } P_z = 888 \text{ N}$$

Výsledné ekvivalentní dynamické zatížení potom bude:

$$P = \sqrt[3]{P_p^3 \cdot 0,9 + P_z^3 \cdot 0,1} = \sqrt[3]{1218^3 \cdot 0,9 + 888^3 \cdot 0,1} = 1193 \text{ N}$$

Životnost navrženého ložiska:

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_3} = \left(\frac{32500}{1193}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 757} = 445124 \text{ hod}$$

$$L_h > L_{hD} \rightarrow \text{Navržené ložisko vyhovuje}$$

5.5.8 Návrhy spojů hřídele s ozubenými koly

Při výpočtu per platí zásada, že pera jsou více odolná proti namáhání na stříh než proti otláčení. Jejich délku dimenzujeme proto zásadně z kontroly na otláčení.

Pro výpočet minimální délky pera tedy budeme vycházet z pevnostní podmínky pro tlak.

$$p = \frac{2 \cdot M_k}{t_1 \cdot l_p \cdot d} \leq p_D$$
$$\rightarrow l_{p_{min}} = \frac{2 \cdot M_k}{t_1 \cdot p_D \cdot d}$$

5.5.8.1 Vstupní hřídel

Kroučící moment na vstupní hřídeli: $M_{k1} = 49,736 \text{ N} \cdot \text{m}$

Materiál pera: 11600 \rightarrow $p_b = 120 \text{ MPa}$

5.5.8.1.1 Spojení spojky se vstupní hřídelí

Průměr hřídele v místě připojení spojky: $d = 45 \text{ mm}$

\rightarrow ze Strojnických tabulek: $b = 14 \text{ mm}; h = 9 \text{ mm}; t_1 = 3,5 \text{ mm}$

Minimální délka pera bude:

$$l_{p_{min}} = \frac{2 \cdot M_k}{t_1 \cdot p_D \cdot d} = \frac{2 \cdot 49736}{3,5 \cdot 120 \cdot 45} = 5,263 \text{ mm}$$

Volím délku pera $l_p = 40 \text{ mm}$ (minimální normalizovaná délka pera pro $d = 45 \text{ mm}$)

volím pero 14e7 x 9 x 40 ČSN 02 2562

5.5.8.1.2 Spojení kuželového kola s hřídelí

Průměr hřídele v místě připojení spojky: $d = 40 \text{ mm}$

\rightarrow ze Strojnických tabulek: $b = 12 \text{ mm}; h = 8 \text{ mm}; t_1 = 3,1 \text{ mm}$

Minimální délka pera bude:

$$l_{p_{min}} = \frac{2 \cdot M_k}{t_1 \cdot p_D \cdot d} = \frac{2 \cdot 49736}{3,1 \cdot 120 \cdot 40} = 6,685 \text{ mm}$$

Volím délku pera $l_p = 32 \text{ mm}$ (minimální normalizovaná délka pera pro $d = 40 \text{ mm}$)

volím pero 12e7 x 8 x 32 ČSN 02 2562

5.5.8.2 Předlohová hřídel

Kroutící moment na předlohové hřídeli: $M_{k2} = 96,980 \text{ N} \cdot \text{m}$

Materiál pera: 11600 → $p_b = 120 \text{ MPa}$

5.5.8.2.1 Spojení kuželového kola s předlohovou hřídelí

Průměr hřídele v místě kuželového kola: $d = 45 \text{ mm}$

→ ze Strojnických tabulek: $b = 14\text{mm}; h = 9\text{mm}; t_1 = 3,5 \text{ mm}$

Minimální délka pera bude:

$$l_{p_{min}} = \frac{2 \cdot M_k}{t_1 \cdot p_D \cdot d} = \frac{2 \cdot 96980}{3,5 \cdot 120 \cdot 45} = 10,262 \text{ mm}$$

Volím délku pera $l_p = 40 \text{ mm}$

volím pero 14e7 x 9 x 40 ČSN 02 2562

5.5.8.2.2 Spojení elektromagnetické spojky s předlohovou hřídelí:

Průměr hřídele v místě elektromagnetické spojky: $d = 45 \text{ mm}$

→ ze Strojnických tabulek: $b = 14\text{mm}; h = 9\text{mm}; t_1 = 3,5 \text{ mm}$

Minimální délka pera bude:

$$l_{p_{min}} = \frac{2 \cdot M_k}{t_1 \cdot p_D \cdot d} = \frac{2 \cdot 96980}{3,5 \cdot 120 \cdot 45} = 10,262 \text{ mm}$$

Volím délku pera $l_p = 40 \text{ mm}$

volím pero 14e7 x 9 x 40 ČSN 02 2562

5.5.8.3 Vložená hřídel reverzačního kola

Kroutící moment na reverzační hřídeli: $M_{k_{rev}} = 135,772 \text{ N} \cdot \text{m}$

Materiál pera: 11600 → $p_b = 120 \text{ MPa}$

5.5.8.3.1 Spojení reverzačního kola s hřídelí:

Průměr hřídele v místě reverzačního kola: $d = 45 \text{ mm}$

→ ze Strojnických tabulek: $b = 14\text{mm}; h = 9\text{mm}; t_1 = 3,5 \text{ mm}$

Minimální délka pera bude:

$$l_{p_{min}} = \frac{2 \cdot M_k}{t_1 \cdot p_D \cdot d} = \frac{2 \cdot 135772}{3,5 \cdot 120 \cdot 45} = 14,367 \text{ mm}$$

Volím délku pera $l_p = 40 \text{ mm}$

volím pero 14e7 x 9 x 40 ČSN 02 2562

5.5.8.4 Výstupní hřídel

Kroutící moment na výstupní hřídeli: $M_{k3} = 189,220 \text{ N} \cdot \text{m}$

Materiál pera: 11600 \rightarrow $p_b = 120 \text{ MPa}$

5.5.8.4.1 Spojení přímého kola s výstupní hřídelí:

Průměr hřídele v místě kuželového kola: $d = 50 \text{ mm}$

\rightarrow ze Strojnických tabulek: $b = 16 \text{ mm}; h = 10 \text{ mm}; t_1 = 3,8 \text{ mm}$

Minimální délka pera bude:

$$l_{p_{min}} = \frac{2 \cdot M_k}{t_1 \cdot p_D \cdot d} = \frac{2 \cdot 189220}{3,8 \cdot 120 \cdot 50} = 16,598 \text{ mm}$$

Volím délku pera $l_p = 50 \text{ mm}$

volím pero 16e7 x 10 x 50 ČSN 02 2562

5.5.8.4.2 Spojení klínové řemenice na výstupní hřídel:

Průměr hřídele v místě řemenice: $d = 50 \text{ mm}$

\rightarrow ze Strojnických tabulek: $b = 16 \text{ mm}; h = 10 \text{ mm}; t_1 = 3,8 \text{ mm}$

Minimální délka pera bude:

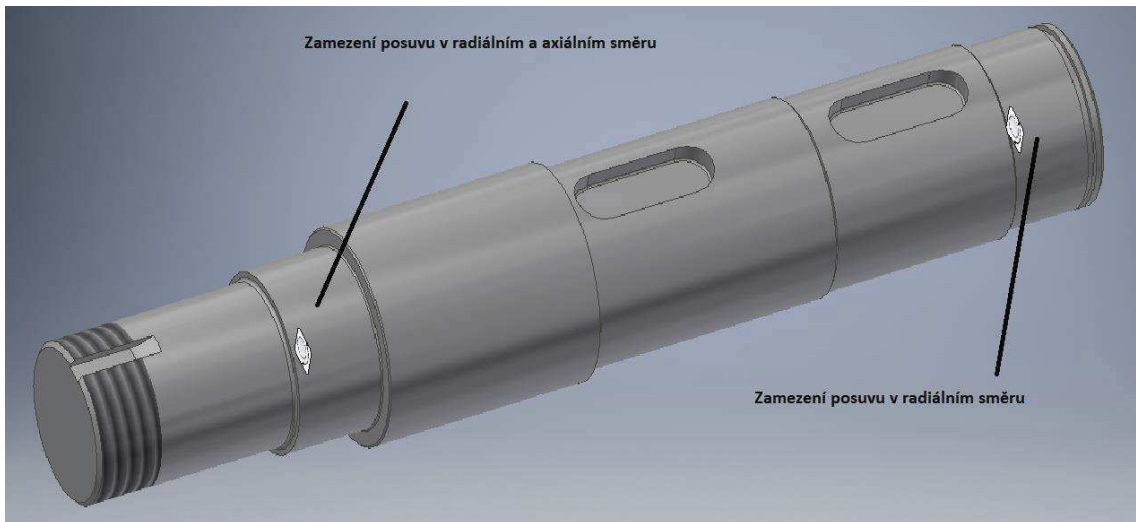
$$l_{p_{min}} = \frac{2 \cdot M_k}{t_1 \cdot p_D \cdot d} = \frac{2 \cdot 189220}{3,8 \cdot 120 \cdot 50} = 16,598 \text{ mm}$$

Volím délku pera $l_p = 50 \text{ mm}$

volím pero 16e7 x 10 x 50 ČSN 02 2562

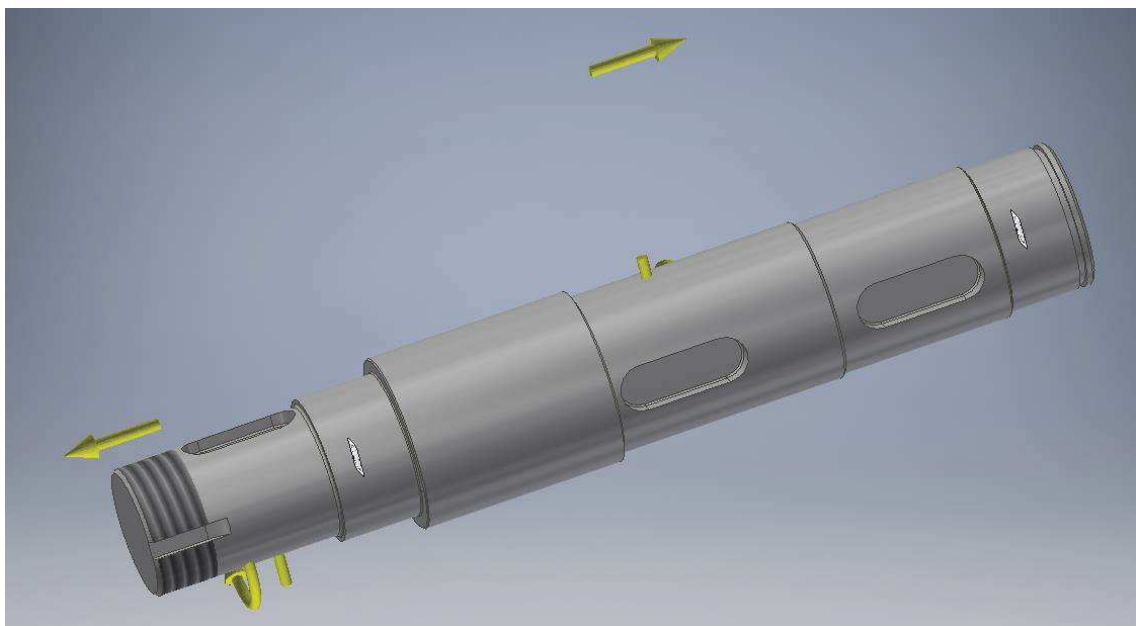
5.5.9 Kontrola hřídele pomocí MKP

K ověření správnosti pevnostního výpočtu hřídele byla použita metoda MKP (metoda konečných prvků). Jelikož byl pro tvorbu 3D modelu převodovky použit Autodesk Inventor 2018, který přímo umožňuje analýzu pomocí MKP, samotná analýza tedy byla v tomto programu provedena také. Tento program má ještě jednu výhodu a to v tom, že se nemusí generovat síť, ale lze využít automatického generování sítě, která se dá v případě potřeby v místě velkého zatížení zhustit a dosáhnout tak přesnějšího výsledku. Jelikož se jedná pouze o kontrolní výpočet, byla tato analýza provedena pouze na vstupní hřídeli.

