



Drtič kovového odpadu z elektrospotřebičů

Bakalářská práce

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

Autor práce: **Marek Šikola**
Vedoucí práce: Ing. Petr Lepšík, Ph.D.





TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC
Faculty of Mechanical Engineering ■

Bachelor thesis

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

Author: **Marek Šikola**
Supervisor: Ing. Petr Lepšík, Ph.D.



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Marek Šikola**
Osobní číslo: **S17000308**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Strojní inženýrství**
Název tématu: **Drtič kovového odpadu z elektrospotřebičů**
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 kompletní pohonný systém drtiče kovového odpadu z elektrospotřebičů o výkonu 15 kW, vstupních otáčkách 2880 ot/min.; výstupních otáčkách 400 ot/min. s redukcí na 50%. Vše bude uloženo na svařovaném rámu.

Obsah bakalářské práce

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

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

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


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Petr Lepšík, Ph.D.**
Katedra částí a mechanismů strojů

Datum zadání bakalářské práce: **13. listopadu 2017**

Termín odevzdání bakalářské práce: **12. května 2019**


prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan




prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.
vedoucí katedry

V Liberci dne 13. listopadu 2017

Prohlášení

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

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

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

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

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

Datum:

Podpis:

Poděkování

V první řadě bych rád poděkoval vedoucímu práce Ing. Petru Lepšíkovi, Ph.D. za odborné připomínky a vstřícný přístup při tvorbě této bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat své rodině, která mi byla oporou při psaní této práce i po celou dobu studia.

Anotace

Cílem této bakalářské práce je návrh a konstrukce pohonu drtiče určeného pro drcení kovového odpadu z elektrospotřebičů. Nejprve jsou zde shrnuty teoretické informace o typech drtičů a jejich možnosti pohonů. Následně je nastíněno vlastní řešení konstrukce pohonu včetně výpočtu všech součástí. Práce také zahrnuje výkresovou dokumentaci včetně 3D modelu celkového drtiče.

Klíčová slova: převodovka, hřídel, ozubené kolo, skříň, ložiska

Annotation

This bachelor thesis is focused on the design and construction of drive of the metal waste shredder of electric appliances. Firstly, there are summarized theoretical informations about shredders and their possibilities of drives. Subsequently, there is shown own solution of the construction, including calculations. This thesis also contains drawing documentation including 3D model of final shredder.

Klíčová slov: construction, gearbox, shaft, gears, bearings

Obsah

1	Úvod.....	16
2	Cíl práce.....	16
3	Průmyslové drtiče	17
3.1	Rozdělení drtičů	17
3.1.1	Jednohřídelové drtiče.....	17
3.1.2	Dvouhřídelové drtiče	18
3.1.3	Čtyřhřídelové drtiče	19
3.1.4	Nožové mlýny.....	19
3.2	Pohony drtičů	20
3.2.1	Přímé zapojení motoru na vstupní hřídel.....	20
3.2.2	Spojení řemenovým převodem	21
3.2.3	Spojení řetězovým převodem	22
3.2.4	Frekvenční měnič.....	23
3.2.5	Spojení přes převodovku	23
4	Návrh vlastního řešení pohonné jednotky	24
4.1	Volba elektromotoru	24
4.2	Návrh spojky	24
4.3	Návrh a výpočet převodovky	26
4.3.1	Schéma převodovky.....	26
4.3.2	Výpočet převodových poměrů a otáček.....	27
4.3.3	Výpočet převodových poměrů a otáček redukčního převodu	28
4.3.4	Návrh a kontrola řetězového převodu.....	28
4.3.5	Návrh a výpočet kuželového soukolí se šikmými zuby.....	31
4.3.6	Návrh čelního ozubeného soukolí běžného převodu	39
4.3.7	Návrh čelního ozubení se šikmými zuby (redukce 50%)	43
4.3.8	Návrh třecí spojky.....	46
4.3.9	Návrh drážkování.....	47
4.3.10	Návrh hřídelů	49
4.3.11	Návrh ložisek	64
4.3.12	Návrh a výpočet per	68
4.3.13	Návrh převodové skříně.....	70
4.3.14	Metoda MKP.....	71

5	Ekonomické zhodnocení.....	73
6	Závěr	74

Seznam zkratek

Značka	Název	Jednotka
i	převodový poměr	-
z	počet zubů	-
n	otáčky	min^{-1}
P	výkon	W
M_k	krouticí moment	$\text{N}\cdot\text{m}$
α	úhel záběru	$^\circ$
α_t	čelní úhel záběru	$^\circ$
β	úhel sklonu zubů	$^\circ$
δ	úhel roztečného kužele	$^\circ$
z_v	počet zubů náhradního kola	-
u_v	převodový poměr náhradního soukolí	-
b	šířka zubu	mm
b_{WH}	pracovní šířka ozubení pro výpočet na dotyk	mm
b_{WF}	pracovní šířka ozubení pro výpočet na ohyb	mm
m_m	střední modul	mm
m_{mn}	normálový střední modul	mm
m_e	čelní modul na vnějším kuželi	mm
m_{mt}	tečný modul na střední šířce zubu	mm
h_a	výška hlavy zubu	mm
h_f	výška paty zubu	mm
h	výška zubu	mm
d	roztečný průměr	mm
d_e	vnější roztečný průměr	mm
d_a	hlavový průměr	mm
d_f	patní průměr	mm
d_m	střední průměr roztečné kružnice	mm
d_b	základní průměr	mm
d_{nm}	virtuální střední průměr roztečné kružnice	mm

d_{nma}	virtuální průměr hlavové kružnice	mm
d_{nmb}	virtuální základní průměr	mm
a	osová vzdálenost	mm
a_w	pracovní osová vzdálenost	mm
a_n	virtuální osová vzdálenost	mm
p_t	rozteč zubů v čelní rovině	mm
p_n	rozteč zubů v normálové rovině	mm
p_{tb}	základní rozteč zubů v čelní rovině	mm
p_{nb}	základní rozteč zubů v normálové rovině	mm
ε	součinitel trvání záběru	-
ε_α	součinitel záběru profilu	-
ε_β	součinitel kroku	-
F_t	tečná síla	N
F_δ	složka normálové síly	N
F_A	axiální síla	N
F_N	normálová síla	N
F_R	radiální síla	N
K_A	součinitel vnějších dynamických sil	-
$K_{H\beta}$	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů	-
K_H	součinitel přidavných zatížení pro výpočet na dotyk	-
K_F	součinitel přidavných zatížení pro výpočet na ohyb	-
σ_{Hlim}	mez únavy v dotyku	MPa
σ_{Flim}	mez únavy v ohybu	MPa
σ_{HP}	přípustné napětí v dotyku	MPa
σ_{FP}	přípustné napětí v ohybu	MPa
f_H	pomocný součinitel	-
f_F	pomocný součinitel	-
Ψ_d	poměrový koeficient šířky ozubení a středního průměru	-
Ψ_L	poměr šířky ozubení a délky površky roztečného kužele	-
Ψ_m	poměrový koeficient šířky ozubení a středního modulu	-
Z_E	součinitel mechanických vlastností materiálu	-

Z_H	součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	-
Z_{eV}	součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů	-
Z_R	součinitel výchozí drsnosti boků zubů (před záběhem)	-
S_{Hmin}	nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti	MPa
σ_{HO}	napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů	MPa
σ_H	napětí v dotyku	MPa
σ_{HPmax}	přípustné napětí v dotyku při největším zatížení F_{t1}	MPa
σ_{Hmax}	největší napětí v dotyku vzniklé působením síly F_{t1}	MPa
Y_β	součinitel sklonu zubu	-
$Y_{\beta min}$	minimální součinitel sklonu zubu	-
Y_ε	součinitel vlivu záběru profilu	-
S_{Fmin}	nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti	MPa
Y_{Fs}	součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	-
σ_F	napětí v ohybu	MPa
σ_{FPmax}	přípustné napětí v ohybu při největším zatížení	MPa
p	rozteč článků řetězu	-
j	počet článků řetězu	-
d	průměr kol	mm
β	úhel sklonu řetězu	rad
α	úhel opásání	rad
L	délka řetězu	mm
z_R	počet zubů zabírajících s řetězem	-
F_v	obvodová síla v tažné větvi	N
k	bezpečnost	-
F_p	minimální pevnost	N
v	obvodová rychlost	m/s
F_{ct}	odstředivá síla	N
F_c	celková síla	N
σ_{DO}	dovolené napětí v ohybu	MPa
τ_{Dk}	dovolené napětí v krutu	MPa
F_a	axiální síla	N

F_t	tečná síla	N
F_r	radiální síla	N
R_x	reakční síla ve směru x	N
R_y	reakční síla ve směru y	N
R_z	reakční síla ve směru z	N
R	výsledná reakce	N
α_B	bachův opravný součinitel	-
M_{oRED}	redukovaný ohybový moment	MPa
M_o	ohybový moment	MPa
d_{min}	minimální průměr hřídele	mm
σ_o	napětí v ohybu	MPa
τ_k	napětí v krutu	MPa
W_o	průřezový modul v ohybu	mm ³
W_k	průřezový modul v krutu	mm ³
σ_{RED}	redukované napětí	MPa
α	tvarový součinitel	-
c	materiálová konstanta	-
v_r	součinitel velikosti	-
v_g	součinitel nerovnoměrnosti chodu	-
r	poloměr zaoblení vrubu	-
q	součinitel vrubové citlivosti	-
η	součinitel jakosti povrchu	-
β	vrubový součinitel podle L-S	-
σ_{Co}^*	mez únavy	MPa
k_σ	bezpečnost v ohybu	-
k_τ	bezpečnost v krutu	-
k	konečná bezpečnost	-
k_p	maximální bezpečnost	-
K_a	axiální zatížení	N
L_h	doba chodu v hodinách	h
C	dynamická účinnost	kN

C_o	statická účinnost	kN
Y	koeficient zatížení axiální silou	-
X	koeficient zatížení radiální silou	-
e	výpočtový součinitel	-
p	koeficient tvaru tělíška	-
F_{rA}	radiální síla v bodě A	N
F_{rB}	radiální síla v bodě B	N
F_{aA}	axiální síla v bodě A	N
F_{aB}	axiální síla v bodě B	N
P_m	ekvivalentní zatížení ložiska	N
n_m	střední hodnota otáček ložiska	min^{-1}
q	procentuální zatížení	-
d	průměr hřídele	mm
b	šířka pera	mm
h	výška pera	mm
t	hloubka drážky v hřídeli	mm
tl	hloubka drážky v náboji	mm
l	délka pera	mm
l'	minimální délka pera	mm
R	poloměr zaoblení hran drážky pera	mm
p_D	dovolený tlak	MPa
p_2	tlak působící od náboje	MPa
p_1	tlak působící od hřídele	MPa
F_2	síla působící na náboj	N
F_1	síla působící na hřídel	N
d	průměr hřídele	mm
D	průměr roztečné kružnice	mm
D_{a1}	průměr hlavové kružnice hřídele	mm
D_{a2}	průměr hlavové kružnice náboje	mm
D_s	střední průměr	mm
m	modul	mm

l	délka drážkování	mm
f'	účinná plocha	mm
F_1	síla na jeden zub	N
F_s	obvodová síla na středním průměru	N
p_1	tlak na boku zubů	MPa
p_D	dovolený tlak	MPa
τ_{Dk}	dovolené napětí v krutu	MPa