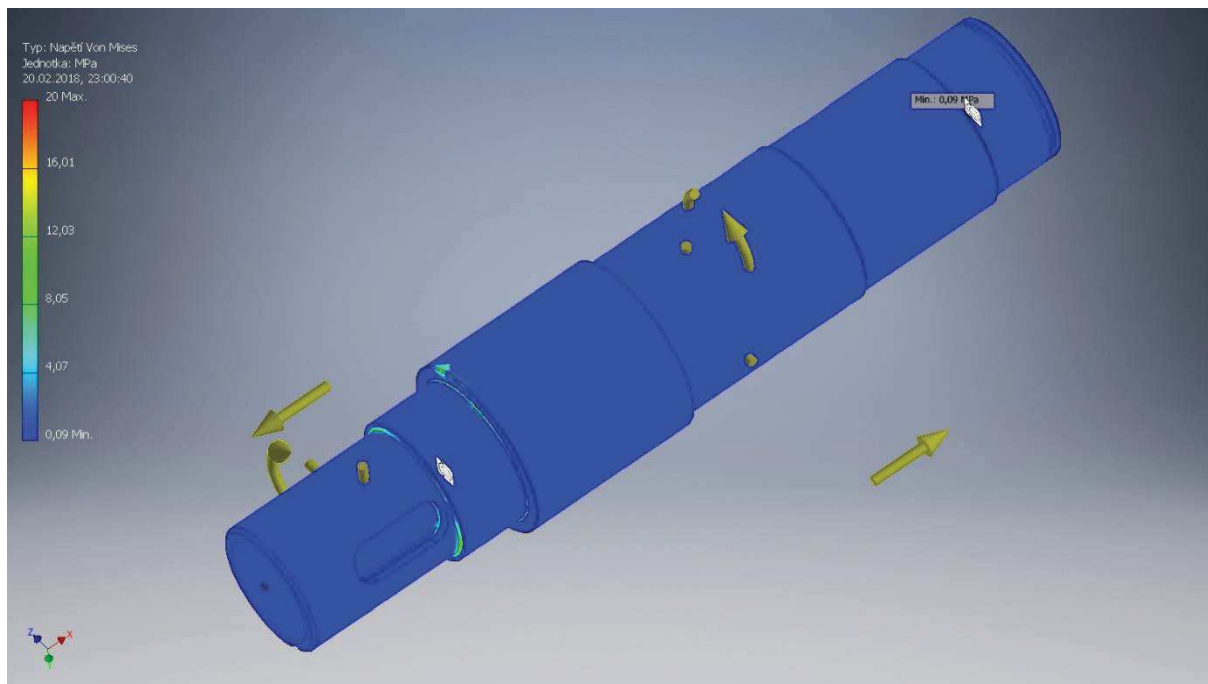


Obrázek 40 - Okrajové podmínky MKP analýzy

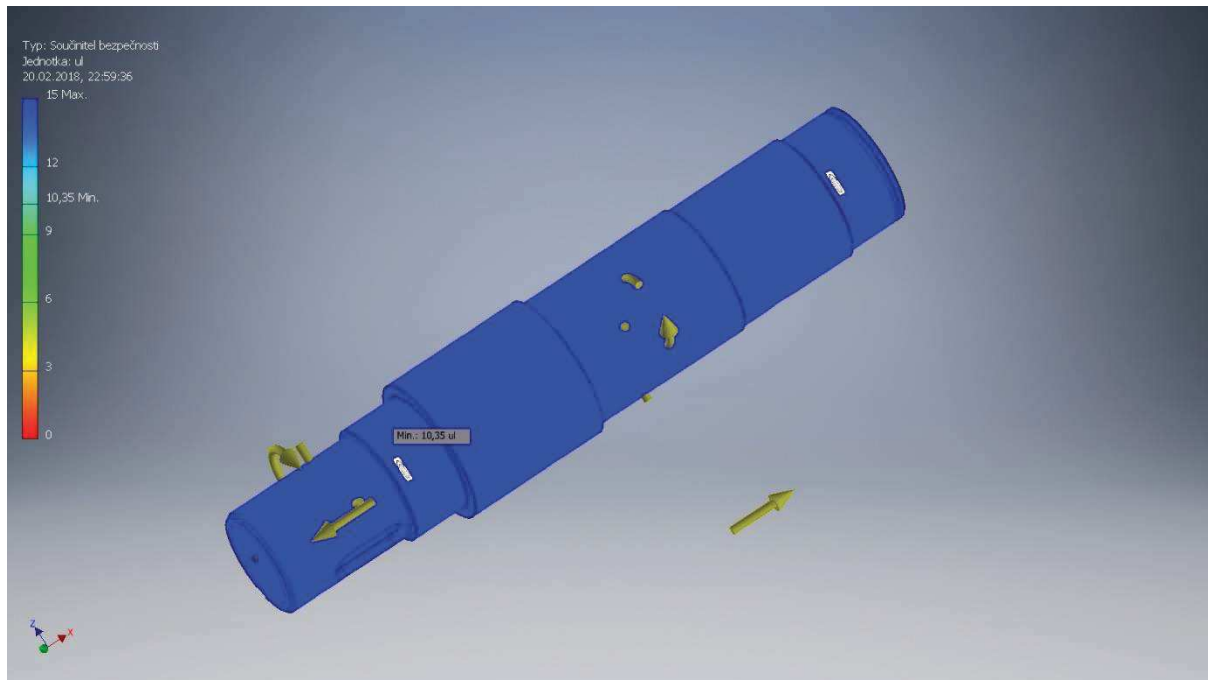
Na obrázku 40 je zobrazen předlohový hřídel se zadanými okrajovými podmínkami. V místech ložisek bylo zamezeno posuvům v radiálním směru a v případě levého ložiska podle obr. 40 bylo ještě navíc zamezeno posuvu v axiálním směru.



Obrázek 41 - Zatížení hřídele silami od ozubených kol



Obrázek 42 - Průběh napětí na předlohovém hřídeli



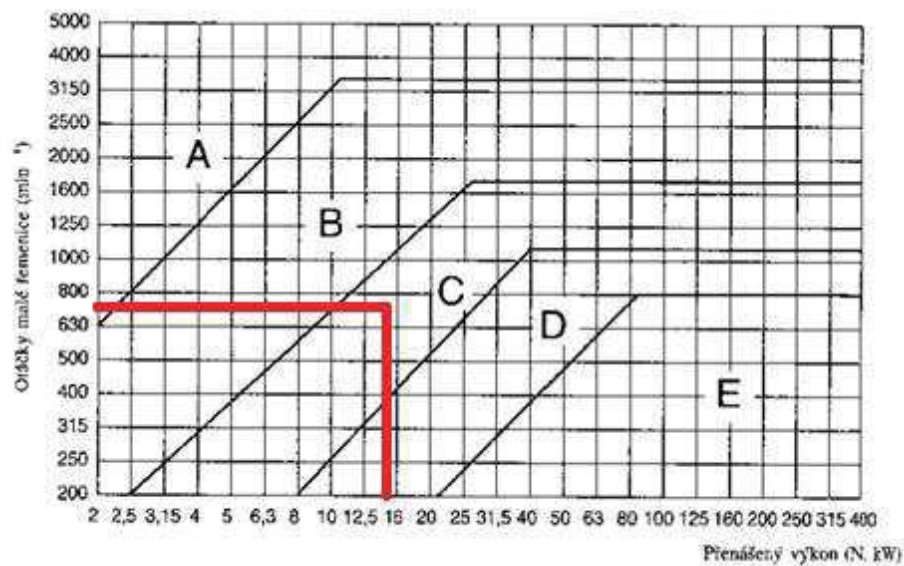
Obrázek 43 - Součinitel bezpečnosti předlohového hřídele

5.6 Řemenový převod

5.6.1 Základní parametry řemenového převodu

5.6.1.1 Stanovení velikosti klasického průřezu klínového řemene

Zanesením hodnoty výkonu a otáček do diagramu zjistíme normalizovanou velikost průřezu řemene podle ČSN 02 3111. Podle zadaných 15kW a 757 ot/min volíme typ řemene C.



Obrázek 44 - Diagram pro určení typu řemene

5.6.1.2 Stanovení minimálního výpočtového průměru řemenic

| Průřez řemene | D_{MIN} [mm] |
|---------------|-----------------------|
| Z | 63 |
| A | 90 |
| B | 125 |
| C | 200 |
| D | 355 |
| E | 500 |

Tabulka 15 - Minimální průměry řemenic daných průřezů

V závislosti na velikosti průřezu řemenu jsou určeny D_{MIN} v ČSN 02 3179. Pro řemen průřezu C je D_{MIN} 200 mm.

5.6.1.3 Návrh výpočtových průměrů řemenic D_8 a D_9

Volím provedení řemene Industrial, takže v_{8MAX} je $25 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

$$D_{8MAX} = \frac{60000 \cdot v_{8MAX}}{\pi \cdot n_3} = \frac{60000 \cdot 25}{\pi \cdot 757} = 630,733 \text{ mm}$$

$$D_{8MIN} < D_8 < D_{8MAX}$$

$$200 < D_8 < 663,146$$

Z normalizovaných průměrů řemenic volím průměr hnací řemenice **236 mm**

Tabulka 16- Normalizované průměry řemenic

| Průřez řemene | Normalizovaný výpočtový průměr řemenice D [mm] |
|---------------|---|
| Z | (50), (53), (56), 60, 63, 67,71, 75, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 150, 160, 180, 200, 224, 250 |
| A | (75), (80), (85), 90, 95, 100, 106, 112, 118, 125, 132, 140, 150, 160, (170), 180, (190), 200, 224, 250, 280 300, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, (800) |
| B | 125, 132, 140, 150, 160, 170, 180, (190), 200, 224, 250, 280, 300, 315, 355, 375, 400, 450, 500, (530), 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1000, (1120) |
| C | 200, 212, 224, 236 , 250, 265, 280, 300, 315, (335), 355, 375, 400, 450 , 500, (530), 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600 |
| D | 355, 375, 400, 425, 450, 475, 500, (530), 560, 600, 630, 710, 750, 800, 900, 1000, 1060, 1120, 1250, 1400, 1500, 1600, 1800, 2000 |
| E | 500, 530, 560, 600, 630, 670, 710, (750), 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1500, 1600, 1800, 1900, 2000, 2240, 2500 |

$$D_9' = D_8 \cdot i_{\gamma} = 236 \cdot 1,8935 = 446,866 \text{ mm}$$

Z normalizovaných průměrů řemenic volím průměr hnané řemenice **450 mm**.

Pozn. Rozměry v závorkách se volí jen výjimečně, ve zvlášť odůvodněných případech.

5.6.1.4 Teoretický a skutečný převodový poměr

$$i = \frac{D_9}{D_8} = \frac{450}{236} = 1,907$$

$$i_{SK} = \frac{D_9}{D_8 \cdot (1-s)} = \frac{450}{236 \cdot (1-0,02)} = 1,946$$

Pro řemen Industrial je pružný skluz s roven 0,02

5.6.1.5 Výpočet obvodové rychlosti

$$v_8 = \frac{\pi \cdot D_8 \cdot n_3}{60000} = \frac{\pi \cdot 236 \cdot 757}{60000} = 9,354 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

5.6.1.6 Návrh osové vzdálenosti

$$A_{MIN} = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot (D_9 - D_8) = \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot (450 - 236) = 151,321 \text{ mm}$$

$$A_{MAX} = 2 \cdot (D_9 + D_8) = 2 \cdot (450 + 236) = 1372 \text{ mm}$$

Minimální osová vzdálenost bez kolize materiálu

$$A' = 0,2 \cdot (D_8 + D_9) + 0,5 \cdot (D_8 + D_9)$$

$$A' = 0,2 \cdot (236 + 450) + 0,5 \cdot (236 + 450) = 480,2 \text{ mm}$$

→ Z dané geometrie byla zvolena osová vzdálenost 902,82 mm

5.6.1.7 Určení délky řemene

Úhel opásání

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{D_9 - D_8}{2 \cdot A}$$

$$\frac{\alpha}{2} = \cos^{-1} \left(\frac{D_9 - D_8}{2 \cdot A} \right) = \cos^{-1} \left(\frac{450 - 236}{2 \cdot 583,095} \right)$$

$$\frac{\alpha}{2} = 79,426^\circ$$

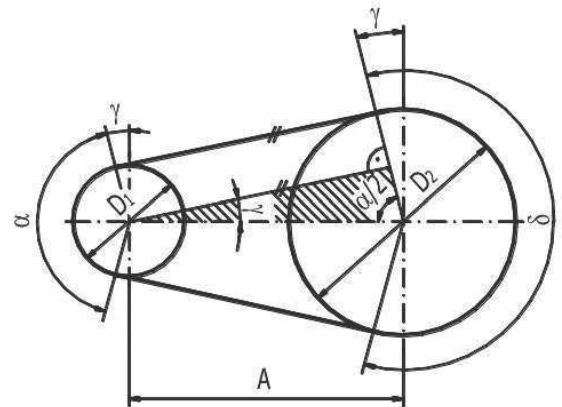
Doplňkový úhel

$$\gamma = 90 - \frac{\alpha}{2} = 10,574^\circ$$

Délka řemene

$$L_p' = 2 \cdot A \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (D_8 + D_9) + \frac{\pi \cdot \gamma}{180} \cdot (D_9 - D_8)$$

$$L_p' = 2 \cdot 902,82 \cdot \sin 79,426^\circ + \frac{\pi}{2} \cdot (450 + 236) + \frac{\pi \cdot 10,574^\circ}{180} \cdot (450 - 236) = 2892 \text{ mm}$$



Výpočtové délky řemene jsou normalizované podle ČSN 02 3110 [4]. Proto vypočtenou délku LP upravíme na nejbližší normalizovanou výpočtovou délku LP.

Tabulka 17 - Hodnoty normalizovaných výpočtových délek klínového řemene

| Průřez řemene | Výpočtové délky L_p [mm] klínového řemene |
|---------------|--|
| Z | 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500 |
| A | 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000 |
| B | 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300 |
| C | 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, |
| D | 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000 |
| E | 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000 |

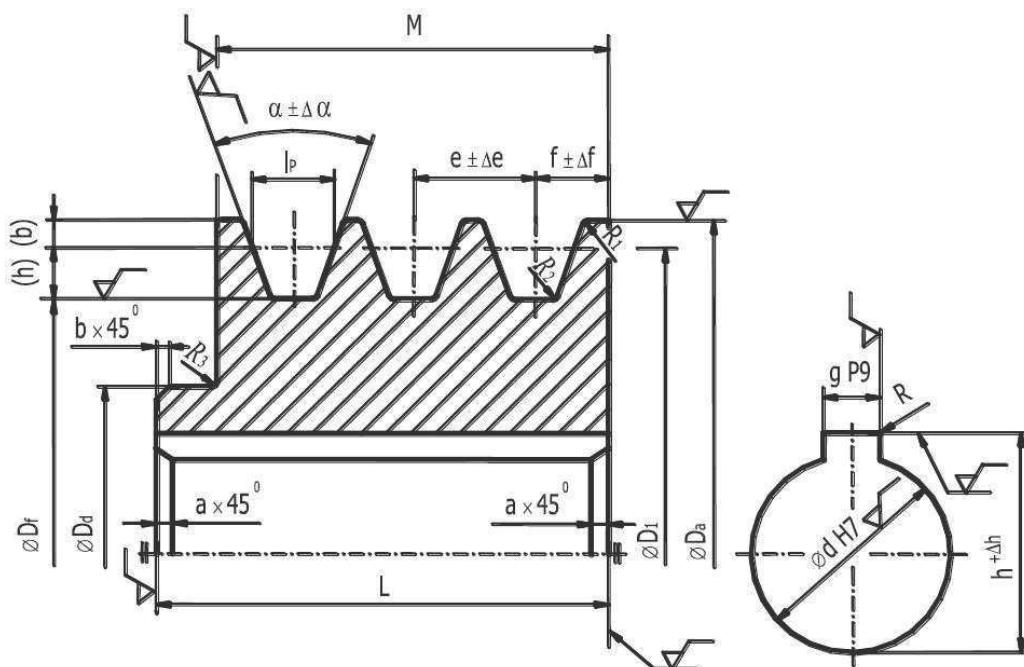
Volím normalizovanou délku řemene 2800 mm.

Skutečná osová vzdálenost

$$A_{SK} = \frac{L_p \frac{\pi}{2} (D_8 + D_9) - \frac{\pi \gamma}{180} (D_9 - D_8)}{2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}}$$

$$A_{SK} = \frac{2800 \frac{\pi}{2} (236 + 450) - \frac{\pi \cdot 10,574^\circ}{180} (450 - 236)}{2 \cdot \sin 79,426^\circ} = 855,911 \text{ mm}$$

5.6.1.8 Návrh malé klínové řemenice



Obrázek 45 - Geometrie malé klínové řemenice

Tabulka 18 - Rozměry drážek v [mm]

| | l_P | b_{MIN} | h_{MIN} | E | Δe | f | Δf |
|---|-------|-----------|-----------|------|------------|------|------------|
| A | 11 | 3,3 | 8,7 | 15 | $\pm 0,3$ | 10 | +2 -1 |
| B | 14 | 4,2 | 10,8 | 19 | $\pm 0,4$ | 12,5 | +2 -1 |
| C | 19 | 5,7 | 14,3 | 25,5 | $\pm 0,5$ | 17 | +2 -1 |
| D | 27 | 8,1 | 19,9 | 37 | $\pm 0,6$ | 24 | +3 -1 |
| E | 32 | 9,6 | 23,4 | 44,5 | $\pm 0,7$ | 29 | +4 -1 |

Šířka věnce řemenice

$$M = (K - 1) \cdot e + 2 \cdot f = (3 - 1) \cdot 25,5 + 2 \cdot 17 = 85 \text{ mm}$$

Průměr vrtání řemenice

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k4}}{\pi \cdot p_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 189220}{\pi \cdot 85}} = 22,465 \text{ mm}$$

5.6.2 Stanovení potřebného počtu řemenů

5.6.2.1 Výpočet skutečného výkonu přenášeného jedním řemenem

$$N_p = N_o \cdot \frac{C_\alpha \cdot C_L}{C_P} = 6,76 \cdot \frac{0,94 \cdot 0,93}{1} = 5,91 \text{ kW}$$

Kde N_o je ideální jmenovitý výkon pro jeden řemen, C_α je součinitel vlivu úhlu opásání, C_L je součinitel vlivu délky řemenice a C_P je součinitel dynamičnosti a pracovního provozu. Všechny tyto hodnoty jsem našel ve Strojnických tabulkách.

$$N_o = 6,76$$

$$C_\alpha = 0,94$$

$$C_L = 0,93$$

$$C_P = 1$$

5.6.2.2 Výpočet počtu řemenů

$$K = \frac{P_1}{N_p \cdot C_K} = \frac{15}{5,91 \cdot 1} = 2,54 \Rightarrow 3 \text{ řemeny}$$

5.6.3 Silové poměry

5.6.3.1 Výpočet přenášené obvodové síly

$$F_{t8} = \frac{2 \cdot M_{k3}}{D_8} = \frac{2 \cdot 189220}{236} = 1604 \text{ N}$$

5.6.3.2 Výpočet součinitele tření v klínové drážce

$$f_K = \frac{f}{\sin \frac{\alpha}{2}} = \frac{f_0 + 0,012 \cdot v_1}{\sin \frac{\alpha}{2}} = \frac{0,35 + 0,012 \cdot 10,556}{\sin \frac{36^\circ}{2}} = 1,543$$

f_0 je součinitel suchého smykového tření nového, nezaběhnutého řemene pro pryžový řemen a ocelovou řemenici.

α je úhel drážky řemenice.

5.6.3.3 Výpočet potřebného předpětí

$$\hat{\alpha} = \frac{2 \cdot 79,426 \cdot \pi}{180} = 2,773 \text{ rad}$$

$$F_0 = \frac{F_{t8}}{2} \cdot \frac{e^{f_K \hat{\alpha} + 1}}{e^{f_K \hat{\alpha} - 1}} = \frac{1604}{2} \cdot \frac{e^{1,543 \cdot 2,773 + 1}}{e^{1,543 \cdot 2,773 - 1}} = 825 \text{ N}$$

Síla v tažné větvi

$$F_{v1} = F \cdot \frac{e^{f_K \hat{\alpha}}}{e^{f_K \hat{\alpha} - 1}} = 1604 \cdot \frac{e^{1,543 \cdot 2,773}}{e^{1,543 \cdot 2,773 - 1}} = 1627 \text{ N}$$

Síla v odlehčené větvi

$$F_{v2} = \frac{F}{e^{f_K \hat{\alpha} - 1}} = \frac{1604}{e^{1,543 \cdot 2,773 - 1}} = 23 \text{ N}$$

5.6.3.4 Radiální síla

$$F_{r8} = \sqrt{F_{v1}^2 + F_{v2}^2 + 2 \cdot F_{v1} \cdot F_{v2} \cdot \cos \gamma}$$

$$F_{r8} = \sqrt{1627^2 + 23^2 + 2 \cdot 1627 \cdot 23 \cdot \cos 10,574^\circ} = 1650 \text{ N}$$

6 Ekonomické zhodnocení

6.1 Přímé náklady na normalizované díly a profily

| Název součásti | Počet kusů | Cena za kus bez DPH | Cena za kus s DPH (21%) | Celková cena za jednotku |
|----------------------------------|------------|---------------------|-------------------------|--------------------------|
| Elektromotor | 1 | 15 450 | 18 696,20 | 18 696,20 |
| Elektromagnetická spojka ELS 10 | 1 | 7 599,41 | 9 619,50 | 9 619,50 |
| Elektromagnetická spojka ELS 16 | 1 | 9 384,81 | 11 879,50 | 11 879,50 |
| Ložiska: | | | | |
| Kuličkové ložisko 7207 | 2 | 689,76 | 834,61 | 1 669,22 |
| Kuličkové ložisko 7209 | 2 | 879,84 | 1 064,61 | 2 129,22 |
| Kuličkové ložisko 7210 | 4 | 960,48 | 1 162,18 | 4 648,72 |
| Kluzné pouzdro | 2 | 97,92 | 118,48 | 236,96 |
| Řemen SPC | 1 | 289,05 | 349,76 | 349,76 |
| Malá řemenice | 1 | 2 201,87 | 2 664,26 | 2 664,26 |
| Velká řemenice | 1 | 3 054,98 | 3 696,53 | 3 696,53 |
| Hřídele: | | | | |
| Vstupní | 1 | 381,10 | 461,13 | 461,13 |
| Předlohová | 1 | 458,71 | 555,04 | 555,04 |
| Reverzační | 1 | 218,49 | 264,37 | 264,37 |
| Výstupní hřídel převodovky | 1 | 458,71 | 555,04 | 555,04 |
| Výstupní hřídel celková | 1 | 502,99 | 636,70 | 636,70 |
| Převodová skříň (odlitek) | 1 | 20 000 | 24 200 | 24 200 |
| Víčka: | | | | |
| Víčko 1 vstupní hřídele | 1 | 230 | 278,3 | 278,3 |
| Víčko 2 | 1 | 310 | 375,1 | 375,1 |
| Víčko 3 | 2 | 290 | 350,9 | 701,8 |
| Víčko 4 | 1 | 210 | 254,1 | 254,1 |
| Víčko 5 výstupní hřídele | 1 | 350 | 423,5 | 423,5 |
| Profily pro rám 60 x 40 x 4 | 4 | 197,60 | 239,10 | 956,4 |
| Ozubená kola - materiál pastorků | 3 | 700 | 847 | 2 541 |
| Ozubená kola – materiál kol | 4 | 472,50 | 571,73 | 2 287 |
| Pera těsná | 7 | 6,24 | 7,55 | 52,85 |
| Vymezovací kroužky | 8 | 11,85 | 15 | 120 |
| Těsnící kroužky a těsnění | - | - | - | 142 |
| Spojovací materiál | - | - | - | 225 |
| Převodový olej | 2 | 229,10 | 290 | 580 |
| CELKEM | | | | 98 781 |

V první tabulce jsou uvedeny ceny za přímé náklady v podobě nákupu normalizovaných dílů, spojovacích materiálů, případně polotovarů pro následnou výrobu a obrobení jednotlivých nenormalizovaných součástí, které bylo potřeba ke zkompletování mechanismu. S výrobou je spojeno spousta přímých i nepřímých nákladů a ty je do finální ceny potřeba započítat pro stanovení co nejpřesnější ceny a zjištění rentabilnosti a konkurenceschopnosti našeho výrobku.

6.2 Náklady na výrobu a montáž

6.2.1 Přímé mzdy

Do nákladů je třeba dále započítat cenu za průměrného pracovníka, který se bude podílet na výrobě a montáži našeho mechanismu. Jeho superhrubá hodinová sazba byla stanovena na 300 Kč/hod.

Tabulka 19 - Doba jednotlivých úkonů a přepočet na jejich peněžní hodnotu

| Druh součásti | Doba dané operace (frézování, vrtání, svařování, soustružení) | Cena vykonané práce | Cena vykonané práce s DPH |
|------------------|---|------------------------|------------------------------|
| Ozubená kola | 10 h | 3 000 Kč | 3 630 Kč |
| Převodová skříň | 3 h | 900 Kč | 1 089 Kč |
| Hřídele | 6 h | 1 800 Kč | 2 2178 Kč |
| Svařovaný rám | 2 h | 600 Kč | 726 Kč |
| Doba manipulace* | 6 h | 1 800 Kč | 2178 Kč |
| Doba montáže | 3 h | 900 Kč | 1 089 Kč |
| Celkem | 55 h | 9 000 Kč | 10 890 Kč |

*Do doby manipulace se započítává upínání a výměna nástroje apod.

6.2.2 Ostatní náklady

Do finální ceny výrobku se také promítne spousta dalších přímých i nepřímých nákladů a těmi mohou například být: energie pro provoz obráběcích strojů, odpisy a opravy pro udržování stroje, režijní materiál, cena za dopravu a skladování, ale třeba i náklady spojené s užíváním budov. Tato cena se dá jen těžko odhadnout a pro další účely si budeme muset postačit s hrubým odhadem 5 000 Kč.

6.3 Stanovení finální ceny a porovnání s konkurencí

Výpočet finální ceny: $98\,781 + 10\,890 + 5\,000 = 114\,671$ Kč

Jelikož v dnešní době je kladen velký důraz na cenu finálního výrobku a zároveň musí výrobek splňovat kvalitu a trvanlivost, bylo v této práci cíleno na použití co největšího počtu normalizovaných součástek, které cenu finálního výrobku snižují, neboť tento stroj nebude vyráběn sériově, ale jen v několika kusech. Díly, které nebyly normalizované, bylo tedy potřeba nechat vyrobit na zakázku a to finální cenu samozřejmě zvýšilo. Zejména odlévaná skříň, u níž bylo kvůli nesériovosti odléváno do vytavitelného modelu, protože investovat do formy pro několik kusů odlitků se nejevilo jako rentabilní řešení, ale i tak jsou náklady na nesériově vyráběnou převodovku vyšší. Rám byl svařen z obdélníkových tažených ocelových profilů, což dodává celému mechanismu dostatečnou stabilitu a robustnost a hlavně takto zkonstruovaný rám je velice levný. Po sečtení všech nákladů byla finální cena stanovena na **114 671 Kč**, což v porovnání s konkurencí je velmi dobrý výsledek. Cena kompletního stroje se pohybuje kolem půl milionu korun. Takže cena pohonu může tvořit přibližně 1/3 ceny, což je přibližně 170 000 Kč. Tzn, že náš výrobek je rentabilní v porovnání s konkurencí.