1 Úvod

Pohon je základem každého stroje. Jde o způsob přenosu mechanického výkonu mezi pohyblivými komponenty stroje. Konstrukcí pohonů je nepřehledné množství, záleží na vkusu a zkušenostech každého konstruktéra, jaké řešení použije při konkrétním návrhu stroje. Prvním požadavkem při tvorbě pohonu je výběr vhodného zdroje výkonu. Zda-li vybrat elektromotor nebo spalovací motor záleží na typu stroje. Pokud bude potřeba měnit rychlost otáček během provozu, je nutný výběr vhodné strojní součásti pro změnu otáček. Jako vyhovující řešení se nabízí převodovka, což je ústrojí, které mění rychlost a smysl otáček mezi hnacím a hnaným zařízením. V důsledku změny otáček dochází také ke změně krouticích momentů. Návrh správné převodovky je velice sofistikovaná záležitost. Je zde mnoho zásad a parametrů, které je nutno před návrhem zohlednit. Například hmotnost, velikost nebo poloha stroje. Samotný návrh spočívá ve výpočtu ozubených kol, hřídelů a jiných součástí. Dalším důležitým parametrem je technologie výroby převodové skříně, která spočívá ve vhodném návrhu „obalu“. Zde je důležité dodržení určitých technologických zásad, aby bylo možné vůbec skříň vyrobit. Každý konstruktér pohlíží na problematiku návrhu pohonu jinak, avšak společným kritériem by mělo být řešení v souladu s platnými normami.[1]

2 Cíl práce

Cílem této práce je návrh pohonu pro drtič odpadu z elektrospotřebičů pro zadané parametry. Vše má být uloženo na svařovaném rámu. Nejpodstatnější částí této práce je návrh integrovaného mechanického převodu, který se skládá z dvoustupňové převodovky a řetězového převodu na výstupu. Převodovka bude tvořena ozubenými koly se šikmými zuby a to jedním kuželovým soukolím a dvěma čelními soukolími, díky kterým bude umožněna redukce otáček. Šikmé zuby budou vybrány pro tišší chod a pro minimalizaci dynamických projevů soukolí. Řazení rychlostních stupňů bude prováděno za chodu drtiče, jelikož by bylo značně nevýhodné při každém pokusu o zařazení jiné rychlosti zastavovat stroj. Toto nám umožní synchronizační spojka, která je známá například z automobilové převodovky. Součástí návrhu převodovky je i samotná konstrukce

převodové skříně, kde by měla být zohledněna četnost výroby. Prvním členem pohonného systému bude elektromotor o výkonu 15 kW, který bude připojen pomocí kotoučové spojky k převodovce. Na výstupu z převodovky má být řetězový převod, který bude navržen a zkontrolován. Veškeré komponenty včetně rámu budou vymodelovány v programu Autodesk Inventor 2016 jako 3D modely. Kontrola jedné hřídele bude provedena pomocí metody konečných prvků (MKP). Součástí práce bude výkresová dokumentace a ekonomické zhodnocení.

Tabulka 1: Zadané hodnoty

Zadané parametry:	
Výkon motoru	15 kW
Vstupní otáčky	2880 ot/min
Výstupní otáčky běžného převodu	400 ot/min
Výstupní otáčky redukováného převodu	200 ot/min
Trvanlivost	8000 hod
Rozdělení převodů	60/40 %

3 Průmyslové drtiče

Průmyslové drtiče jsou strojní zařízení používány pro drcení různých materiálů na požadovaná zrna. Je zde mnoho typů drtičů, jejichž konstrukce a velikost je navržena podle materiálu, který zpracovávají. Mohou sloužit k drcení pneumatik, kamenů, plastů, kovů a dalších.[5]

3.1 Rozdělení drtičů

Existuje řada různých typů drtičů a lze je rozdělit podle různých hledisek. V následující části budou popsány některé z nich.

3.1.1 Jednohřídelové drtiče

Tento typ drtičů pracuje na principu stříhání materiálu, který je přiváděn mezi poháněnou rotující hřídel a desku. Na hřídeli jsou upevněny břity a deska je osazena ostrím ve tvaru hřebene. Pod drtičem může být umístěno síto, které slouží k požadované redukci nadrcených kousků. Tento typ drtiče je často používán na drcení pevných odpadů - kovů, plastů, kabelů a dřeva. [6]



Obrázek 1- Pohled na jednohřídelový drtič značky TERIER[4]

3.1.2 Dvouhřídelové drtiče

Dvouhřídelové drtiče mají zpravidla větší výkon a slouží k drcení větších a pevnějších materiálů. Princip je podobný jako u jednohřídelových drtičů, avšak se zde nevyskytuje statická část ve formě desky, ale obě funkční části jsou rotující hřídele s různou úhlovou rychlostí osazené břitovými segmenty, mezi které je vtlačován materiál, který je umístěn v násypce. Výstupem z drtiče jsou pásy nebo kousky odpadu, jejichž velikost závisí na typu vstupního média a na šířce segmentů na hřídelích. Tyto drtiče jsou většinou poháněny převodovkou přes elektromotory nebo hydromotory.[7]



Obrázek 2 - Pohled na dvouhřídelový drtič DRU 2400 s přítlakem značky Odes [5]

3.1.3 Čtyřhřídelové drtiče

Čtyřhřídelové drtiče se používají pro drcení velkých objemů materiálu. Konstrukce využívá dvoustupňové vertikální uložení dvou dvouhřídelových drtičů. Princip drcení je obdobný jako u jednohřídelových a dvouhřídelových, avšak drcení na čtyřhřídelovém drtiči se využívá hlavně v případě požadavku na menší výslednou frakci. Toto v praxi funguje tak, že v prvním stupni se materiál podrtí na hrubší frakci, která následně postupuje do druhého stupně, kde se podrtí na jemnější frakci. Jiným typem konstrukce může být drtič, který má čtyři drtící hřídele se segmenty. Horní dvojice slouží jako podávací a spodní dvojice jako drtící.[8]



Obrázek 3 - Čtyřhřídelový drtič značky TOPMACHINES [15]

3.1.4 Nožové mlýny

Nožové mlýny slouží k drcení velkého množství jednodruhového odpadu. Konstrukce je výrazně odlišná od předchozích typů. Základem je drtící komora, kde je rotující tlustostěnný válec, osazený drtícími segmenty. Tyto segmenty mohou mít tvar nožů anebo kladívek. Nože se používají u drtičů, které slouží k drcení větví a travin, což je třeba běžný zahradní drtič. Další použití může být pro drcení elektroodpadu a plastu. Tyto nože musí být z vysoce kvalitní oceli. Pokud jsou použity kladívka, drtič je vhodný

pro drcení křehkých materiálů jako například rašeliny a sutě. Není zde použit žádný statický ani rotační protikus. Materiál je potřeba přivádět postupně, aby nedošlo k ucpání drtící komory. Proto je jasné, že nelze použít mechanický nebo hydraulický dotlak, protože by došlo k zahlcení a následné havárii drtiče.[9]



Obrázek 4 - Pohled na nožový mlýn značky Terier [10]

3.2 Pohony drtičů

Existují různé varianty, jak pohánět tyto stroje. Vhodnost použití záleží nejen na konstrukci samotného stroje, ale i na jeho umístění. V této kapitole budou popsány některé varianty pohonů drtičů, které jsou skutečně průmyslově vyráběny.

3.2.1 Přímé zapojení motoru na vstupní hřídel

Jedná se asi o nejjednodušší spojení vstupní hřídele drtiče s motorem. Toto spojení lze uskutečnit třeba pomocí kotoučové třecí spojky, která je velice jednoduchá na montáž a údržbu. Nevýhodou tohoto spojení je absence regulace otáček a krouticího momentu pomocí změny převodového poměru. Elektromotory používané k pohánění drtičů jsou značně výkonné a nemožnost regulace otáček je vzhledem k potřebě velkého krouticího momentu problém.[10]

3.2.2 Spojení řemenovým převodem

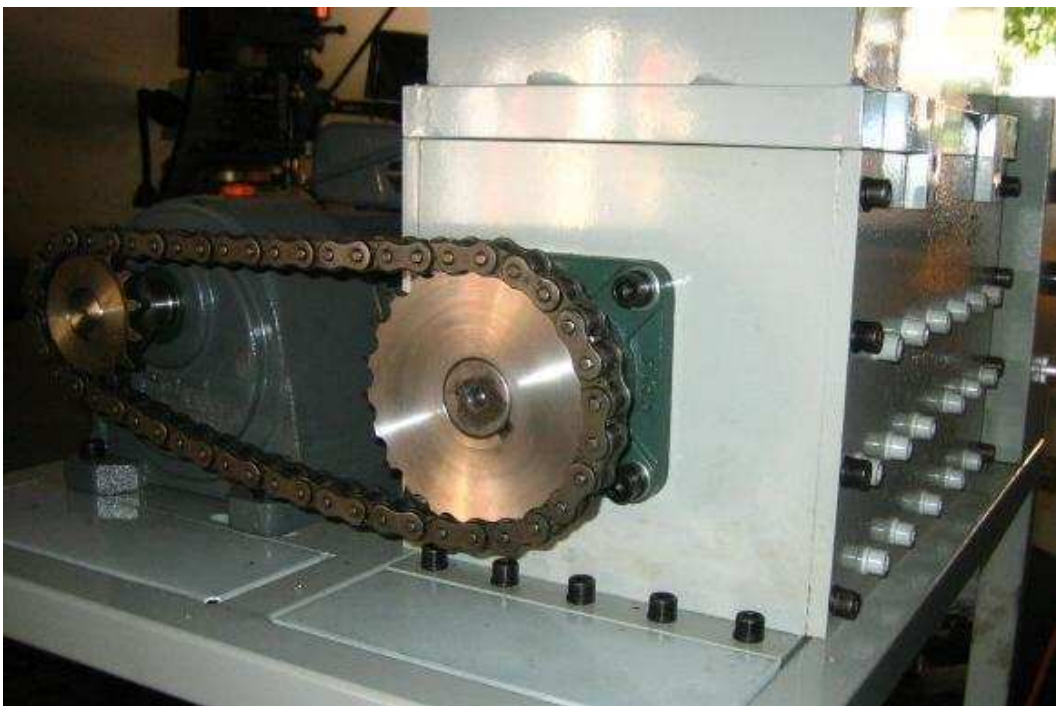
Řemenový převod je hojně rozšířený pro přenos krouticího momentu mezi dvěma hřídeli. Největší výhody tohoto převodu jsou nízké výrobní a provozní náklady. Mají klidný a tichý chod. Výkon lze přenášet mezi vzdálenými hřídeli a tlumí momentové rázy v důsledku pružnosti řemene, což je velká výhoda u drtičů, jelikož k rázům dochází poměrně často. Podle vzájemné vazby řemene rozlišujeme převody s třecí nebo tvarovou vazbou. Nevýhodou je nutnost předpětí řemene, což má za následek větší zatížení hřídelí a ložisek. Tato podstatná nevýhoda se také musí řešit zabudováním napínacího mechanismu. U tohoto spoje lze měnit převodový poměr změnou velikosti řemenic. U řemenů s třecí vazbou se přenáší výkon prostřednictvím třecí síly, která vzniká jako fyzikální tření mezi stykovými plochami řemenice s řemenem. Řemen může být klínový nebo plochý. Zatímco vedení řemene na řemenici je u klínových řemenů zajištěno drážkou, u plochých se využívá vypuklého tvaru řemenice. Klínové řemeny se vyrábějí jako pryžové pásy, které mají lichoběžníkový průřez a jejich délka je typizovaná. Nosným prvkem řemene jsou polyamidová vlákna nebo ocelová lanka. Ploché řemeny se vyrábí jako pásy obdélníkového průřezu. Výhodou plochého řemene je nízká hmotnost, což vede k malé odstředivé síle a možnosti použití při vysokých obvodových rychlostech.[2]



Obrázek 5 - Pohled na řemenový převod drtiče značky TERIER [7]