7 Závěr

Předkládaná bakalářská práce se zabývala návrhem pohonu drtiče plášťů pneumatik. Celý návrh byl konstruován tak, aby vyhovoval zadaným parametrům. Těmito parametry byly vstupní a výstupní otáčky, výkon, požadovaná trvanlivost a přídatnou vlastností alternativní reverzace, jenž v případě přetížení stroje provede zpětný chod. Pohon se skládá z elektromotoru, který přivádí do systému požadovaný výkon 15 kw. Elektromotor je pomocí kotoučové spojky připevněn k převodovce a z ní je přes řemenový převod poháněná vstupní hřídel drtiče. Celý tento mechanismus byl umístěn do svařovaného rámu.

První část práce je teoretická a zabývá se uvedením do problému a seznámením s drtiči v běžném životě. Následuje výčet několika běžně používaných průmyslových drtičů a jejich stručného principu, funkce a využití.

Následující kapitola se věnuje průzkumu potenciálních řešení dané bakalářské práce. Jelikož na trhu existuje několik typů drtičích mechanismů, bylo zapotřebí vybrat nejvhodnější typ pro drcení pneumatik. Tato část práce se také zabývá výběrem zdroje výkonu. Zdrojů výkonu samozřejmě existuje velké množství, zde ale bylo uvažováno jen několik vhodných pohonů pro tento mechanismus.

Po důkladné rešerši již bylo možné vybrat konkrétní řešení pro tuto bakalářskou práci a začít s výpočty. Ve výpočtové zprávě bylo nejprve nutné rozpočítat převodové poměry mezi jednotlivými převody a z nich krouťící momenty. Následuje výpočet kuželových kol a čelních kol, které zprostředkovávají reverzaci. Dále výpočet hřídelí s ložisky a nakonec i spojů pomocí per pro uložení ozubených kol na hřídele. Paralelně s výpočtem bylo zapotřebí vybrat elektromagnetické spojky tak, aby velikostně odpovídaly převodovému ústrojí a přenášenému výkonu. Po dokončení výpočtů již následovalo zkonstruování 3D modelu v programu Autodesk Inventor Professional 2018 a vytvoření výkresové dokumentace. Za použití tohoto programu byla také zkontrolována vstupní hřídel, pro ověření správnosti ručních výpočtů.

Závěrem celé práce bylo ekonomické zhodnocení, které se podrobně věnovalo výpočtu celkové sumy pohonu a porovnání s jinými konvenčně vyráběnými stroji. Výsledná cena se pohybovala pod cenou reálně vyráběných strojů. Tímto bylo dosaženo cíle bakalářské práce a byly splněny požadované parametry.

Seznam použité literatury

- [1] Pešík, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled. 1.díl*, 5. vydání, Liberec Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-183-2
- [2] Pešík, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled. 2.díl*, 5. vydání, Liberec Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-184-9
- [3] Leinveber, Jan, Vávra Pavel.: *Strojnické tabulky*. Albra-pedagogické nakladatelství, Úvaly 2008. ISBN 978-80-7361-051-7
- [4] Bureš M.: *Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol*. Skriptum TU Liberec Ediční středisko 2006.
- [5] ODES s.r.o., *Zařízení pro ekologii* [online] [cit. 14.2.2018] Dostupné z <http://www.odes.cz>
- [6] TERIER s.r.o., *drtiče a recyklační linky* [online] [cit. 14.2.2018] Dostupné z <http://www.terier.cz/cz/>
- [7] Agáta Radvanská, *Gumový granulát z pneumatik* [online] [cit. 17.2.2018] Dostupné z <https://odpady-online.cz/gumovy-granulat-z-pneumatik/>
- [8] SCHWÄKOV metal and plastic products, *Recyklace plastů* [online] [cit. 17.2.2018] Dostupné z <http://www.schwakov.cz/cs/recyklace-plastu>
- [9] ADC služby s.r.o., *zpracování, využití likvidace olejových filtrů* [online] [cit. 17.2.2018] Dostupné z <http://www.adc-sluzby.cz/ekologicka-likvidace-olejovych-filtru/>
- [10] BUREŠ, Miroslav, *Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol*. Skriptum TU v Liberci Ediční středisko, 2006 [online] [cit. 17.2.2018] Dostupné z http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Navrh_a_pevnostni_vypocet_ozubenych_kol.pdf
- [11] PRÁŠIL, Ludvík. *Kuželová kola se šikmými a zakřivenými zuby*. Studijní podklad Technická univerzita v Liberci, 2010 [online] [cit. 17.2.2018] Dostupné z http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Kuzelova%20soukoli%20se%20sikmymi%20a%20zakrivenymi%20zuby.pdf

- [12] Střední škola automobilní Kyjov, *Hydromotory* [online] [cit. 17.2.2018] Dostupné z http://www.spspb.cz/wp-content/uploads/dumy/str/VY_32_INOVACE_BE_STR_04.pdf
- [13] *Hřídelové spojky* [online] [cit. 17.2.2018] Dostupné z <https://coptkm.cz/portal/reposit.php?action=0&id=33863&revision=-1&instance=2>
- [14] DEOS Technology s.r.o., *Ekologické zpracování odpadu* [online] [cit. 17.2.2018] Dostupné z <https://www.deostech.cz/>
- [15] SKF, *Katalog typů ložisek* [online] [cit. 17.2.2018] Dostupné z <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/product-tables/index.html>
- [16] PSP Pohony, *Elektromagnetická lamelové spojky* [online] [cit. 17.2.2018] Dostupné z <http://www.pohony.cz/cs/spojky/katalog/elektromagneticke-lamelove-spojky-7>
- [17] SKF, *Dynamické zatížení ložiska a trvanlivost* [online] [cit. 17.2.2018] Dostupné z <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/principles/bearing-life-and-load-ratings/dynamic-bearing-loads-and-life/index.html>
- [18] Střední škola průmyslová a umělecká Opava, *Valivá ložiska* [online] [cit. 17.2.2018] Dostupné z http://www.sspu-opava.cz/UserFiles/File/_sablon/SPS_II/VY_32_INOVACE_C-07-17.pdf
- [19] Elektromotory Moravec s.r.o., *Elektromotor Siemens 1LE1002-1DA33* [online] [cit. 17.2.2018] Dostupné z <http://www.elektromotory.net/siemens/1la7-3000-otacek/1le1001-2-1.html>

Seznam použitých obrázků

| | |
|---|----|
| Obrázek 1 - Příklad linky pro zpracování plastového odpadu | 17 |
| Obrázek 2 - Recyklace olejových filtrů | 18 |
| Obrázek 3 - Základní struktura pneumatiky | 19 |
| Obrázek 4 - Linka pro drcení pneumatik | 20 |
| Obrázek 5 - Drtič skla | 23 |
| Obrázek 6 - Zubový hydromotor | 24 |
| Obrázek 7 - Schéma předpokládaného sestavení mechanismu | 25 |
| Obrázek 8 - Kotoučová spojka s pryžovými pouzdry..... | 26 |
| Obrázek 9 - schéma převodovky | 27 |
| Obrázek 10 - Reakce vstupní hřídele | 55 |
| Obrázek 11 - Reakce vstupní hřídele v rovině XZ | 55 |
| Obrázek 12 - Průběh ohybového momentu vstupní hřídele v rovině XZ..... | 57 |
| Obrázek 13 - Reakce vstupní hřídele v rovině YZ | 57 |
| Obrázek 14 - Průběh ohybového momentu vstupní hřídele v rovině YZ..... | 58 |
| Obrázek 15 - Reakce předlokové hřídele..... | 59 |
| Obrázek 16 - Reakce předlokové hřídele v rovině XZ | 59 |
| Obrázek 17 - Průběh ohybového momentu předlokové hřídele v rovině XZ..... | 61 |
| Obrázek 18 - Reakce předlokové hřídele v rovině YZ | 61 |
| Obrázek 19 - Průběh ohybového momentu předlokové hřídele v rovině YZ..... | 62 |
| Obrázek 20 - Reakce předlokové hřídele při reverzačním chodu..... | 63 |
| Obrázek 21 - Reakce předlokové hřídele při reverzačním chodu v rovině XZ | 63 |
| Obrázek 22 - Průběh ohybového momentu předlokové hřídele při reverzačním chodu v rovině XZ..... | 65 |
| Obrázek 23 - Reakce předlokové hřídele při reverzačním chodu v rovině YZ | 65 |
| Obrázek 24 - Průběh ohybového momentu předlokové hřídele při reverzaci v rovině YZ | 66 |
| Obrázek 25 - Reakce vložené hřídele reverzačního kola..... | 67 |
| Obrázek 26 - Reakce vložené hřídele reverzačního kola v rovině YZ | 67 |
| Obrázek 27 - Průběh ohybového momentu vložené hřídele v rovině YZ | 68 |
| Obrázek 28 - Reakce vložené hřídele reverzačního kola v rovině XZ | 69 |

| | |
|---|----|
| Obrázek 29 - Průběh ohybového momentu vložené hřídele v rovině XZ | 70 |
| Obrázek 30 - Reakce výstupní hřídele | 71 |
| Obrázek 31 - Reakce výstupní hřídele v rovině YZ | 71 |
| Obrázek 32 - Průběh ohybového momentu výstupní hřídele v rovině YZ..... | 72 |
| Obrázek 33 - Reakce výstupní hřídele v rovině XZ | 73 |
| Obrázek 34 - průběh ohybového momentu výstupní hřídele v rovině XZ..... | 74 |
| Obrázek 35 - Reakce výstupní hřídele při reverzačním chodu..... | 75 |
| Obrázek 36 - Reakce výstupní hřídele při reverzačním chodu v rovině YZ | 75 |
| Obrázek 37 - Průběh ohybového momentu výstupní hřídele při reverzačním chodu v rovině YZ..... | 77 |
| Obrázek 38 - Reakce výstupní hřídele při reverzačním chodu v rovině XZ | 77 |
| Obrázek 39 - Průběh ohybového momentu výstupní hřídele při reverzačním chodu v rovině XZ..... | 78 |
| Obrázek 40 - Okrajové podmínky MKP analýzy | 94 |
| Obrázek 41 - Zatížení hřídele silami od ozubených kol | 94 |
| Obrázek 42 - Průběh napětí na předlohové hřídeli | 95 |
| Obrázek 43 - Součinitel bezpečnosti předlohové hřídele | 95 |
| Obrázek 44 - Diagram pro určení typu řemene | 96 |
| Obrázek 45 - Geometrie malé klínové řemenice | 99 |

Seznam použitých tabulek

| | |
|---|-----|
| Tabulka 1 - Hodnoty elektromotoru | 25 |
| Tabulka 2 - Zadané a zvolené hodnoty kuželového soukolí..... | 29 |
| Tabulka 3 - Zadané a zvolené hodnoty alternativního čelního soukolí | 42 |
| Tabulka 4 - Zadané a zvolené parametry čelního soukolí | 49 |
| Tabulka 5 - Hodnoty spočítaných sil a zvolené rozměry uložení..... | 56 |
| Tabulka 6 - Parametry zvoleného ložiska v místě A | 79 |
| Tabulka 7 - Přehled spočítaných reakcí..... | 82 |
| Tabulka 8 - Parametry zvoleného ložiska v místě C | 83 |
| Tabulka 9 - Parametry zvoleného ložiska v místě D | 85 |
| Tabulka 10 - Parametry zvoleného ložiska v místě E..... | 86 |
| Tabulka 11 - Parametry zvoleného ložiska v místě F | 87 |
| Tabulka 12 - Přehled spočítaných reakcí..... | 87 |
| Tabulka 13 - Parametry zvoleného ložiska v místě G | 88 |
| Tabulka 14 - Parametry zvoleného ložiska v místě H | 89 |
| Tabulka 15 - Minimální průměry řemenic daných průřezů..... | 96 |
| Tabulka 16- Normalizované průměry řemenic | 97 |
| Tabulka 17 - Hodnoty normalizovaných výpočtových délek klínového řemene | 99 |
| Tabulka 18 - Rozměry drážek v [mm]..... | 100 |
| Tabulka 19 - Doba jednotlivých úkonů a přepočítání na jejich peněžní hodnotu..... | 103 |

Seznam příloh

Příloha 1 – Výkres celého pohonu

Příloha 2 – Výkres Převodovky

Příloha 3 – Výkres Ozubeného kola

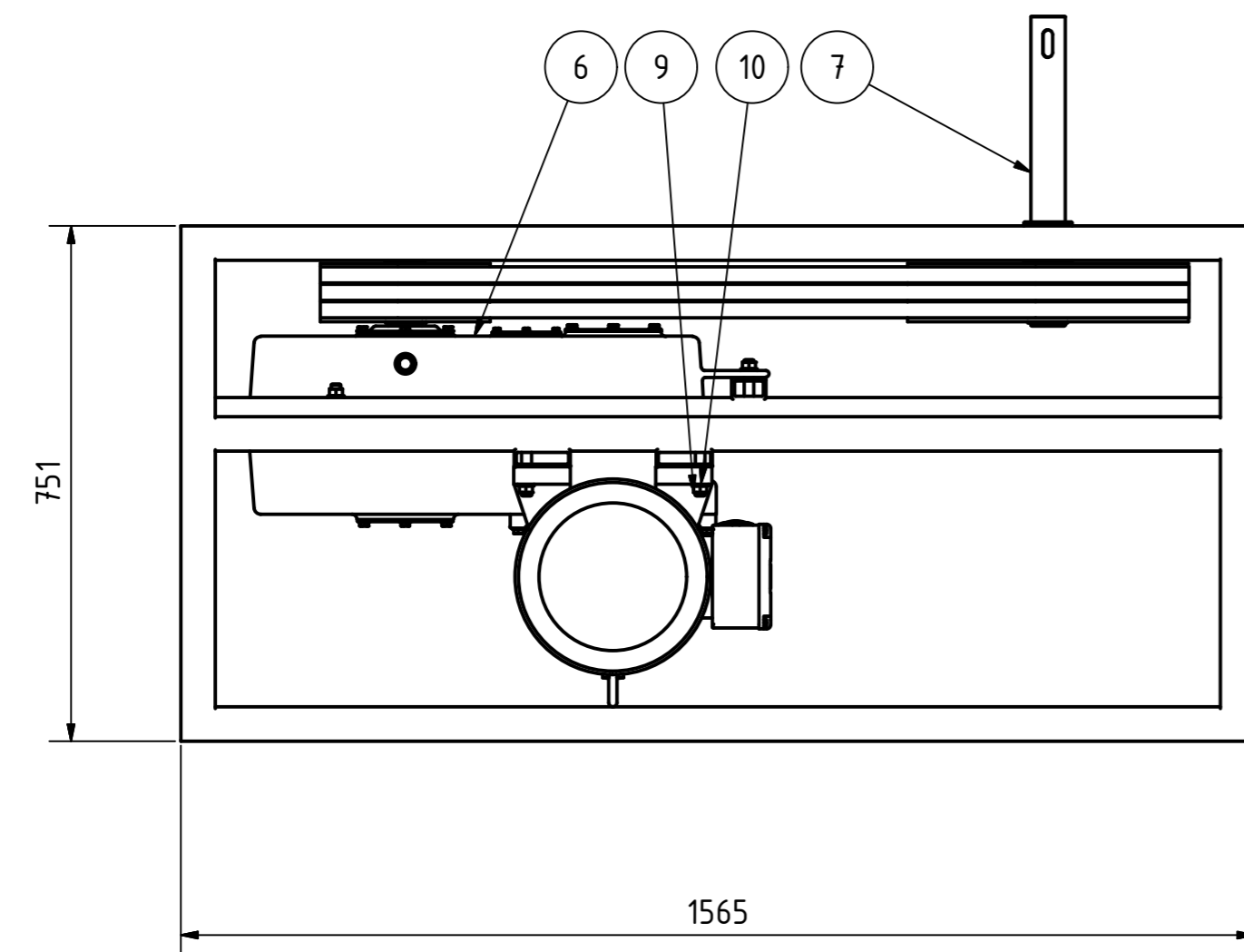
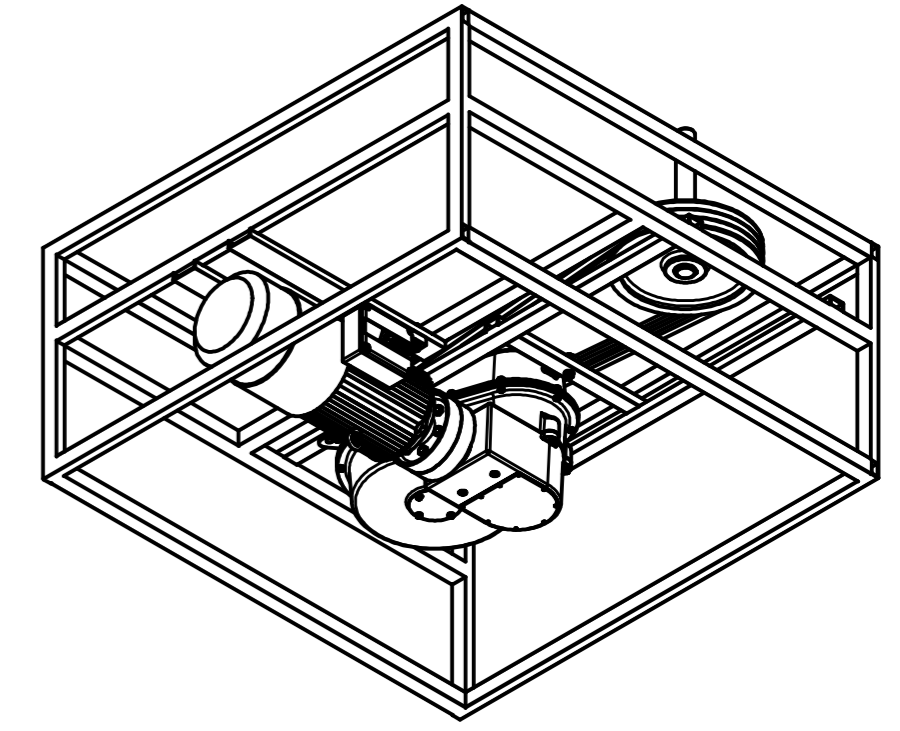
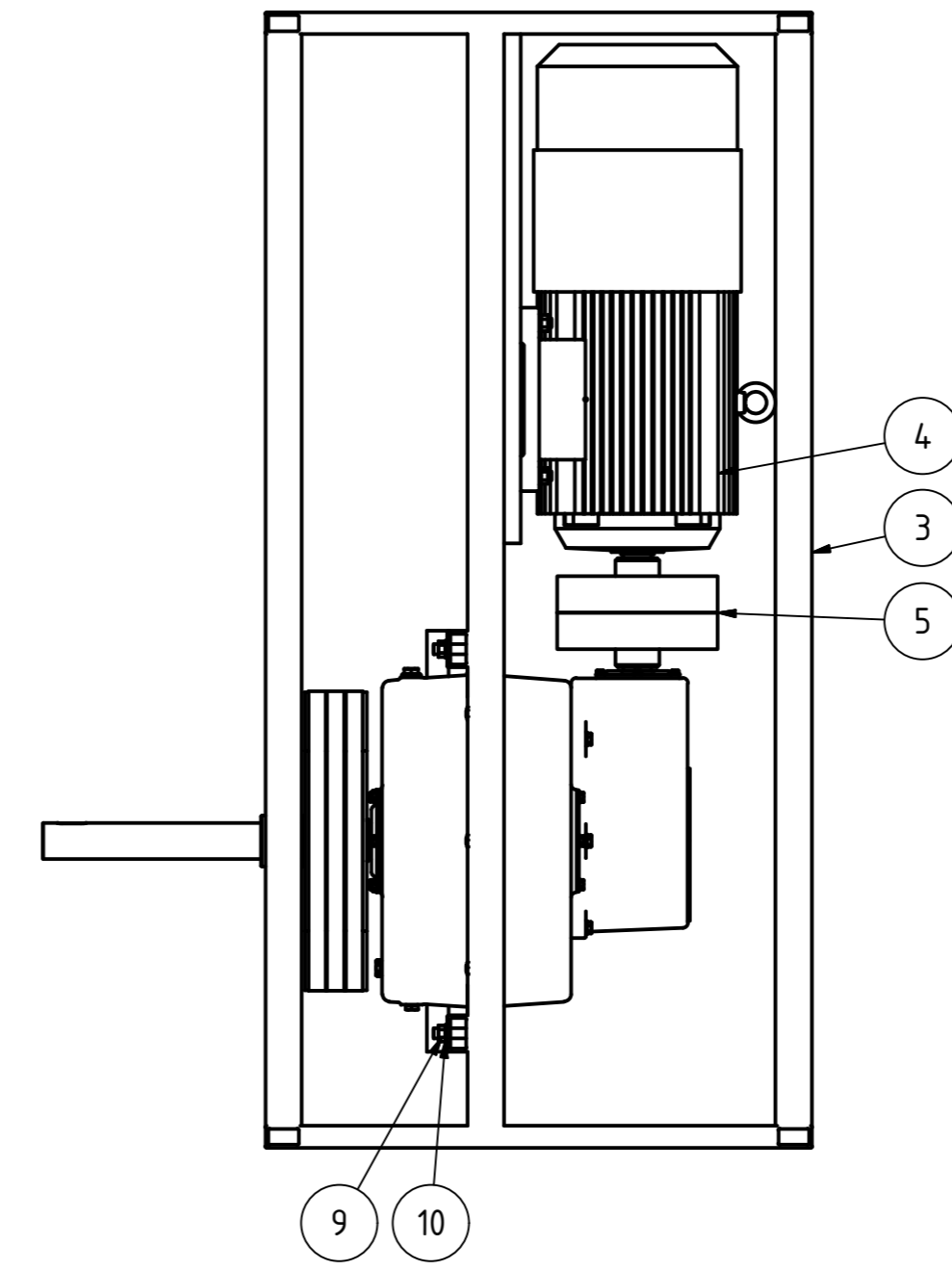
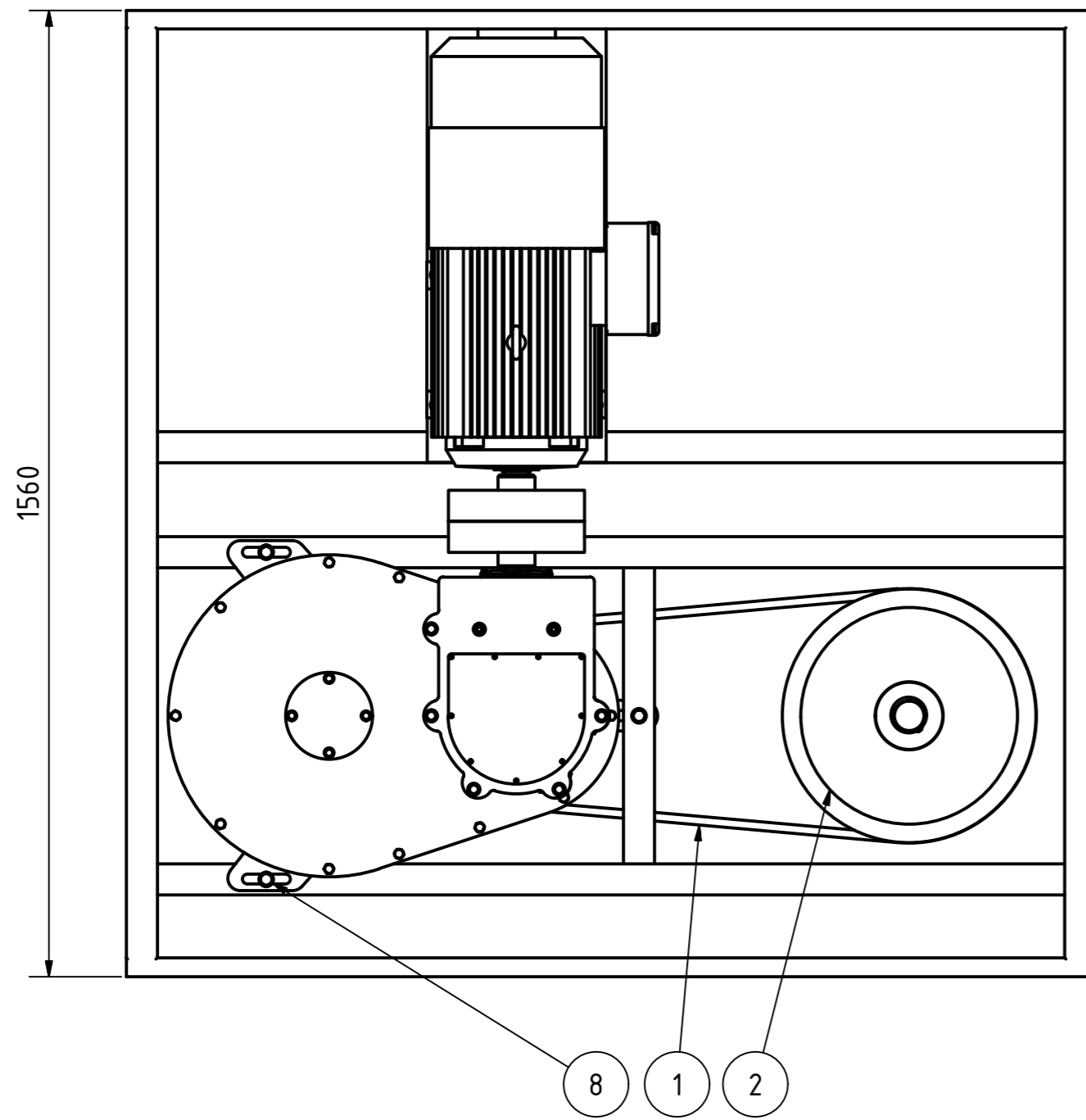
Příloha 4 – Výkres Víčka