3.2.3 Spojení řetězovým převodem

V principu jsou řetězové převody podobné řemenovými s tím rozdílem, že vazba řetězového kola a řetězu je vždy tvarová a transparentním prvkem výkonu je řetěz tvořený články. Články jsou nejčastěji tvořeny válečky. Válečkové řetězy mají vnitřní ocelové pásky navzájem spojené nalisovanými pouzdry, na kterých jsou umístěny válečky. Velikost řetězu se určuje na základě výkonového diagramu od výrobce a je dána roztečí článku, která se udává z historických důvodů v palcích. Oproti řemenovým převodům mohou řetězové převody přenášet výkony při větších krouticích momentech a menších otáčkách, což je velice výhodné u některých drtičů. Výhodou je nejen trvanlivost, ale i velká odolnost vůči nepříznivému prostředí. Při provozu řetězového převodu není třeba předpětí, postačuje vymezení vůlí. Tažná větev řetězu je obvykle v horní části a osy řetězových kol jsou vodorovné. Nerovnoměrnost chodu se minimalizuje zvětšením počtu zubů řetězového kola. S ohledem na únosnost řetězu je vhodné volit místo jednořadého řetěz víceřadý.[2]



Obrázek 6 - Pohled na řetězový převod drtiče LBG – 300 [11]

3.2.4 Frekvenční měnič

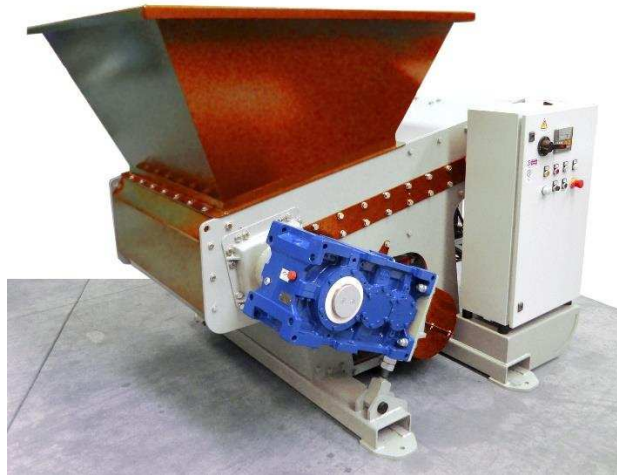
Jednoduchým způsobem jak měnit otáčky motoru, je pomocí frekvenčního měniče, který je přímo implementován v 3 - fázovém elektromotoru. Na vstupu je měnič napájen střídavým napětím. Ve vnitřních obvodech je napětí usměrněno a na výstupu měniče střídačem převedeno na třífázové střídavé napětí o požadované frekvenci. Využití frekvenčního měniče lze nalézt i v úspoře energie. Tento způsob řízení otáček by se mohl zdát jako nejjednodušší řešení, ale má i pár nevýhod, které by byly pro pohánění drtičů zásadní a jednou z nich je setrvačnost motoru. Ve vinutí statoru je sice proud, který se nastaví na měniči, avšak rotor na zadané otáčky reaguje s prodlevou. Toto by mohl být problém v případě havárie, kdy by bylo nutné okamžitě zastavit motor. Další negativní vlastnost měniče je pokles momentu při změně otáček, což je problém pro pohánění drtiče, kde je potřeba měnit otáčky. [3]



Obrázek 7 - Elektromotor s frekvenčním měničem [12]

3.2.5 Spojení přes převodovku

Průmyslově vyráběné převodovky jsou hojně využívány u různých druhů drtičů. Mohou být různých koncepcí – čelní, šnekové, planetové. Jejich velkou výhodou je možnost řazení převodových stupňů, což je vhodné při různém charakteru vstupního odpadu. Další výhodou je koncepce těchto převodovek, kdy se výrobci snaží tyto převodovky vyrábět v jednoduchých tvarech, aby je bylo možné případně vyměnit nebo opravit. [2]



Obrázek 8 - Pohled na drtič GR280 s převodovkou [13]

4 Návrh vlastního řešení pohonné jednotky

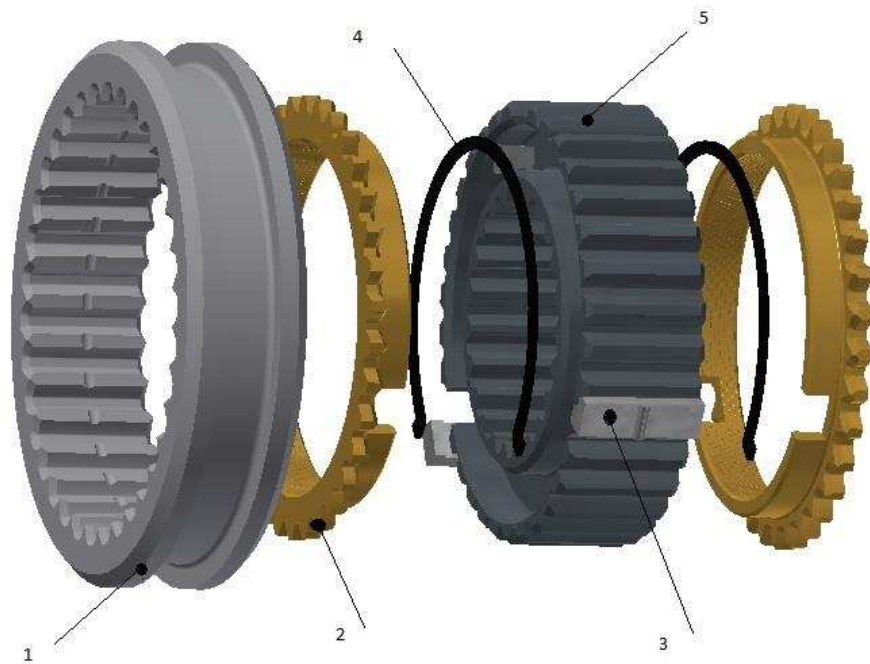
Tato práce se zabývá vlastním návrhem pohonné jednotky pro drtič odpadu. V následujících kapitolách bude podrobně popsáno navržené řešení.

4.1 Volba elektromotoru

S ohledem na zadané parametry byl zvolen motor 1LA7 164-2AA o výkonu $P = 15$ kW z katalogu SIEMENS. Vlivem účinnosti bude výkon drtiče o pár procent menší, což nebude mít na provoz zařízení zásadní vliv.

4.2 Návrh spojky

V zadání práce je i návrh spojky, díky které bude možno řadit rychlosti během provozu drtiče. Pro tento případ byla zvolena synchronizační spojka. Tato spojka je v principu zubová spojka, avšak je vylepšená o synchronizační kroužky, díky kterým lze vyrovnat otáčky hřídelí za chodu stroje a následně zařadit požadovaný rychlostní stupeň.



1- přesuvná objímka, 2-synchronizační kroužek, 3- třecí člen, 4- pojišťovací kroužek, 5- jádro spojky

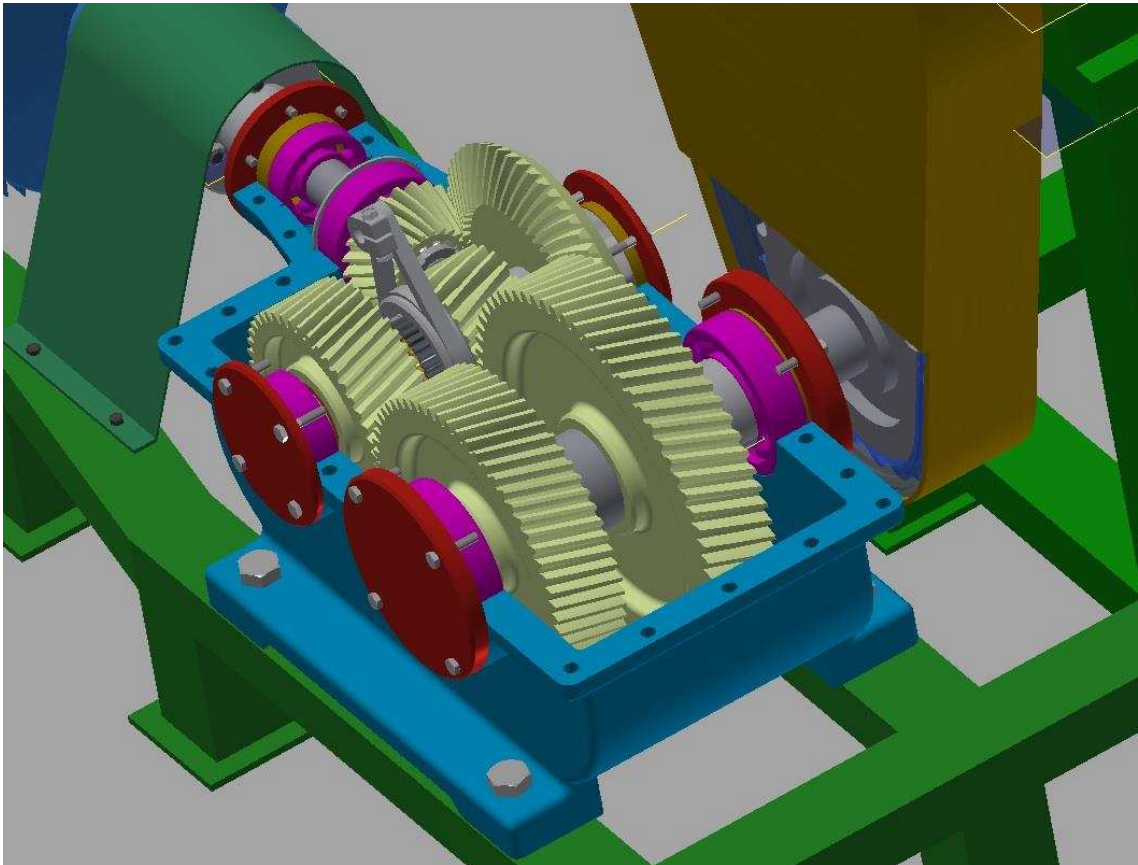
Obrázek 9 - Model rozebrané synchronizační spojky



Obrázek 10 - Synchronizační spojka s ozubenými koly

4.3 Návrh a výpočet převodovky

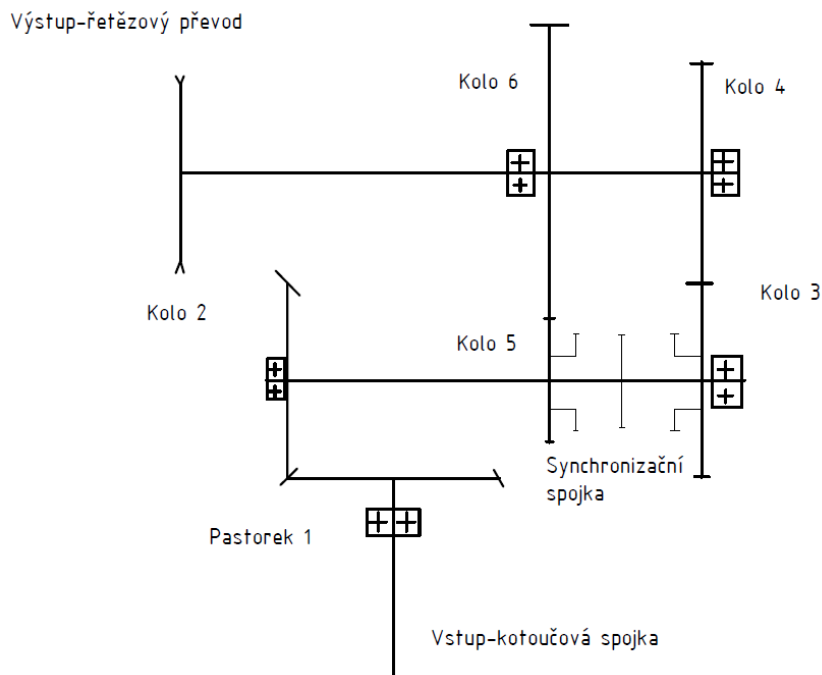
Hlavním prvkem této práce je návrh integrovaného mechanického převodu s redukcí výstupních otáček. Průběh veškerých výpočtů jednotlivých komponent je uveden v následujících kapitolách.