Příloha 5 – Výkres hřídele

Příloha 6 – Kusovník 1

Příloha 7 – Kusovník 2

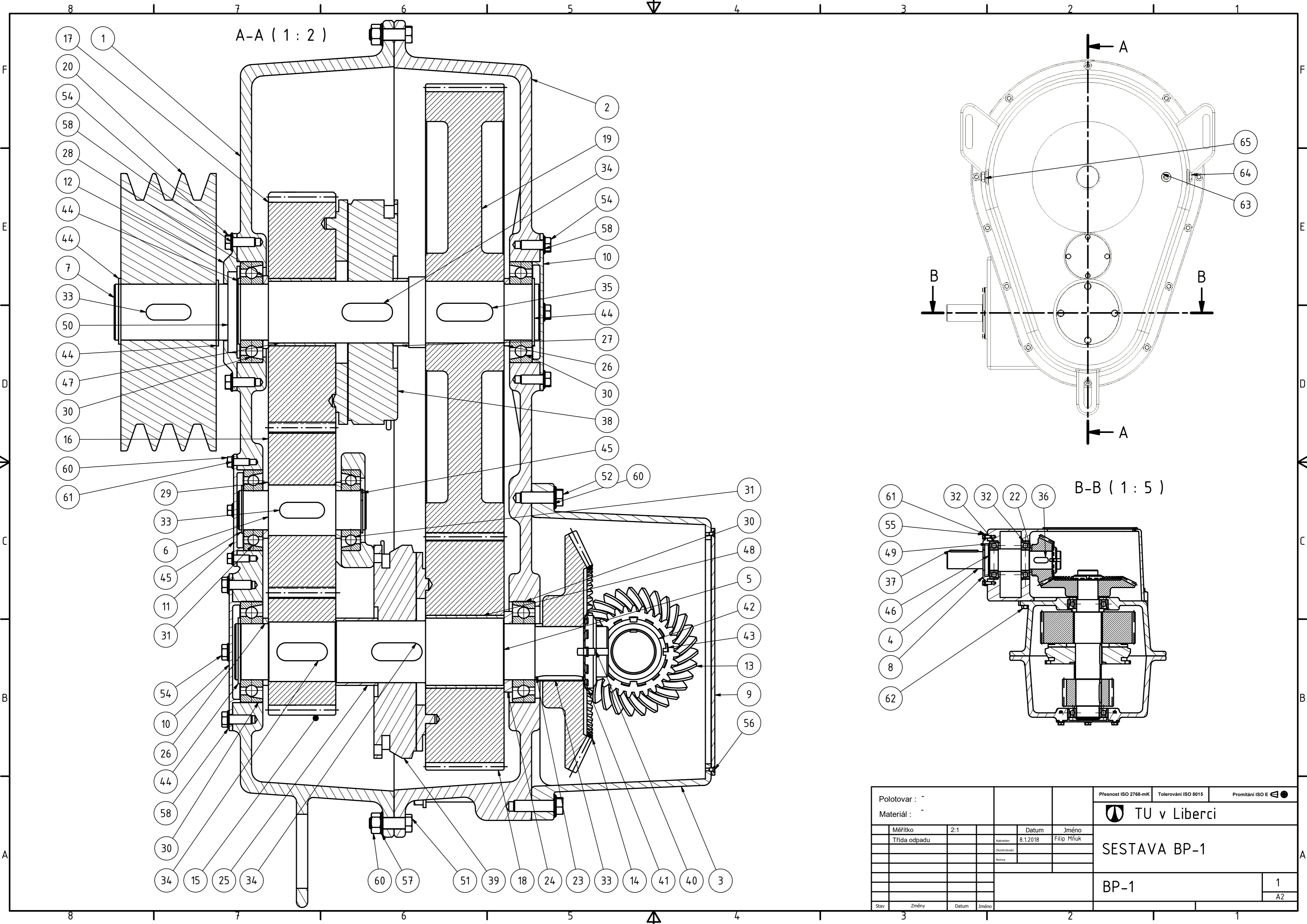
Příloha 8 – Kusovník 3



| | | | |
|--------|----|-------------------|----------------|
| 10 | 7 | Podložka M20 | ČSN 02 1702 |
| 9 | 7 | Matice M20 | ČSN 02 14.02.2 |
| 8 | 7 | Šroub M15 x 80 | ČSN 02 171207 |
| 7 | 1 | Výstupní hřídel | BP-1.030 |
| 6 | 1 | Převodová skříň | BP-1.001-3 |
| 5 | 1 | Kotoučová spojka | |
| 4 | 1 | Motor 15kw | |
| 3 | 1 | Svařovaný rám | BP-1.031 |
| 2 | 1 | Drážková řemenice | BP-1.020 |
| 1 | 3 | Klínový řemen | |
| POZICE | KS | ČÍSLO SOUČÁSTI | POPIS |

Parts List

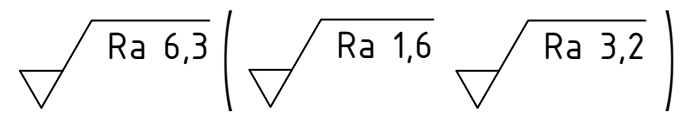
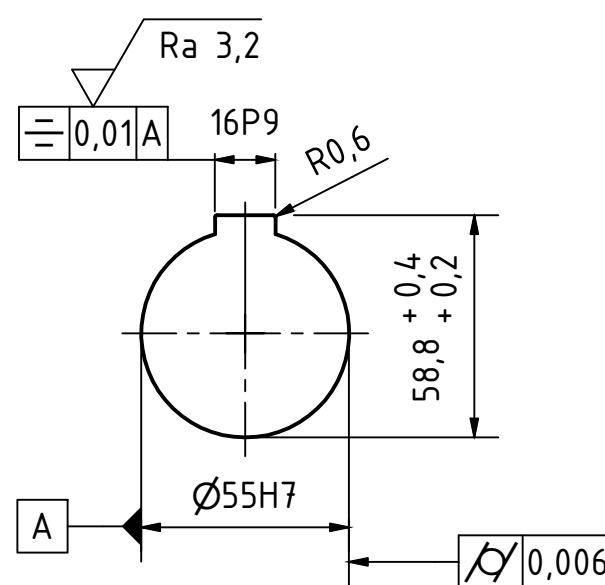
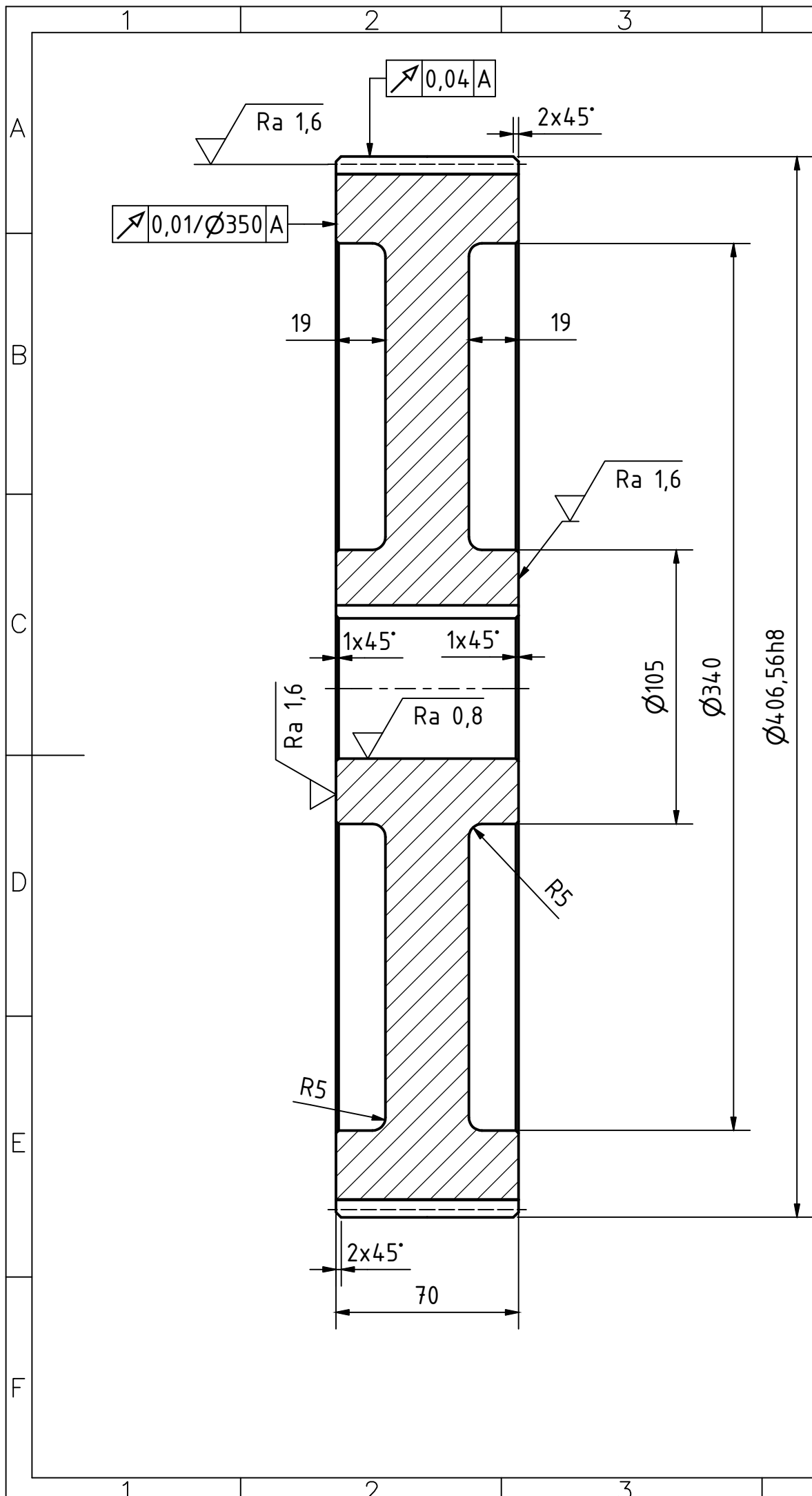
| | | | | | | | |
|---------------|-------|----------------------|---------|---------------------|------------|----------------------|--|
| Polotovar : - | | Přesnost ISO 2768-mK | | Tolerování ISO 8015 | | Promítání ISO E | |
| Materiál : - | | | | | | | |
| Měřítko | 1:10 | Datum | 8.12018 | Jméno | Filip Mňuk | SESTAVA CELKOVA BP-1 | |
| Třída odpadu | | Nakreslen | | Zkontrolován | | BP-1 | |
| | | Noms | | | | 1 | |
| | | | | | | A2 | |
| Stav | Změny | Datum | Jméno | | | | |



A-A (1 : 2)

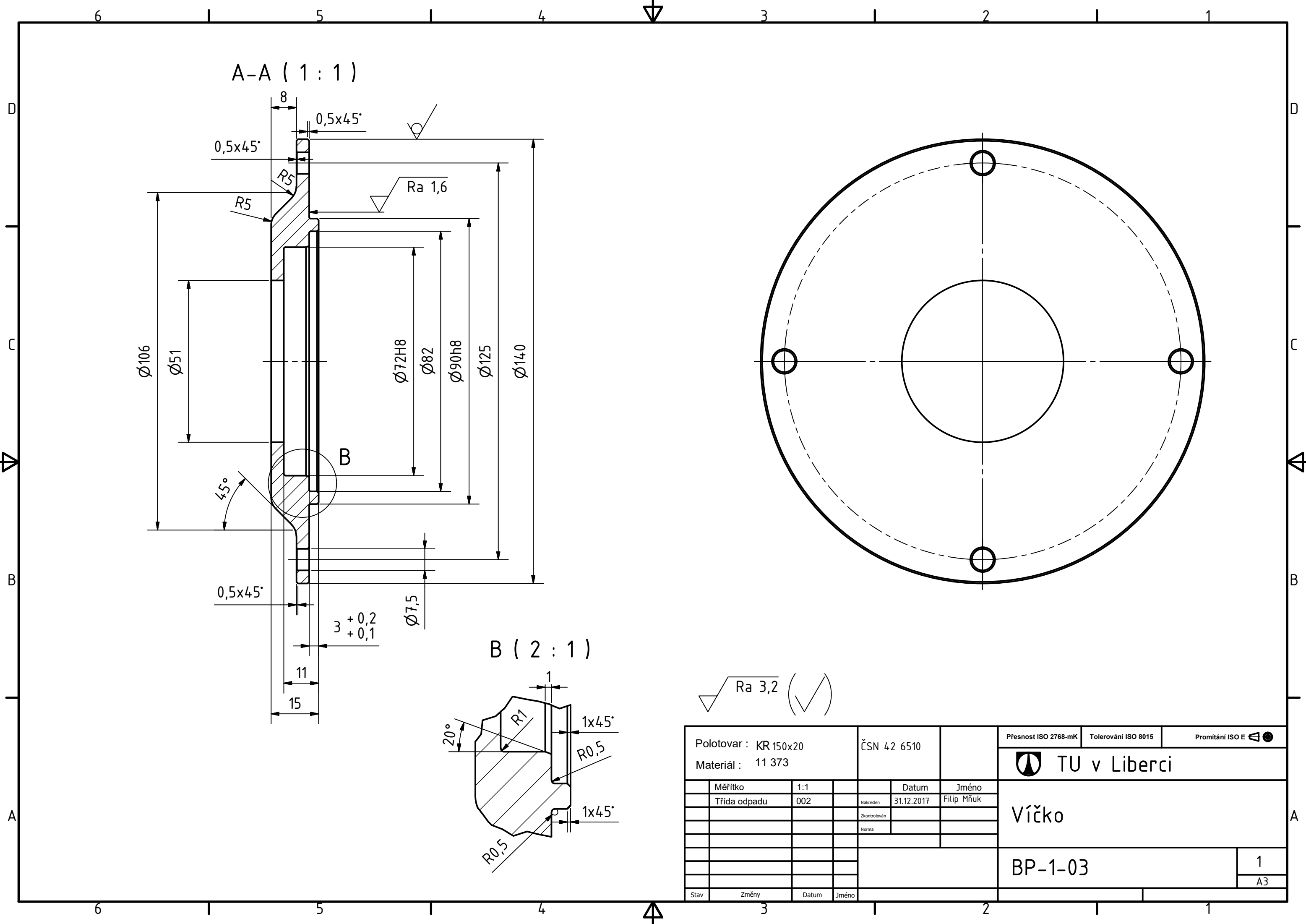
B-B (1 : 5)