Obrázek 11 - Model převodovky

4.3.1 Schéma převodovky

Při návrhu převodovky je nejprve nutno vyřešit kompoziční uspořádání jednotlivých součástí. Na obrázku níže je zobrazeno kinematické schéma, kde je znázorněno rozložení jednotlivých převodů. Na schématu je také vidět, že bylo použito jedno kuželové soukolí a dvě čelní ozubené soukolí, z nichž jedno plní funkci redukce převodu. Všechna soukolí mají ozubení se šikmými zuby, což zajišťuje plynulý a tichý chod při záběru. Přenos výkonu mezi převodovkou a hřídelí drtiče bude zajištěn řetězovým převodem.[1]



Obrázek 12 - Schéma převodovky

4.3.2 Výpočet převodových poměrů a otáček

Prvním krokem výpočtu při návrhu převodovky je volba převodových poměrů. Tato volba se odvíjí od vstupních a výstupních parametrů otáček. Zvolené převodové poměry byly vybrány na základě průzkumu dostupných řešení převodovek s podobnými parametry.[1]

$$i_{c1} = \frac{n_A}{n_{Bz}} = \frac{2880}{400} = 7,2$$

$$i_{12} = 2,5; i_{34} = 1,4; i_r = 2,05$$

$$i_{12} = \frac{n_A}{n_2} \rightarrow n_2 = \frac{2880}{2,5} = 1152 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

$$M_{k \text{ vstup}} = \frac{P}{\omega} = \frac{15000}{2 \cdot \pi \cdot \frac{2880}{60}} = 49,7 \text{ Nm}$$

$$n_1 = 1152 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad M_{k1} = 124 \text{ Nm}$$

$$n_2 = 822 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad M_{k2} = 174 \text{ Nm}$$

$$n_3 = 401 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad M_{k3} = 357 \text{ Nm}$$

4.3.3 Výpočet převodových poměrů a otáček redukčního převodu

$$i_{c1r} = \frac{n_A}{n_{Br}} = \frac{2880}{200} = 14,4$$

$$i_{12} = 2,5, i_{56} = 2,8, i_r = 2,05$$

$$n_1 = 1152 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad M_{k1} = 124 \text{ Nm}$$

$$n_2 = 411 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad M_{k2} = 348 \text{ Nm}$$

$$n_3 = 200 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad M_{k3} = 716 \text{ Nm}$$

4.3.4 Návrh a kontrola řetězového převodu

Při volbě řetězu a prvním návrhu řetězu se vychází z výkonového diagramu, kde je na svislé ose výkon a na vodorovné ose otáčky malého řetězového kola. Následná kontrola řetězu spočívá v porovnání součinitele bezpečnosti s dovolenou hodnotou.[3]

Zvolené a vstupní hodnoty

$$i_r = 2,05$$

$$z_1 = 23 \text{ zubů}$$

$$P = 15 \text{ kW}$$

$$M_{k1} = 174 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{k2r} = 348 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$n_{2r} = 411 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \text{ – otáčky malého řetězového kola při redukčním převodu}$$

$$a = 370 \text{ mm}$$

Podle výkonu a vstupních otáček malého řetězového kola volím řetěz 16 B dle ČSN 02 3311

Rozteč článků $p = 25,40 \text{ mm}$, minimální pevnost $F_p = 58 \text{ kN}$,

Výpočet počtu zubů druhého kola

$$i = \frac{z_2}{z_1} \Rightarrow z_2 = z_1 \cdot i = 23 \cdot 2,05 = 47,15 \cong 48 \text{ zubů}$$

Výpočet počtu článků řetězu

$$j = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{p}{a} \cdot \left(\frac{(z_2 - z_1)^2}{2 \cdot \pi^2} \right) + \frac{2 \cdot a}{p}$$

$$j = \frac{23 + 48}{2} + \frac{25,4}{370} \cdot \left(\frac{(48 - 23)^2}{2 \cdot \pi^2} \right) + \frac{2 \cdot 370}{25,4}$$

$$j = 66,8 \text{ článků}$$

Volím nejbližší vyšší počet sudých počet článků $j = 68$ článků

Výpočet průměrů kol

$$d_1 = \frac{p}{\sin\left(\frac{\pi}{z_1}\right)} = \frac{25,4}{\sin\left(\frac{\pi}{23}\right)} = 186,53 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{p}{\sin\left(\frac{\pi}{z_2}\right)} = \frac{25,4}{\sin\left(\frac{\pi}{48}\right)} = 388,36 \text{ mm}$$

Přepočet osové vzdálenosti pro 68 článků

$$a = \frac{p}{4} \cdot \left(j - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(j - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{\pi} \right)^2} \right)$$

$$a = \frac{25,4}{4} \cdot \left(68 - \frac{23 + 48}{2} + \sqrt{\left(68 - \frac{23 + 48}{2} \right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{48 - 23}{\pi} \right)^2} \right) = 384,2 \text{ mm}$$

Výpočet úhlů opásání

$$\sin \frac{\beta}{2} = \frac{d_2 - d_1}{2 \cdot a} \Rightarrow \sin \frac{\beta}{2} = \frac{388,36 - 186,53}{2 \cdot 384,2} = 0,262 \Rightarrow \beta = 0,553$$

$$\alpha_1 = \pi - \beta = \pi - 0,553 = 2,588$$

$$\alpha_2 = \pi + \beta = \pi + 0,553 = 3,694$$

Výpočet přibližné délky řetězu:

$$L = \frac{d_1}{2} \cdot \alpha_1 + \frac{d_2}{2} \cdot \alpha_2 + 2 \cdot a \cdot \cos\left(\frac{\beta}{2}\right)$$

$$L = \frac{186,53}{2} \cdot 2,588 + \frac{388,36}{2} \cdot 3,694 + 2 \cdot 384,2 \cdot \cos\left(\frac{0,553}{2}\right) = 1727 \text{ mm}$$

Počet zubů zabírajících s řetězem

$$z_{R1} = \frac{r_1 \cdot \alpha_1}{p} = \frac{93,265 \cdot 2,588}{25,4} \cong 10 \text{ zubů}$$

$$z_{R2} = \frac{r_2 \cdot \alpha_2}{p} = \frac{194,18 \cdot 3,694}{25,4} \cong 28 \text{ zubů}$$

Výpočet obvodové síly v tažné větvi

$$F_{v1} = \frac{M_{k1}}{r_1} = \frac{174000}{93,265} = 1865,7 \text{ N}$$

$$F_{v2} = \frac{M_{k2}}{r_1} = \frac{348000}{93,265} = 3731,3 \text{ N}$$

Výpočet bezpečnosti

$$k_1 = \frac{F_p}{F_{v1}} = \frac{58000}{1865,7} = 31,08 > 7 \text{ vyhovuje}$$

$$k_2 = \frac{F_p}{F_{v2}} = \frac{58000}{3731,3} = 15,5 > 7 \text{ vyhovuje}$$

Výpočet obvodové rychlosti

$$v_1 = \omega_1 \cdot r_1 = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_1}{60} \cdot r_1 = 2 \cdot \pi \cdot \frac{822}{60} \cdot 93,265 = 8,02 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$v_2 = \omega_2 \cdot r_1 = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_2}{60} \cdot r_1 = 2 \cdot \pi \cdot \frac{411}{60} \cdot 93,265 = 4,01 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Výpočet odstředivé

$$F_{ct1} = q \cdot v_1^2 = 2,75 \cdot 8,02^2 = 176,88 \text{ N}$$

Výpočet celkové síly

$$F_{c1} = F_{v1} + F_{ct1} = 1865,7 + 176,88 \cong 2042 \text{ N}$$

$$F_{c2} = F_{v2} = 3731,3 \text{ N}$$

4.3.5 Návrh a výpočet kuželového soukolí se šikmými zuby

Na vstupu do převodovky je umístěno kuželové soukolí, jehož osy svírají úhel 90°. Při návrhu soukolí s šikmým ozubením je žádané, aby byl součinitel trvání záběrů celočíselný, protože nebude docházet ke střídání počtu spolu zabírajících párů zubů, což má podstatný význam pro plynulost záběru a minimalizaci dynamických projevů soukolí. Toto bylo dosaženo úpravou šířky ozubení, která se podstatně liší od vypočtené hodnoty.[4]

Tabulka 2: Volba základních parametrů kuželového soukolí

	Pastorek 1	Kolo 2
Materiál	Ocel 15 241- kalená	Ocel 12 051 - kalená
V_{HV} [-]	600	600
R_m [MPa]	1 000	640
R_e [MPa]	850	390
σ_{Hlim} [MPa]	1160	1140
σ_{Flim} [MPa]	528	390
z [-]	23	57
k_H	1,6	1,6

Převodový poměr

$$i_{12} = 2,5$$

Úhly roztečných kružnic

$$\delta_1 = \arctg \frac{\sin(\varepsilon)}{i + \cos(\varepsilon)} = \arctg \frac{\sin(90)}{2,5 + \cos(90)} = 21,8^\circ$$

$$\varepsilon = \delta_1 + \delta_2 \Rightarrow \delta_2 = \varepsilon - \delta_1 = 90 - 21,8 = 68,2^\circ$$

Počet zubů virtuálních kol

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos(\delta_1)} = \frac{23}{\cos(21,8)} = 24,27$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos(\delta_2)} = \frac{57}{\cos(68,2)} = 155,48$$

Virtuální převodový poměr

$$i_v = \frac{z_{v2}}{z_{v1}} = \frac{155,48}{24,27} = 6,4$$

Pomocný součinitel pro výpočet modulu ozubení

$$f_F = 18 - \text{kalené}$$

Připustné napětí v ohybu

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Hlim1} = 0,6 \cdot 1140 = 684 \text{ MPa}$$

Připustné napětí v dotyku

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim1} = 0,8 \cdot 1140 = 912 \text{ MPa}$$

Volba charakteristického poměru ψ_L

$\psi_L \in < 0,17; 0,35 >$ pro kuželové soukolí \rightarrow volím $\psi_L = 0,2$

$$\psi_d = \frac{\psi_L \cdot \sqrt{1+i^2}}{2-\psi_L} = \frac{0,2 \cdot \sqrt{1+2,5^2}}{2-0,2} = 0,299 [-]$$

Poměr šířky zubu ke střednímu modulu

$$\psi_m = \left(\frac{b_{wF}}{m_n} \right) = \frac{z_1 \cdot \psi_L \sqrt{1+i^2}}{2-\psi_L} = \frac{23 \cdot 0,2 \sqrt{1+2,5^2}}{2-0,2} = 6,55$$

Návrh modulu:

Normálový modul podle návrhu pro dotyk

$$m_n = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k1}}{\left(\frac{b_{wF}}{m_n}\right) \cdot z_1^2 \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i_v + 1}{i_v}}$$
$$m_n = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 49,736}{6,5 \cdot 23^2 \cdot 912^2} \cdot \frac{6,4 + 1}{6,4}} = 2,4 \text{ mm}$$

Normálový modul podle návrhu pro ohyb

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k1}}{\left(\frac{b_{wF}}{m_n}\right) \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}}$$
$$m_n = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 49,736}{(6,5) \cdot 23 \cdot 684}} = 1,81 \text{ mm}$$

Vnější modul:

$$m_e = m_m \cdot \left(1 + \frac{\psi_d}{\sqrt{1+i^2}} \right) = 2,9 \cdot \left(1 + \frac{0,299}{\sqrt{1+2,5^2}} \right) = 3,22 \text{ mm}$$

Tečný modul na středním průměru

$$m_{tm} = \frac{m_n}{\cos\beta_m} = \frac{1,81}{\cos(20)} = 1,92\text{mm}$$

Tečný modul na vnějším průměru

$$m_{te} = m_{tm} \cdot \left(1 + \frac{\psi_m}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}\right) = 1,92 \cdot \left(1 + \frac{9}{\sqrt{23^2 + 57^2}}\right) = 2,2 \text{ mm}$$

Šířka ozubení

$$b = \psi_m \cdot m_n = 6,55 \cdot 2,4 = 15,72 \text{ mm}$$

Z konstrukčních důvodů volím šířku ozubení $b = 37 \text{ mm}$

Čelní modul

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

Úhel sklonu

$$\beta = 20^\circ$$

Úhel profilu

$$\alpha = 20^\circ$$

Výška hlavy zubu

$$h_a = m_{te} = 3,5 \text{ mm}$$

Výška paty zubu

$$h_f = 1,25 \cdot m_{te} = 1,25 \cdot 3,5 = 4,375 \text{ mm}$$

Úhly roztečných kružnic

$$\delta_1 = \arctg \frac{\sin(\varepsilon)}{i + \cos(\varepsilon)} = \arctg \frac{\sin(90)}{2,5 + \cos(90)} = 21,8^\circ$$

$$\varepsilon = \delta_1 + \delta_2 \Rightarrow \delta_2 = \varepsilon - \delta_1 = 90 - 21,8 = 68,2^\circ$$

Průměry vnějších roztečných válců

$$d_{1e} = m_{te} \cdot z_1 = 3,5 \cdot 23 = 80,5 \text{ mm}$$

$$d_{2e} = m_{te} \cdot z_2 = 3,5 \cdot 57 = 199,5 \text{ mm}$$

Průměry střední roztečné kružnice

$$d_{m1} = d_{1e} - b \cdot \sin(\delta_1) = 80,5 - 37 \cdot \sin(21,8) = 66,76 \text{ mm}$$

$$d_{m2} = d_{2e} - b \cdot \sin(\delta_2) = 199,5 - 37 \cdot \sin(68,2) = 165,15 \text{ mm}$$

Modul na středním průměru

$$m_m = \frac{d_{m1}}{z_1} = \frac{66,76}{23} = 2,9 \text{ mm}$$

Normálový modul na středním roztečném průměru

$$m_{mn} = m_m \cdot \cos(\beta) = 2,9 \cdot \cos(20) = 2,72 \text{ mm}$$

Průměry hlavových kružnic

$$d_{a1} = d_{1e} + 2 \cdot h_a \cdot \cos(\delta_1) = 80,5 + 2 \cdot 3,5 \cdot \cos(21,8) = 86,99 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_{2e} + 2 \cdot h_a \cdot \cos(\delta_2) = 199,5 + 2 \cdot 3,5 \cdot \cos(68,2) = 202,1 \text{ mm}$$

Výška zubu

$$h = h_f + h_a = 4,375 + 3,5 = 7,875 \text{ mm}$$

Průměry patních kružnic

$$d_{f1} = d_{1e} - 2 \cdot h_f \cdot \cos(\delta_1) = 80,5 - 2 \cdot 4,375 \cdot \cos(21,8) = 72,37 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_{2e} - 2 \cdot h_f \cdot \cos(\delta_2) = 199,5 - 2 \cdot 4,375 \cdot \cos(68,2) = 196,25 \text{ mm}$$

Průměry roztečných kružnic virtuálního soukolí

$$d'_{n1} = \frac{d_{m1}}{\cos\delta_1} = \frac{66,76}{\cos(21,8^\circ)} = 71,9 \text{ mm}$$

$$d'_{n2} = \frac{d_{m2}}{\cos\delta_2} = \frac{165,15}{\cos(68,2^\circ)} = 444,7 \text{ mm}$$

Přepočet osové vzdálenosti virtuálního soukolí

$$a'_v = \frac{d'_{n1} + d'_{n2}}{2} = \frac{71,9 + 444,7}{2} = 258,3 \text{ mm}$$

Průměry hlavových kružnic náhradního soukolí

$$d'_{an1} = d'_{n1} + 2 \cdot h_a = 71,9 + 2 \cdot 3,5 = 78,9 \text{ mm}$$

$$d'_{an2} = d'_{n2} + 2 \cdot h_a = 444,7 + 2 \cdot 3,5 = 451,7 \text{ mm}$$

Tečný úhel záběru

$$\alpha_t = \arctg \frac{\tan(\alpha_{mn})}{\cos(\beta)} = \arctg \frac{\tan(20)}{\cos(20)} = 21,17^\circ$$

Normálový úhel záběru ve střední plošině

$$\operatorname{tg} \alpha_{nm} = \operatorname{tg} \alpha_{nm} \cdot \cos \beta_m = \operatorname{tg}(20) \cdot \cos(20) = 0,3420$$

$$\alpha_{nm} = \operatorname{arctg}(0,3420) = 18,88^\circ$$

Průměry základních kružnic virtuálních kol

$$d'_{bn1} = d'_{n1} \cdot \cos(\alpha_t) = 71,9 \cdot \cos(21,17) = 67,04 \text{ mm}$$

$$d'_{bn2} = d'_{n2} \cdot \cos(\alpha_t) = 444,7 \cdot \cos(21,17) = 414,69 \text{ mm}$$

Tečná patní rozteč zubů na středovém průměru

$$p_{tmb} = \pi \cdot m_m \cos \alpha_t = \pi \cdot 2,9 \cdot \cos(21,17) = 8,5 \text{ mm}$$

Tečná rozteč zubů náhradního soukolí

$$p'_{tm} = \pi \cdot m_m = \pi \cdot 2,9 = 9,11 \text{ mm}$$

Součinitel trvání záběru

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{an1}^2 - d_{bn1}^2} + \sqrt{d_{an2}^2 - d_{bn2}^2} - 2 \cdot a'_v \cdot \sin(\alpha_t)}{2 \cdot p_{tmb}}$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{78,9^2 - 67,04^2} + \sqrt{451,7^2 - 414,69^2} - 2 \cdot 258,3 \cdot \sin(21,17)}{2 \cdot 8,5} = 1,6$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \sin \beta_m}{p'_{tm}} = \frac{37 \cdot \sin(20)}{9,11} = 1,4$$

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1,6 + 1,4 = 3$$

Silové poměry

Tečná síla

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot M_k}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 49740}{66,76} = 1490,1 \text{ N}$$

Normálová síla

$$F_{N1} = F_{N2} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha \cdot \cos \beta_m} = \frac{1490,1}{\cos 20^\circ \cdot \cos 20^\circ} = 1687,5 \text{ N}$$

Radiální síla

$$F_{r1} = \frac{F_{t1}}{\cos\beta_m} \cdot (\tan\alpha_{nm} \cdot \cos\delta_1 - \sin\beta_m \cdot \sin\delta_1)$$

$$F_{r1} = \frac{1490,1}{\cos(20)} \cdot (\tan(18,88) \cdot \cos(21,8) - \sin(20) \cdot \sin(21,8)) = 302,1 \text{ N} = F_{a2}$$

Axiální síla

$$F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\cos\beta_m} \cdot (\tan\alpha_{nm} \cdot \cos\delta_1 + \sin\beta_m \cdot \sin\delta_1)$$

$$F_{a1} = \frac{1490,1}{\cos(20)} \cdot (\tan(18,88) \cdot \cos(21,8) + \sin(20) \cdot \sin(21,8)) = 704,9 \text{ N} = F_{r2}$$

Pevnostní kontrola ozubení

Při pevnostní kontrole ozubených kol se vycházelo ze zjednodušených vztahů podle ČSN 01 4686. Toto zjednodušení má za následek snížení přesnosti výsledků a proto je důležité, aby těchto vztahů bylo použito pouze při prokazování provozuschopnosti takových ozubených převodů, které nemohou v případě poruchy ohrozit zdraví obsluhy stroje. Neznámé koeficienty byly zvoleny z výukového textu od pana Doc.Ing Miroslava Bureše. CSc.[4]

Kontrola z hlediska únavy v dotyku

Aby na bocích zubů nedocházelo k progresivní tvorbě pittingu, musí být splněna podmínka

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} < \sigma_{HP}$$

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d'_{n1}} \cdot \frac{i_v + 1}{i_v}}$$

$Z_E = 190 \text{ MPa}$ – součinitel mechanických vlastností pro ocel

$Z_H = 2,3$ – dle opracovaných boků zubů – broušené zuby

$Z_\epsilon = 0,77$ – součinitel součtové délky dotykových křivek boků zubů

$Z_R = 1$ – dle opracovaných boků zubů – broušené zuby

$$\sigma_{H0} = 190 \cdot 2,3 \cdot 0,77 \cdot \sqrt{\frac{1490,1}{37 \cdot 71,9} \cdot \frac{6,4 + 1}{6,4}} = 270,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R}{S_{Hmin}} = \frac{1160 \cdot 1}{1,3} = 892 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{HP2} = 877 \text{ MPa}$$

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

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV}$$

$K_A = 1,5$ – součinitel pro vliv vnějších dynamických sil pro střední nerovnoměrnost

$$K_{H\beta} = 1,44$$

$$K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} = 1,2$$

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,5 \cdot 1,44 \cdot 1,2 = 2,59$$

$$\sigma_H = 270,8 \cdot \sqrt{2,59} = 435,8 \text{ MPa}$$

$$435,8 \text{ MPa} \leq 877 \text{ MPa}$$

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP1,2}$$

Kontrola na dotyk při jednorázovém působení největšího zatížení

Aby při působení jednorázového největšího zatížení nedošlo k trvalé deformaci nebo ke křehkému lomu povrchové vrstvy boku zubu, musí být splněna podmínka

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{\frac{F_{t1} \cdot K_{AS} \cdot K_H}{F_t}} \leq \sigma_{HPmax} \quad K_{AS} = 2$$

Přípustné napětí v dotyku při největším zatížení

$$\sigma_{HPmax1} = 4 \cdot V_{HV} = 4 \cdot 600 = 2400 \text{ MPa}$$

Největší napětí v dotyku vzniklé působením síly

$$F_{t1} = F_t \cdot K_{AS} = 1490,1 \cdot 2 = 2980 \text{ N}$$

$$\sigma_{Hmax} = 270 \cdot \sqrt{2 \cdot 2,58} = 613 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax}$$

Kontrola z hlediska únavy v ohybu

Aby nedošlo k únavovému lomu v oblasti paty zubu, musí být splněna podmínka

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \leq \sigma_{FP}$$

$$K_F = K_H = 2,59$$

Součinitel sklonu zubu

$$Y_\beta = 0,75$$

$$S_{Fmin} = 1,4$$

$$Y_{FS1} = 3,7$$

$$Y_{FS2} = 3,75$$

$$\sigma_{Flim} = \sigma_{Flim}^0 = 390 \text{ MPa}$$

Součinitel vlivu záběru profilu

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = 0,59$$

Přípustné napětí v ohybu

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_{Fmin}} = \frac{528}{1,4} = 377 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FP2} = 278,6 \text{ MPa}$$

Únava v ohybu:

$$\sigma_{F1} = \frac{1490,1}{37 \cdot 3,5} \cdot 2,59 \cdot 3,75 \cdot 0,59 \cdot 0,75 = 49,45 \text{ MPa} < \sigma_{FP1}$$

$$\sigma_{F2} = 48,79 \text{ MPa} < \sigma_{FP2}$$

Kontrola na ohyb při jednorázovém působení největšího zatížení

Přípustné napětí v ohybu při největším zatížení

$$\sigma_{FPmax1} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flimb1} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot 528 = 1056 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FPmax2} = 0,8 \cdot \sigma_{FSt} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot \sigma_{Flimb2} = 0,8 \cdot 2,5 \cdot 390 = 780 \text{ MPa}$$

Největší místní ohybové napětí v patě zubu, vzniklé působením síly F_{t1}

Při jednorázovém působením největšího zatížení může dojít k trvalé deformaci nebo ke vzniku počátečních trhlin v oblasti paty zubu, aby tomu tak nebylo, musí platit

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_{F1} \frac{F_{t1} \cdot K_{SA}}{F_t} < \sigma_{FPmax}$$

$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1} \frac{F_{t1} \cdot K_{SA}}{F_t} = \frac{2980 \cdot 2}{1490,1} = 198 \text{ MPa} < 1056 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} \frac{F_{t1} \cdot K_{SA}}{F_t} = 195 < 780 \text{ MPa}$$

Navržené soukolí vyhovuje.