| | | | | | | | |
|---------------|-------|----------------------|----------|---------------------|--|-----------------|--|
| Polotovár : - | | Přesnost ISO 2768-mK | | Tolerování ISO 8015 | | Promítání ISO E | |
| Materiál : - | | TU v Liberci | | | | | |
| Měřítko | 2:1 | Datum | Jméno | | | | |
| Třída odpadu | | Nakreslen | 8.1.2018 | Filip Mňuk | | | |
| | | Zkontrolován | | | | | |
| | | Noms | | | | | |
| | | | | SESTAVA BP-1 | | | |
| | | | | BP-1 | | 1 | |
| | | | | | | A2 | |
| Stav | Změny | Datum | Jméno | | | | |



| | | | |
|--|-----------------------------|------------|---------|
| Modul | m | 3 | |
| Počet zubů | z | 127 | |
| Normální z kladní profil | - | ČSN 014607 | |
| Úhel sklonu boční křivky zubu | beta | 18° | |
| Smysl stoup. boční křivky zubu | - | Pravý | |
| Jednotkové posunutí | x | 0 | |
| Stupeň přesnosti podle | - | ČSN 014682 | |
| Kontrolované mezní úchytky | dvoubokého odvalu za otáčku | F''i | 0,112 |
| | dvoubokého odvalu za rozteč | f''i | 0,036 |
| | sklonu zubu | Fb | 0,018 |
| | vzdálenosti os | fa | +0,035 |
| Kontrolní rozměr | mezní úchytky horní | Ea''s | 0,036 |
| | jm. vzdál. os dolní | Ea''i | -0,018 |
| | přes v lečky | - | - |
| Spoluzabírající kolo | číslo výkresu | - | BP-1-07 |
| | počet zubů | z | 65 |
| | vzdálenost os | aw | 302,821 |
| Modul | m _t | 3,154 | |
| Počet zubů hřebenu, segmentu | z | - | |
| Průměr základní kružnice | db | 374,098 | |
| Průměr roztečné kružnice | d | 400,558 | |
| Průměr patní kružnice | df | 393,058 | |
| úhel sklonu boční křivky zubu na základním válci | beta _t | - | |
| úhel os | Σ | 0 | |

| | | | | |
|--------------|-----------|---------------------|----------------------|----------------|
| Rozm.-Polot. | odlitek | | PŘESNOST ISO 2768-mK | |
| | c) | Mater. | 42 2767 | Tř. odp. 041 |
| | b) | Č. hm. | kg | Hr. hm. kg |
| | a) | TOLEROVÁNÍ ISO 8015 | | |
| Změna | Datum | Index | Podpisy | PROMÍTÁNÍ |
| Měřítko 1:2 | Navrhl | Filip Mňuk | | TU v Liberci |
| | Kreslil | | | |
| Č.seznamu | Technolog | | | Název |
| Č.sestavy | Normaliz. | | | Ozubené kolo 7 |
| Starý výkr. | Schválil | | | Typ |
| Nový výkr. | Datum | 31.12.2017 | | Čís.výkresu |
| | | | | BP-1-02 |
| | | | | List |

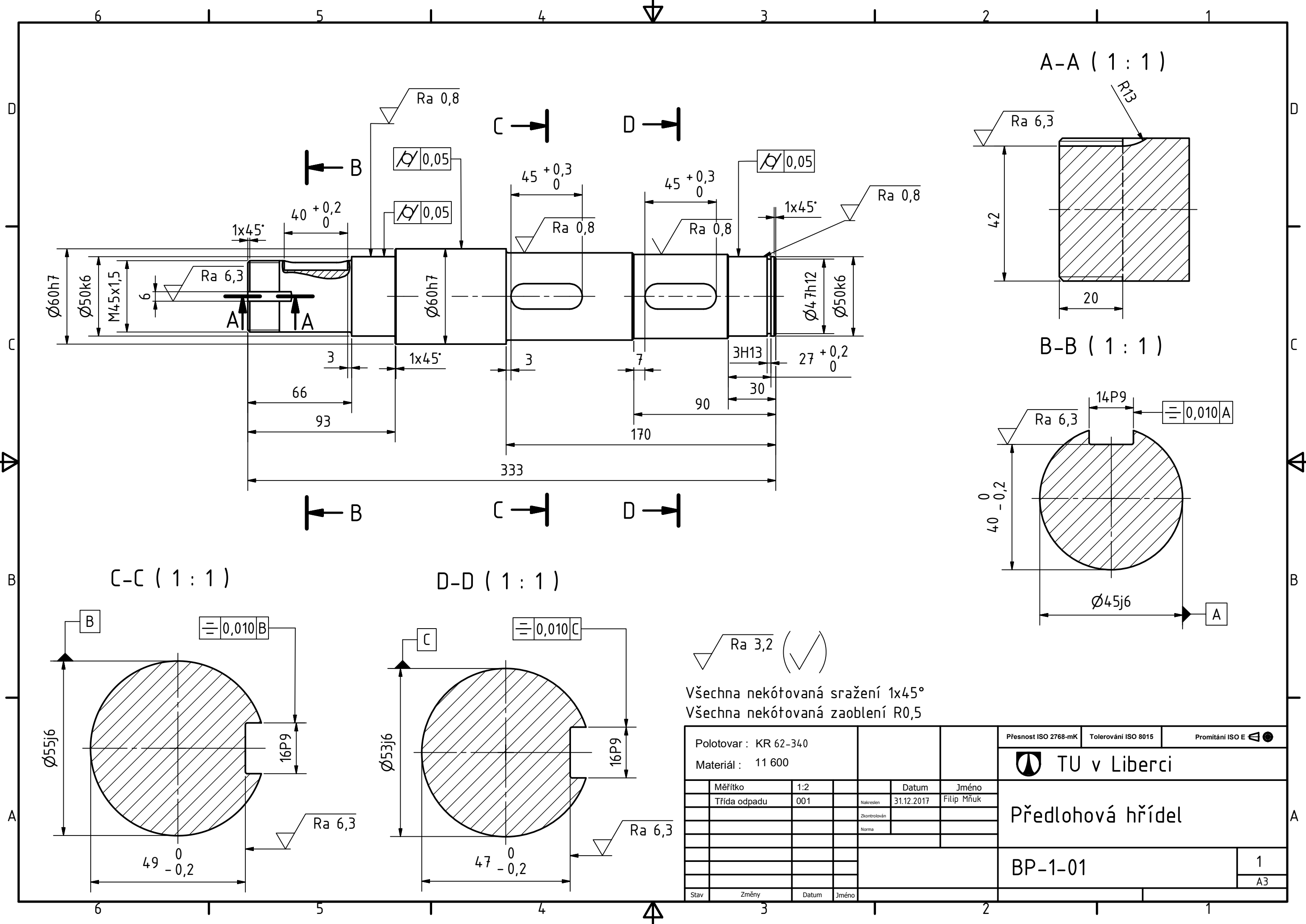


A-A (1 : 1)

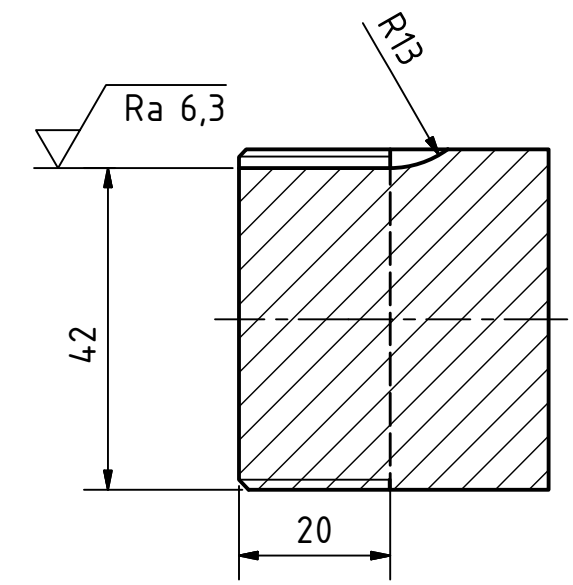
B (2 : 1)

$\sqrt{\text{Ra } 3,2}$ (✓)

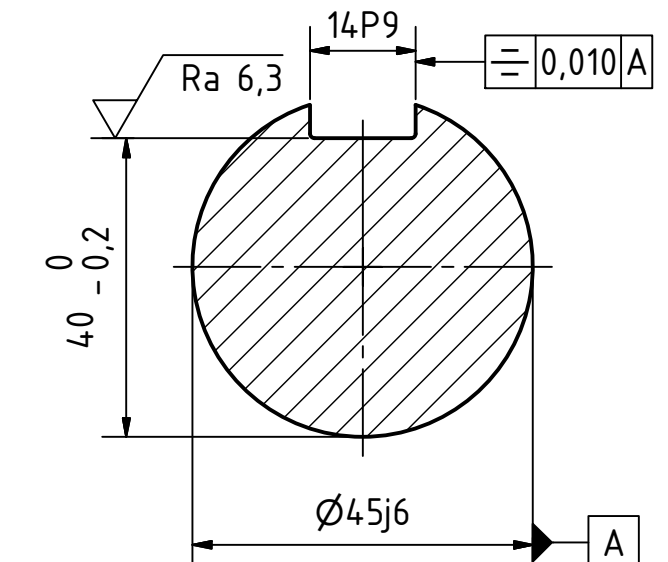
| | | | | | | | | | |
|-----------------------|-------|-------------|------------|----------------------|------------|---------------------|--|-----------------|--|
| Polotovar : KR 150x20 | | ČSN 42 6510 | | Přesnost ISO 2768-mK | | Tolerování ISO 8015 | | Promítání ISO E | |
| Materiál : 11 373 | | | | | | TU v Liberci | | | |
| Měřítko | 1:1 | Datum | 31.12.2017 | Jméno | Filip Mňuk | | | | |
| Třída odpadu | 002 | Nakreslen | | Zkontrolován | | | | | |
| | | Norma | | | | | | | |
| | | | | | | Víčko | | | |
| | | | | | | BP-1-03 | | 1 | |
| | | | | | | | | A3 | |
| Stav | Změny | Datum | Jméno | | | | | | |



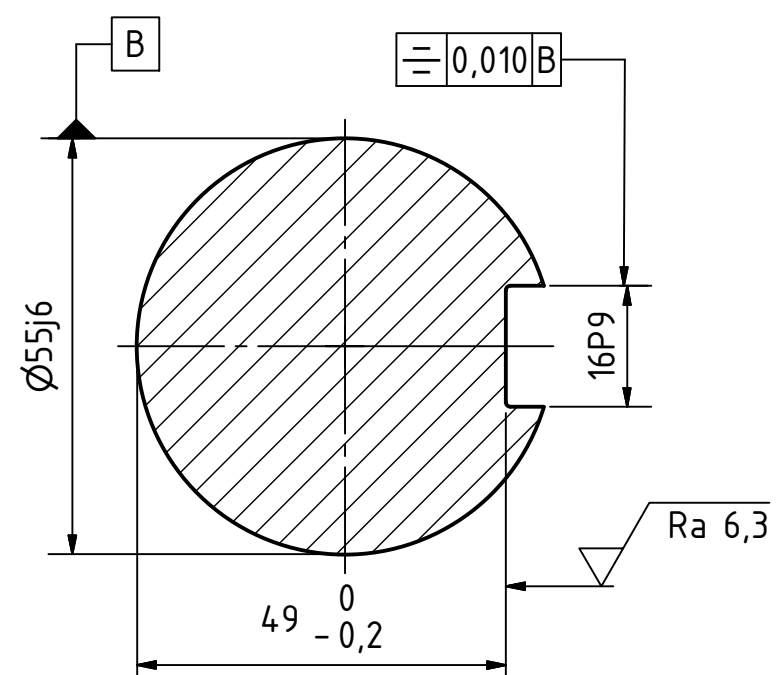
A-A (1 : 1)



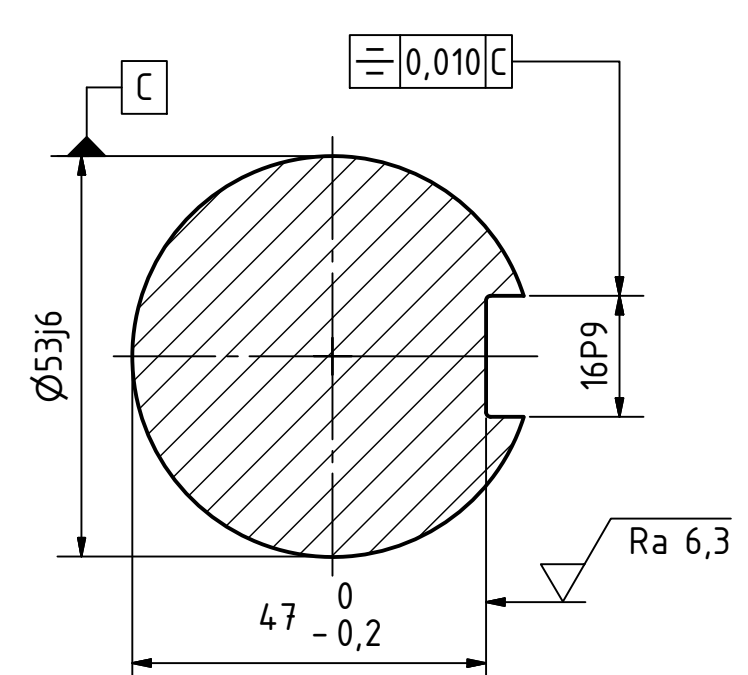
B-B (1 : 1)