4.3.6 Návrh čelního ozubeného soukolí běžného převodu

Tabulka 3: Parametry čelního soukolí

	Kolo 3	Kolo 4
Materiál	Ocel 15 241 - kalená	Ocel 12 051 - kalená
V_{HV} [-]	600-675	600-675
R_m [MPa]	1 000	640
R_e [MPa]	850	390
σ_{Hlim} [MPa]	1160	1140
σ_{Flim} [MPa]	528	390
z [-]	44	61
k_H	1,6	1,6

$$i_{34} = 1,4$$

Návrh modulu:

Návrh pro dotyk

Poměr šířky zubu ke střednímu modulu

$$\psi_m = 15$$

Přípustné napětí v dotyku $\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim} = 0,8 \cdot 1140 = 912 \text{ MPa}$

Přípustné napětí v ohybu $\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flim} = 0,6 \cdot 390 = 234 \text{ MPa}$

Součinitel vnějších dynamických sil $K_A = 1,5$

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů $K_{H\beta} = 1,2$

Součinitel přídatných zatížení $K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,5 \cdot 1,2 = 1,8$

$$m_n = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k2}}{\psi_m \cdot z_2^2 \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i_{34} + 1}{i_{34}}} = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,8 \cdot 124}{15 \cdot 26^2 \cdot 912^2} \cdot \frac{1,4 + 1}{1,4}} = 2,46 \text{ mm}$$

Návrh pro ohyb

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{k2}}{\psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,8 \cdot 124}{15 \cdot 26 \cdot 234}} = 2,42 \text{ mm}$$

Úhel sklonu zubů

$$\beta = 16^\circ$$

Normálový modul

volím normalizovaný modul $m_e = 3 \text{ mm}$

Tečný modul

$$m_t = \frac{m_e}{\cos(\beta)} = \frac{3}{\cos(16)} = 3,12 \text{ mm}$$

Šířka ozubení

$$b = \psi_m \cdot m_e = 15 \cdot 3 = 45 \text{ mm}$$

Z konstrukčního hlediska volím šířku ozubení **$b = 48 \text{ mm}$**

Výpočet geometrie soukolí

Průměr roztečné kružnice

$$d_3 = z_3 \cdot m_t = 44 \cdot 3,12 = 137,28 \text{ mm}$$

$$d_4 = z_4 \cdot m_t = 61 \cdot 3,12 = 190,32 \text{ mm}$$

Výška hlavy zubu

$$h_a = m_e = 3 \text{ mm}$$

Výška paty zubu

$$h_f = 1,25 \cdot m_e = 1,25 \cdot 3 = 3,75 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice

$$d_{a3} = d_3 + 2 \cdot h_a = 137,28 + 2 \cdot 3 = 143,28 \text{ mm}$$

$$d_{a4} = d_4 + 2 \cdot h_a = 190,32 + 2 \cdot 3 = 196,32 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice

$$d_{f3} = d_3 - 2 \cdot h_f = 137,28 - 2 \cdot 3,75 = 129,78 \text{ mm}$$

$$d_{f4} = d_4 - 2 \cdot h_f = 190,32 - 2 \cdot 3,75 = 182,82 \text{ mm}$$

Výška zubu

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

Úhel záběru zubů

$$\alpha_t = \arctg\left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}\right) = \arctg\left(\frac{\tan 20}{\cos 16}\right) = 20,738$$

Průměr základní kružnice

$$d_{b3} = d_3 \cdot \cos \alpha_t = 137,28 \cdot \cos(20,738) = 128,38 \text{ mm}$$

$$d_{b4} = d_4 \cdot \cos \alpha_t = 190,32 \cdot \cos(20,738) = 177,989 \text{ mm}$$

Osová vzdálenost

$$a = \frac{d_3 + d_4}{2} = \frac{137,28 + 190,32}{2} = 163,8 \text{ mm}$$

Normálová rozteč zubů

$$p_n = m_e \cdot \pi = 3 \cdot \pi = 9,42 \text{ mm}$$

Tečná rozteč zubů

$$p_t = m_t \cdot \pi = 3,12 \cdot \pi = 9,801 \text{ mm}$$

Patní tečná rozteč zubů

$$p_{tb} = p_t \cdot \cos \alpha_t = 9,801 \cdot \cos(20,738) = 9,16 \text{ mm}$$

Součinitel trvání záběru

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{a3}^2 - d_{b3}^2} + \sqrt{d_{a4}^2 - d_{b4}^2} - 2 \cdot a_w \cdot \sin \alpha_t}{2 \cdot p_{tb}}$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{143,28^2 - 128,38^2} + \sqrt{196,32^2 - 177,989^2} - 2 \cdot 165 \cdot \sin 20,738}{2 \cdot 9,16} = 1,59$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \tan \beta}{p_t} = \frac{48 \cdot \tan(16)}{9,801} = 1,41$$

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1,59 + 1,41 = 3,00$$

Silové poměry

Tečná síla

$$F_{t3} = \frac{2 \cdot M_2}{d_3} = \frac{2 \cdot 124}{0,13728} = 1806,5 \text{ N}$$

Normálová síla

$$F_{n3} = \frac{F_t}{\cos(\alpha_n) \cdot \cos(\beta)} = \frac{1806,5}{\cos(20) \cdot \cos(16)} = 1999,9 \text{ N}$$

Radiální síla

$$F_{r3} = \frac{F_t}{\cos(\beta)} \cdot \tan(\alpha_n) = \frac{1806,5}{\cos(16)} \cdot \tan(20) = 684 \text{ N}$$

Axiální síla

$$F_{a3} = F_t \cdot \tan(\beta) = 1806,5 \cdot \tan(16) = 518 \text{ N}$$

Pevnostní kontrola ozubení

Výsledky ostatních kontrol ozubení jsou pouze shrnuty v přehledných tabulkách.

Tabulka 4: Volené koeficienty pro kontrolu ozubeného soukolí

Z_E	190 MPa	$K_{H\beta}$	1,05
Z_H	2,3	$K_{H\alpha} \cdot K_{HV}$	1,2
Z_ϵ	0,83	K_{AS}	2
Z_R	1	Y_β	0,9
K_A	1,5	Y_ϵ	0,62
Y_{FS3}	4,4	Y_{FS4}	3,9

Tabulka 5: Výsledky provedené kontroly ozubení

	Kolo 3	Kolo 4			
K_H	1,89	1,89	σ_{H0}	252,58 MPa	
σ_{HP}	892 MPa	877 MPa	σ_H	347,2 MPa	
$\sigma_H \leq \sigma_{HP}$					
σ_{HPmax}	2 400 MPa		F_t	5419,5 N	
σ_{Hmax}	601,4 MPa		-	-	
$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax}$					
	Kolo 3	Kolo 4		Kolo 3	Kolo 4
σ_{FP}	377 MPa	278,6 MPa	σ_F	64,7 MPa	57,33 MPa
$\sigma_F \leq \sigma_{FP}$					

	Kolo 3	Kolo 4		Kolo 3	Kolo 4
σ_{FST}	1320 MPa	975 MPa	σ_{FPmax}	1056 MPa	780 MPa
σ_{Fmax}	194 MPa	172 MPa	-	-	
$\sigma_{Fmax} \leq \sigma_{FPmax}$					

4.3.7 Návrh čelního ozubení se šikmými zuby (redukce 50%)

Tabulka 6: Parametry čelního soukolí redukovaného převodu

	Kolo 5	Kolo 6
Materiál	Ocel 15 241 - kalená	Ocel 12 051 - kalená
V_{HV} [-]	600-675	600-675
R_m [MPa]	1 000	640
R_e [MPa]	850	390
σ_{Hlim} [MPa]	1160	1140
σ_{Flim} [MPa]	528	390
z [-]	23	65
k_H	1,6	1,6

$$i_{56} = 2,8$$

Návrh modulu:

Návrh pro dotyk

Poměr šířky zubu ke střednímu modulu $\psi_m = 13$

Přípustné napětí v dotyku $\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim} = 0,8 \cdot 1140 = 912 \text{ MPa}$

Přípustné napětí v ohybu $\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flim} = 0,6 \cdot 390 = 234 \text{ MPa}$

Součinitel vnějších dynamických sil $K_A = 1,5$

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů $K_{H\beta} = 1,2$

Součinitel přidavných zatížení $K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,5 \cdot 1,2 = 1,8$

$$m_n = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot M_{k3}}{\psi_m \cdot z_5^2 \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{i_{56} + 1}{i_{56}}} = 690 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,8 \cdot 124}{13 \cdot 23^2 \cdot 912^2} \cdot \frac{2,8 + 1}{2,8}} = 2,59 \text{ mm}$$

Návrh pro ohyb

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{k3}}{\psi_m \cdot z_5 \cdot \sigma_{FP}}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,8 \cdot 124}{13 \cdot 23 \cdot 234}} = 2,64 \text{ mm}$$

Úhel sklonu zubů

$$\beta = 20^\circ$$

Normálový modul

volím normalizovaný modul $m_e = 3,5$ mm

Tečný modul

$$m_t = \frac{m_e}{\cos(\beta)} = \frac{3,5}{\cos(20)} = 3,72 \text{ mm}$$

Šířka ozubení

$$b = \psi_m \cdot m_e = 13 \cdot 3,5 = 45,5 \text{ mm}$$

Z konstrukčního hlediska volím šířku ozubení $b = 48$ mm

Výpočet geometrie soukolí

Průměr roztečné kružnice

$$d_5 = z_5 \cdot m_t = 23 \cdot 3,72 = 85,56 \text{ mm}$$

$$d_6 = z_6 \cdot m_t = 65 \cdot 3,72 = 241,8 \text{ mm}$$

Výška hlavy zubu

$$h_a = m_e = 3,5 \text{ mm}$$

Výška paty zubu

$$h_f = 1,25 \cdot m_e = 1,25 \cdot 3,5 = 4,375 \text{ mm}$$

Průměr hlavové kružnice

$$d_{a5} = d_5 + 2 \cdot h_a = 85,56 + 2 \cdot 3,5 = 92,56 \text{ mm}$$

$$d_{a6} = d_6 + 2 \cdot h_a = 241,8 + 2 \cdot 3,5 = 248,8 \text{ mm}$$

Průměr patní kružnice

$$d_{f5} = d_5 - 2 \cdot h_f = 85,56 - 2 \cdot 4,375 = 76,81 \text{ mm}$$

$$d_{f6} = d_6 - 2 \cdot h_f = 241,8 - 2 \cdot 4,375 = 233,05 \text{ mm}$$

Výška zubu

$$h = h_a + h_f = 3,5 + 4,375 = 7,875 \text{ mm}$$

Úhel záběru zubů

$$\alpha_t = \arctg\left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}\right) = \arctg\left(\frac{\tan 20}{\cos 20}\right) = 21,17$$

Průměr základní kružnice

$$d_{b5} = d_5 \cdot \cos \alpha_t = 85,56 \cdot \cos(21,17) = 79,78 \text{ mm}$$

$$d_{b6} = d_6 \cdot \cos \alpha_t = 241,8 \cdot \cos(21,17) = 225,48 \text{ mm}$$

Osová vzdálenost

$$a = \frac{d_5 + d_6}{2} = \frac{85,56 + 241,8}{2} = 163,68 \text{ mm}$$

Normálová rozteč zubů

$$p_n = m_e \cdot \pi = 3,5 \cdot \pi = 10,99 \text{ mm}$$

Tečná rozteč zubů

$$p_t = m_t \cdot \pi = 3,72 \cdot \pi = 11,68 \text{ mm}$$

Patní tečná rozteč zubů

$$p_{tb} = p_t \cdot \cos \alpha_t = 11,68 \cdot \cos(21,17) = 10,89 \text{ mm}$$

Součinitel trvání záběru

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{a5}^2 - d_{b5}^2} + \sqrt{d_{a6}^2 - d_{b6}^2} - 2 \cdot a_w \cdot \sin \alpha_t}{2 \cdot p_{tb}}$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{92,56^2 - 79,78^2} + \sqrt{248,88^2 - 225,48^2} - 2 \cdot 165 \cdot \sin 21,17}{2 \cdot 10,89} = 1,502$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \tan \beta}{p_t} = \frac{48 \cdot \tan(20)}{11,68} = 1,498$$

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1,51 + 1,49 = 3,00$$

Silové poměry

Tečná síla

$$F_t = \frac{2 \cdot M_5}{d_5} = \frac{2 \cdot 124}{0,08556} = 2898,5 \text{ N}$$

Normálová síla

$$F_n = \frac{F_t}{\cos(\alpha_n) \cdot \cos(\beta)} = \frac{2898,5}{\cos(20) \cdot \cos(20)} = 3282,5 \text{ N}$$

Radiální síla

$$F_r = \frac{F_t}{\cos(\beta)} \cdot \tan(\alpha_n) = \frac{2898,5}{\cos(20)} \cdot \tan(20) = 1122,7 \text{ N}$$

Axiální síla

$$F_a = F_t \cdot \tan(\beta) = 2898,5 \cdot \tan(20) = 1055 \text{ N}$$

Pevnostní kontrola ozubení

Tabulka 7: Volené koeficienty pro kontrolu ozubeného soukolí

Z_E	190 MPa	$K_{H\beta}$	1,07
Z_H	2,3	$K_{H\alpha} \cdot K_{HV}$	1,2
Z_ϵ	0,87	$K_{A\Delta S}$	3
Z_R	1	Y_β	0,9
K_A	1,5	Y_ϵ	0,66
Y_{FS5}	4,4	Y_{FS6}	3,9

Tabulka 8: Výsledky provedené kontroly ozubení

	Kolo 5	Kolo 6			
K_H	1,92	1,92	σ_{H0}	377,9 MPa	
σ_{HP}	892 MPa	877 MPa	σ_H	524 MPa	
$\sigma_H \leq \sigma_{HP}$					
σ_{HPmax}	2 400 MPa		F_t	8695,5 N	
σ_{Hmax}	907,6 MPa		-	-	
$\sigma_{Hmax} \leq \sigma_{HPmax}$					
	Kolo 5	Kolo 6		Kolo 5	Kolo 6
σ_{FP}	377 MPa	278,6 MPa	σ_F	96,34 MPa	85,39 MPa
$\sigma_F \leq \sigma_{FP}$					
	Kolo 5	Kolo 6		Kolo 5	Kolo 6
σ_{FST}	1320 MPa	975 MPa	σ_{FPmax}	1056 MPa	780 MPa
σ_{Fmax}	289 MPa	256 MPa	-	-	-
$\sigma_{Fmax} \leq \sigma_{FPmax}$					

4.3.8 Návrh třecí spojky

Při návrhu převodovky bylo potřeba vymyslet, jakým způsobem bude spojená hřídel vystupující z elektromotoru s hřídelí z převodovky. Pro svojí konstrukční jednoduchost a spolehlivost byla vybrána kotoučová třecí spojka, jelikož je zajištěna souosost obou hřídelí. Tato spojka patří do skupiny pevných spojek s třecí vazbou, která je vytvořena dvěma kotouči pomocí šroubových spojů.[2]

Materiál: 11 600

$$n_1 = 2880 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

$k = 3,1$ voleno z tabulek

$\tau_{DK} = 70\text{MPa}$

$M_{k\text{ vstup}} = 49,74\text{ N} \cdot \text{m}$

Výpočet točivého momentu spojky

$M_v = k \cdot M_k = 3,1 \cdot 49,74 = 154,2\text{ N} \cdot \text{m}$

Výpočet průměru hřídele z krouticího momentu

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \leq \tau_D \Rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_D}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 49740}{\pi \cdot 70}} \Rightarrow d \geq 15,353\text{ mm}$$

Průměr díry pro hřídel volím 25 mm.

Ze strojnických tabulek volím, podle průměru hřídele, rozměry spojky.

$D_{\text{spojky}} = 100\text{ mm}$

$l_{\text{spojky}} = 50\text{ mm}$

$L_{\text{uložení}} = 104\text{ mm}$

Počet a velikost šroubů volím: 4xM8

4.3.9 Návrh drážkování

Evolventní drážkování na synchronizační spojce přenáší moment ze spojky na ozubené kolo. Drážkování bylo zvoleno dle průměru jádra a následně bylo zkontrolováno na tlak ve stykové ploše.

Evolventní drážkování na synchronizační spojce

Drážkování bylo zvoleno dle průměru jádra $d = 70\text{ mm}$.

Dle strojnických tabulek bylo vybráno drážkování 70 mm – 2,5 mm × 9g

Mat.: 11 600, $\tau_{DK} = 70$ Mpa, $p_D = 150$ MPa

Výpočet hlavového průměru hřídele a náboje:

$$D_{a1} = D - 0,2 \cdot m = 70 - 0,2 \cdot 2 = 69.6 \text{ mm}$$

$$D_{a2} = D - 2 \cdot m = 70 - 2 \cdot 2 = 66 \text{ mm}$$

Výpočet středního průměru

$$D_s = \frac{D_{a1} + D_{a2}}{2} = \frac{69.6 + 66}{2} = 67.8 \text{ mm}$$

Výpočet síly na jeden zub:

$$F_1 = \frac{2 \cdot M_k}{0.5 \cdot z \cdot D_s} = \frac{2 \cdot 348000}{0.5 \cdot 34 \cdot 67.8} = 604 \text{ N}$$

Kontrola tlaku na boku zubů:

$$p_1 = \frac{2 \cdot F_1}{(D_{a1} - D_{a2}) \cdot l} = \frac{2 \cdot 604}{3.6 \cdot 5} = 67 \leq 150 \text{ MPa}$$

drážkování vyhovuje!

Drážkové spojení rovnoboké na předlohovém hřídeli

Rovnoboké drážkování na předlohové hřídeli slouží k přenosu krouticího momentu z hřídele na spojku.

Drážkování bylo zvoleno dle průměru hřídele $d = 40$ mm.

Ze strojnických tabulek bylo vybráno drážkování $8 \times 36 \times 40$

Materiál: 11 600, $\tau_{DK} = 70$ MPa, $p_D = 150$ MPa

Výpočet středního průměru profilu drážkování hřídele

$$D_s = \frac{D + d}{2} = \frac{40 + 36}{2} = 38 \text{ mm}$$

Výpočet obvodové síly na středním průměru drážkování

$$F_s = \frac{2 \cdot M_k}{D_s} = \frac{2 \cdot 174000}{38} = 9158 \text{ N}$$

Výpočet účinné plochy boků drážek délky 1 mm

$$f' = \frac{3}{4} \cdot z \cdot \left(\frac{D-d}{2} - 2 \cdot f \right) \cdot 1 = \frac{3}{4} \cdot 8 \cdot (2 - 2 \cdot 0,4) \cdot 1 = 7,2 \text{ mm}$$

Pevnostní kontrola

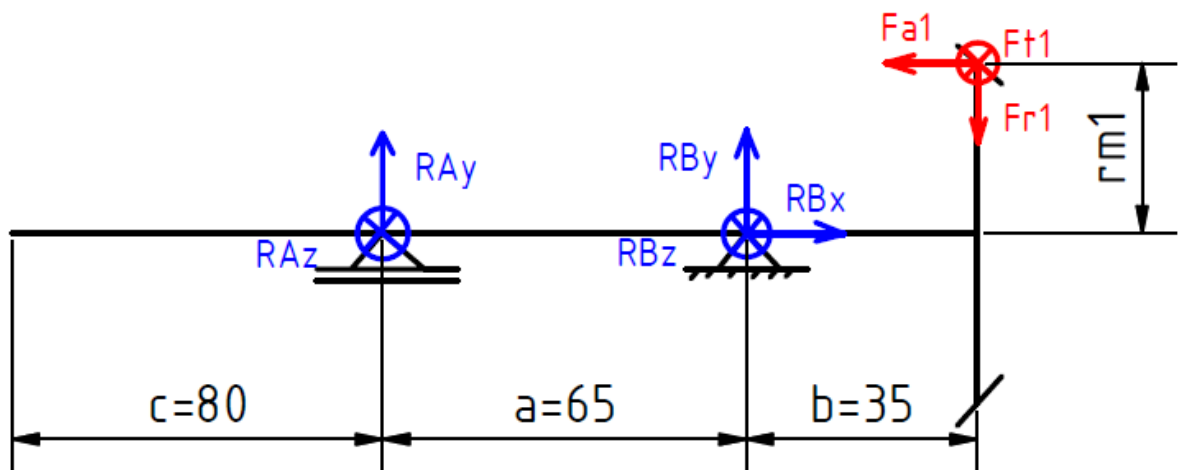
$$p_D \geq \frac{F_s}{f' \cdot 1} = \frac{9158}{7,2 \cdot 20} \Rightarrow 150 > 64 \text{ MPa}$$

drážkování vyhovuje!

4.3.10 Návrh hřídelů

Při návrhu hřídelí se musí nejdříve sestavit rovnice rovnováhy, ze kterých se zjistí reakce v uloženích. Následně se vypočte celkový ohybový moment, který je potřeba pro zjištění minimálního průměru hřídele. Nakonec bude provedena pevnostní kontrola.