C-C (1 : 1)




D-D (1 : 1)



$\sqrt{\text{Ra } 3,2}$ (✓)
 Všechna nekótovaná sražení 1x45°
 Všechna nekótovaná zaoblení R0,5

| | | | | | | | |
|-----------------------|-------|--|------------|---------------------|--|-----------------|--|
| Polotovár : KR 62-340 | | Přesnost ISO 2768-mK | | Tolerování ISO 8015 | | Promítání ISO E | |
| Materiál : 11 600 | | TU v Liberci Předlohová hřídel | | | | | |
| Měřítko | 1:2 | | | | | | |
| Třída odpadu | 001 | Nakreslen | 31.12.2017 | Filip Mňuk | | | |
| | | Zkontrolován | | | | | |
| | | Norma | | | | | |
| BP-1-01 | | 1 | | A3 | | | |
| Stav | Změny | Datum | Jméno | | | | |

| 1 | | 2 | | 3 | | 4 | |
|----------|----------|---------------------------|-----------|------------------------|----------------|-----|------|
| ODK. | OZNAČENÍ | | POLOTOVAR | | ČÍS. ZÁSOBNÍKU | MN. | JED. |
| | VÝKRES | | MATERIÁL | | POZNÁMKA | | |
| A | 1 | Levá část skříně | | Odlitek | | | 1 |
| | | BP-1.001 | | 42 2303 | | | ks |
| | 2 | Pravá část skříně | | odlitek | | | 1 |
| BP-1.002 | | 42 2303 | | | ks | | |
| B | 3 | Třetí část skříně | | odlitek | | | 1 |
| | | BP-1.003 | | 42 2303 | | | ks |
| | 4 | Vstupní hřídel | | Ø52x255 ČSN 41 1600 | | | 1 |
| BP-1.004 | | 11 600 | | | ks | | |
| C | 5 | Předlohová hřídel | | Ø62x340 ČSN 41 1600 | | | 1 |
| | | BP-1.005 | | 11 600 | | | ks |
| | 6 | Hřídel reverzace | | Ø48x120 ČSN 41 1600 | | | 1 |
| BP-1.006 | | 11 600 | | | ks | | |
| D | 7 | Výstupní hřídel | | Ø65x390 ČSN 41 1600 | | | 1 |
| | | BP-1.007 | | 11 600 | | | ks |
| | 8 | Víčko 1 - vstupní | | Ø120-20 ČSN 42 5510.11 | | | 1 |
| BP-1.008 | | 11 373 | | | ks | | |
| E | 9 | Víčko 2 | | P3-220x220 ČSN 42 5310 | | | 1 |
| | | BP-1.009 | | 11 375 | | | ks |
| | 10 | Víčko 3 | | Ø140-15 ČSN 42 5510.11 | | | 2 |
| BP-1.010 | | 11 373 | | | ks | | |
| F | 11 | Víčko 4 | | Ø100-10 ČSN 42 5510.11 | | | 1 |
| | | BP-1.011 | | 11 373 | | | ks |
| | 12 | Víčko 5 - výstupní | | Ø150-20 ČSN 42 5510.11 | | | 1 |
| BP-1.012 | | 11 373 | | | ks | | |
| A | 13 | Kuzelový pastorek 1 | | KR 120-55 ČSN 45 5510 | | | 1 |
| | | BP-1.013 | | 16 436.4 | | | ks |
| | 14 | Kuzelové kolo 2 | | KR 220-55 ČSN 45 5510 | | | 1 |
| BP-1.014 | | 14 140.4 | | | ks | | |
| B | 15 | Čelní pastorek 3 | | KR 120-65 ČSN 45 5510 | | | 1 |
| | | BP-1.015 | | 16 436.6 | | | ks |
| | 16 | Čelní reverzační kolo 4 | | KR 160-65 ČSN 45 5510 | | | 1 |
| BP-1.016 | | 14 140.6 | | | ks | | |
| C | 17 | Čelní kolo 5 | | KR 220-65 ČSN 45 5510 | | | 1 |
| | | BP-1.017 | | 14 140.6 | | | ks |
| | 18 | Čelní pastorek 6 | | KR 220-65 ČSN 45 5510 | | | 1 |
| BP-1.018 | | 16 436.6 | | | ks | | |
| D | 19 | Čelní kolo 7 | | odlitek | | | 1 |
| | | BP-1.019 | | 42 2750 | | | ks |
| | 20 | Řemenice 8 | | KR 250-90 ČSN 42 5510 | | | 1 |
| BP-1.020 | | 11 500 | | | ks | | |
| E | 21 | Vymezovací kroužek Ø50x10 | | TR KR 54 x 15 - 10 | | | 1 |
| | | BP-1.021 | | 11 500 | | | ks |
| | 22 | Vymezovací kroužek Ø50x5 | | TR KR 54 x 8 - 6 | | | 1 |
| BP-1.022 | | 11 500 | | | ks | | |

| | | | | | |
|-------------|-------|------------|------------|---------|--|
| Změna | | Datum | Index | Podpisy |  TU v Liberci |
| Měřítka | Pozn. | Navrhl | | | |
| N | | Kreslil | Filip Mňuk | | Kusovník |
| | | Přezkoušel | | | |
| Č.seznamu | | Technolog | | | Typ |
| Č.sestavy | BP-1 | Normaliz. | | | čís.výkresu |
| Starý výkr. | | Schválil | | | BP-1.1 |
| Nový výkr. | | Datum | 1.1.2018 | | |


1

2


3

4

| ODK. | 1 | | 2 | | 3 | | 4 | |
|------|------------------------------------|--|--------------------|--|----------------|--|------|--|
| | OZNAČENÍ | | POLOTOVAR | | ČÍS. ZÁSOBNÍKU | | MN. | |
| | VÝKRES | | MATERIÁL | | POZNÁMKA | | JED. | |
| 23 | Vymezovací kroužek Ø50x3 | | TR KR 55 x 5 - 8 | | | | 1 | |
| | | | 11 500 | | | | ks | |
| 24 | Vymezovací kroužek Ø72x11 | | TR KR 75 x 15 - 10 | | | | 1 | |
| | | | 11 500 | | | | ks | |
| 25 | Vymezovací kroužek Ø60x3 | | TR KR 65 x 5 - 40 | | | | 1 | |
| | | | 11 500 | | | | ks | |
| 26 | Vymezovací kroužek Ø60x5 | | TR KR 65 x 7 - 7 | | | | 2 | |
| | | | 11 500 | | | | ks | |
| 27 | Vymezovací kroužek Ø60x3 | | TR KR 65 x 5 - 16 | | | | 1 | |
| | | | 11 500 | | | | ks | |
| 28 | Vymezovací kroužek Ø65x8 | | TR KR 70 x 10 - 7 | | | | 1 | |
| | | | 11 500 | | | | ks | |
| 29 | Vymezovací kroužek Ø50x8 | | TR KR 55 x 10 - 7 | | | | 2 | |
| | | | 11 500 | | | | ks | |
| 30 | Ložisko 7210 | | | | | | 4 | |
| | ČSN 02 4645 | | | | | | ks | |
| 31 | Ložisko 7207 | | | | | | 2 | |
| | ČSN 02 4645 | | | | | | ks | |
| 32 | Ložisko 7209 | | | | | | 2 | |
| | ČSN 02 4645 | | | | | | ks | |
| 33 | Pero 14 x 9 x 40 | | | | | | 3 | |
| | ČSN 02 2562 | | | | | | ks | |
| 34 | Pero 16 x 10 x 45 | | | | | | 3 | |
| | ČSN 02 2562 | | | | | | ks | |
| 35 | Pero 16 x 10 x 50 | | | | | | 1 | |
| | ČSN 02 2562 | | | | | | ks | |
| 36 | Pero 12 x 8 x 32 | | | | | | 1 | |
| | ČSN 02 2562 | | | | | | ks | |
| 37 | Pero 10 x 8 x 63 | | | | | | 1 | |
| | ČSN 02 2562 | | | | | | ks | |
| 38 | Elektromagnetická spojka reverzace | | | | | | 1 | |
| | MAYR | | | | vel. 8 | | ks | |
| 39 | Elektromagnetická spojka vstup | | | | | | 1 | |
| | MAYR | | | | vel. 7 | | ks | |
| 40 | Matice KM9 | | | | | | 1 | |
| | ČSN 02 3630 | | | | | | ks | |
| 41 | Podložka MB9 | | | | | | 1 | |
| | ČSN 02 3640 | | | | | | ks | |
| 42 | Matice KM8 | | | | | | 1 | |
| | ČSN 02 3630 | | | | | | ks | |
| 43 | Podložka MB8 | | | | | | 1 | |
| | ČSN 02 3640 | | | | | | ks | |
| 44 | Pojistný kroužek 50 | | | | | | 5 | |
| | ČSN 02 2930 | | | | | | ks | |

| | | | | | |
|-------------|-------|------------|------------|---------|--|
| Změna | | Datum | Index | Podpisy |  TU v Liberci Kusovník 2 |
| Měřítka | Pozn. | Navrhl | | | |
| N | | Kreslil | Filip Mňuk | | Typ |
| Č.seznamu | | Přezkoušel | | | čís.výkresu |
| Č.sestavy | BP-1 | Technolog | | | BP-1.2 |
| Starý výkr. | | Normaliz. | | | |
| Nový výkr. | | Schválil | | | |
| | | Datum | 1.1.2018 | | List |

| 1 | | 2 | | 3 | | 4 | |
|------|--------------------------------|---|-----------|---|----------------|-----|------|
| ODK. | OZNAČENÍ | | POLOTOVAR | | ČÍS. ZÁSOBNÍKU | MN. | JED. |
| | VÝKRES | | MATERIÁL | | POZNÁMKA | | |
| 45 | Pojistný kroužek 35 | | | | | 2 | ks |
| | ČSN 02 2930 | | | | | | |
| 46 | Pojistný kroužek 45 | | | | | 1 | ks |
| | ČSN 02 2930 | | | | | | |
| 47 | Kluzné ložisko 60 x 55 x60 | | | | | 1 | ks |
| | ISO 2795 | | | | | | |
| 48 | Kluzné ložisko 65 x 60 x 70 | | | | | 1 | ks |
| | ISO 2795 | | | | | | |
| 49 | Hřídelové těsnění GP – 45x72x8 | | | | | 1 | ks |
| | ČSN 02 9401 | | | | | | |
| 50 | Hřídelové těsnění GP – 50x72x8 | | | | | 1 | ks |
| | ČSN 02 9401 | | | | | | |
| 51 | Šroub M10 x 32 | | | | | 13 | ks |
| | ČSN 02 1201 | | | | | | |
| 52 | Šroub M10 x 38 | | | | | 7 | ks |
| | ČSN 02 1207 | | | | | | |
| 53 | Šroub M8 x 20 | | | | | 9 | ks |
| | ČSN 02 1207 | | | | | | |
| 54 | Šroub M8x22 | | | | | 12 | ks |
| | ČSN 02 1201 | | | | | | |
| 55 | Šroub M6 x 16 | | | | | 8 | ks |
| | ČSN 02 1207 | | | | | | |
| 56 | Šroub M3 x 5 | | | | | 9 | ks |
| | ČSN 02 1151 – A | | | | | | |
| 57 | Podložka 10,5 | | | | | 8 | ks |
| | ČSN 02 1702 | | | | | | |
| 58 | Podložka – 8,4 | | | | | 12 | ks |
| | ČSN 02 1702 | | | | | | |
| 59 | Podložka 6,4 | | | | | 8 | ks |
| | ČSN 02 1702 | | | | | | |
| 60 | Matice M10 x 1,25 | | | | | 12 | ks |
| | ČSN 02 1402.2 | | | | | | |
| 61 | Šestihranná matice M8 | | | | | 8 | ks |
| | ČSN EN 24 036 | | | | | | |
| 62 | Matice samojistná | | | | | 1 | ks |
| | ČSN 02 1492 | | | | | | |
| 63 | Olejoznak M16 x 1 | | | | | 1 | ks |
| | Manver | | | | | | |
| 64 | Vypouštěcí šroub M12 x 1,5 x 8 | | | | | 1 | ks |
| | ČSN 02 1915.11 | | | | | | |
| 65 | Napouštěcí šroub M20 x 10 | | | | | 1 | ks |
| | ČSN 02 1915.21 | | | | | | |
| 66 | | | | | | | ks |

| | | | | | |
|-------------|-------|------------|------------|---------|--|
| Změna | | Datum | Index | Podpisy |  TU v Liberci Kusovník 3 |
| Měřítka | Pozn. | Navrhl | | | |
| N | | Kreslil | Filip Mňuk | | Typ |
| | | Přezkoušel | | | |
| Č.seznamu | | Technolog | | | čís.výkresu |
| Č.sestavy | BP-1 | Normaliz. | | | |
| Starý výkr. | | Schválil | | | BP-1.3 |
| Nový výkr. | | Datum | 1.1.2018 | | |

1

2

3

4

List