Vstupní hřídel



Obrázek 13 - Rozložení sil na vstupní hřídeli

$$F_{t1} = 1490,1 \text{ N}$$

$$F_{r1} = 302,1 \text{ N}$$

$$F_{a1} = 704,9 \text{ N}$$

$$r_{m1} = 33,38 \text{ mm}$$

$$a = 65 \text{ mm}$$

$$b = 35 \text{ mm}$$

$$c = 80 \text{ mm}$$

Výpočet reakcí

$$R_{Bx} - F_{a1} = 0$$

$$R_{Ay} + R_{By} - F_{r1} = 0$$

$$R_{Az} + R_{Bz} + F_{t1} = 0$$

$$R_{Az} \cdot a - F_{t1} \cdot b = 0$$

$$R_{By} \cdot a - F_{r1} \cdot (a + b) + F_{a1} \cdot r_{m1} = 0$$

$$R_{Bx} = F_{a1} = 704,9 \text{ N}$$

$$R_{Az} = \frac{F_{t1} \cdot b}{a} = \frac{1490,1 \cdot 35}{65} = 802,4 \text{ N}$$

$$R_{By} = \frac{-F_{a1} \cdot r_{m1} + F_{r1} \cdot (a + b)}{a} = \frac{-704,9 \cdot 33,38 + 302,1 \cdot (65 + 35)}{65} = 102,8 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = F_{r1} - R_{By} = 302,1 - 102,8 = 199,3 \text{ N}$$

$$R_{Bz} = -F_{t1} - R_{Az} = -1490,1 - 802,4 = -2292,5 \text{ N}$$

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{199,3^2 + 802,4^2} = 826,8 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{102,8^2 + 2292,5^2} = 2294,8 \text{ N}$$

Výpočet momentů

Moment kolem osy z

$$M_{1(0)} = 0$$

$$M_{1(a)} = R_{Ay} \cdot a = 199,3 \cdot 65 = 12,95 \text{ Nm}$$

$$M_{1(a+b)} = R_{Ay} \cdot (a + b) + R_{By} \cdot b = 199,3 \cdot (65 + 35) + 102,8 \cdot 35 = 23,52 \text{ Nm}$$

Moment kolem osy y

$$M_{1(0)} = 0$$

$$M_{1(a)} = R_{Az} \cdot a = 802,4 \cdot 65 = 52,15 \text{ Nm}$$

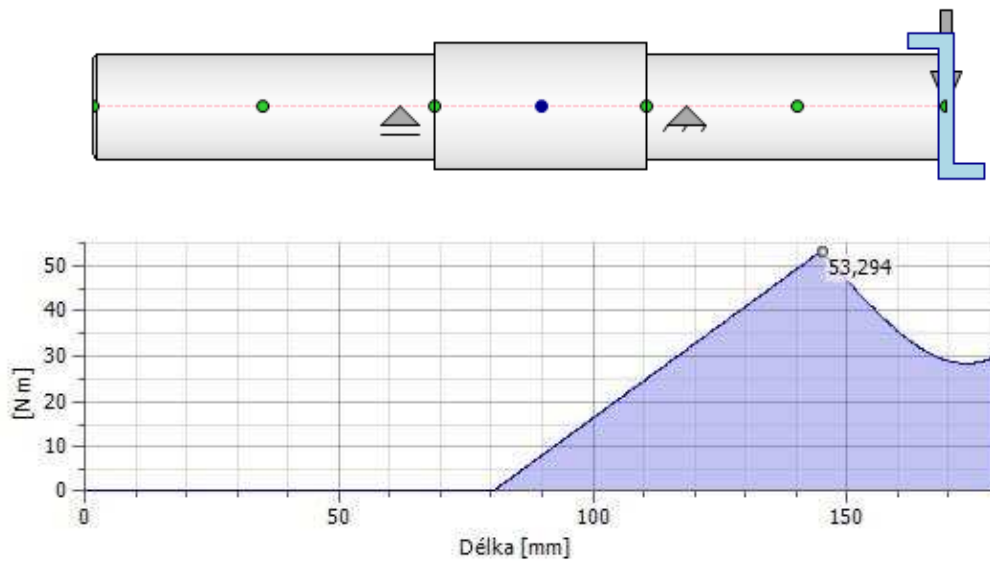
$$M_{1(a+b)} = R_{Az} \cdot (a + b) + R_{Bz} \cdot b = 802,4 \cdot (65 + 35) - 2292,5 \cdot 35 = 0,0025 \text{ Nm}$$

$$M_{(0)} = 0$$

$$M_{(a)} = \sqrt{M_{1(a)}^2 + M_{1(a)}^2} = \sqrt{12,95^2 + 52,15^2} = 53,73 \text{ Nm}$$

$$M_{(a+b)} = \sqrt{M_{1(a+b)}^2 + M_{1(a+b)}^2} = \sqrt{23,52^2 + 0,0025^2} = 23,52 \text{ Nm}$$

Celkový ohybový moment



Obrázek 14 - Graf ohybového momentu na vstupní hřídeli

$$M_{o\max} = 53,29 \text{ Nm}$$

Návrh rozměru vstupní hřídele

Při návrhu minimálního rozměru hřídele použijeme výpočet pro redukovaný ohybový moment, kde musíme zohlednit hodnotu Bachova opravného součinitele. Jelikož je naše zařízení poháněno elektromotorem, což znamená, že bude krouticí moment téměř konstantní a napětí od něj bude statické, lze zvolit hodnotu toho součinitele $\alpha_B = 0,6$. [3]

Materiál: 11 600

$$\sigma_{Do} = 125 \text{ MPa}$$

$$T_{Dk} = 135 \text{ MPa}$$

$$M_{k1} = 49,740 \text{ Nm}$$

$$M_{o\max} = 53,290 \text{ Nmm}$$

$$M_{oRED} = \sqrt{M_o^2 + 0,75 \cdot (\alpha_B \cdot M_k)^2} = \sqrt{53,29^2 + 0,75 \cdot (0,6 \cdot 49,740)^2} = 58,8 \text{ Nm}$$

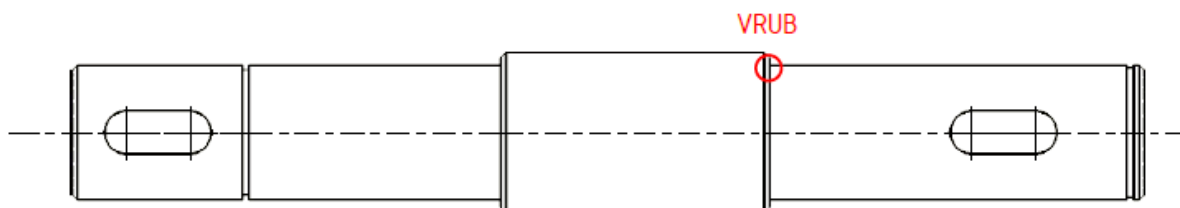
$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{oRED}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 58800}{\pi \cdot 125}} = 16,9 \text{ mm}$$

Průměr hřídele volím **d = 25 mm**

Určení napětí hřídele

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 53290}{\pi \cdot 25^3} = 35 \text{ MPa}$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 49740}{\pi \cdot 25^3} = 16,21 \text{ MPa}$$



Obrázek 15 - Vrub na vstupní hřídeli

Vrubová kontrola

Změny průřezů vynucené konstrukčními požadavky jako jsou osazení, drážky, zápichy, apod., se nazývají konstrukční vruby. Tyto vruby způsobují lokální poruchu napjatosti v daném průřezu součásti. Při této kontrole se musí určit koeficienty, které definují daný typ vrubu. Následně se vypočte vrubový součinitel.[14]

Koeficienty odečtené z diagramů:

$$r = 0,5; \eta = 0,9; \alpha = 3; q = 0,6; v = 1,1$$

Vrubový součinitel

$$\beta = 1 + q \cdot (\alpha - 1) = 1 + 0,6 \cdot (3 - 1) = 2,2$$

Mez únavy v ohybu

$$\sigma_{Co}^* = \frac{0,43 \cdot R_m \cdot v \cdot \eta}{\beta} = \frac{0,43 \cdot 600 \cdot 1,1 \cdot 0,9}{2,2} = 116,1 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v ohybu

$$k_o = \frac{\sigma_{Co}^*}{\sigma_o} = \frac{116,1}{35} = 3,31$$

Kontrola hřídele na statický krut

$$\tau_{kl} = \frac{R_e}{\sqrt{3}} = \frac{300}{\sqrt{3}} = 173$$

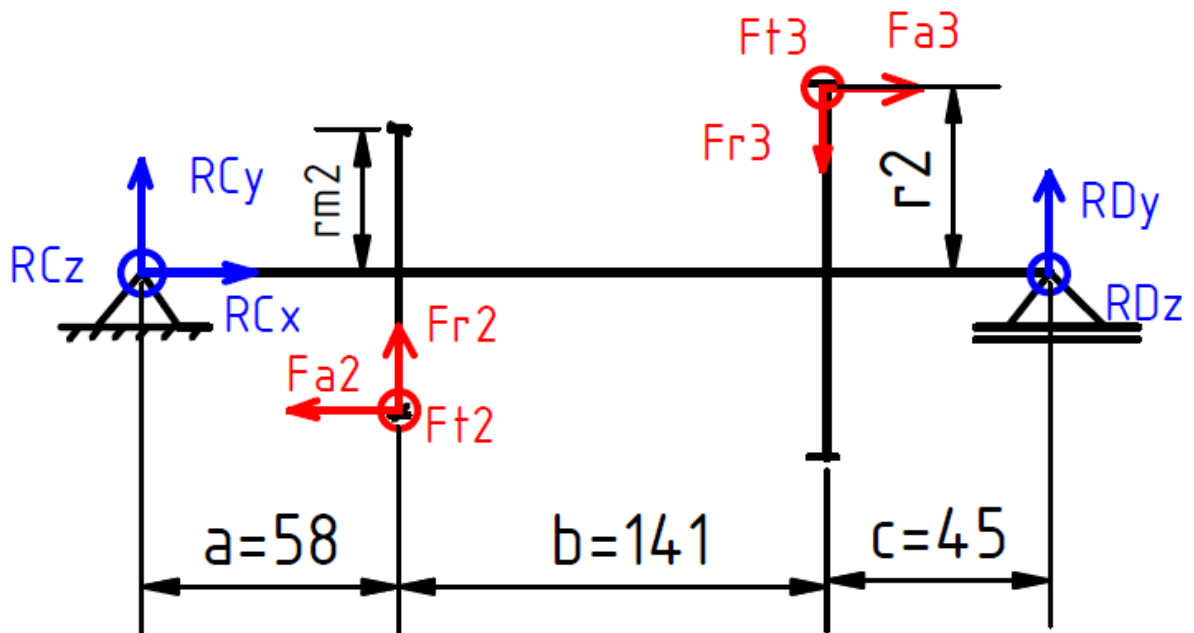
Bezpečnost v krutu

$$k_k = \frac{\tau_{kl}}{\tau_k} = \frac{173}{16,21} = 10,67$$

Provedení bezpečnostní kontroly

$$k = \sqrt{\frac{k_0^2 \cdot k_k^2}{k_0^2 + k_k^2}} = \sqrt{\frac{3,31^2 \cdot 10,67^2}{3,31^2 + 10,67^2}} = 3,16$$

Předlohová hřídel – 1. rychlost



Obrázek 16 - Rozložení sil na předlohové hřídeli - 1. rychlost

$$F_{t3} = 1490,1 \text{ N}$$

$$F_{a3} = 302,1 \text{ N}$$

$$F_{r3} = 704,9 \text{ N}$$

$$F_{t2} = 1806,5 \text{ N}$$

$$F_{r2} = 684 \text{ N}$$

$$F_{a2} = 518 \text{ N}$$

$$r_{m2} = 82,575 \text{ mm}$$

$$r_2 = 68,64 \text{ mm}$$

$$a = 58 \text{ mm}$$

$$b = 141 \text{ mm}$$

$$c = 45 \text{ mm}$$

Výpočet reakcí

$$R_{Cx} - F_{a2} + F_{a3} = 0$$

$$R_{Cy} + F_{r2} - F_{r3} + R_{Dy} = 0$$

$$R_{Cz} + F_{t2} + F_{t3} + R_{Dz} = 0$$

$$F_{t2} \cdot a + R_{Dz} \cdot (a + b + c) + F_{t3} \cdot (a + b) = 0$$

$$F_{r2} \cdot a - F_{a2} \cdot r_{m2} + R_{Dy} \cdot (a + b + c) - F_{r3} \cdot (a + b) + F_{a3} \cdot r_2 = 0$$

$$R_{Cx} = 564,7 \text{ N}$$

$$R_{Dz} = -1644,7 \text{ N}$$

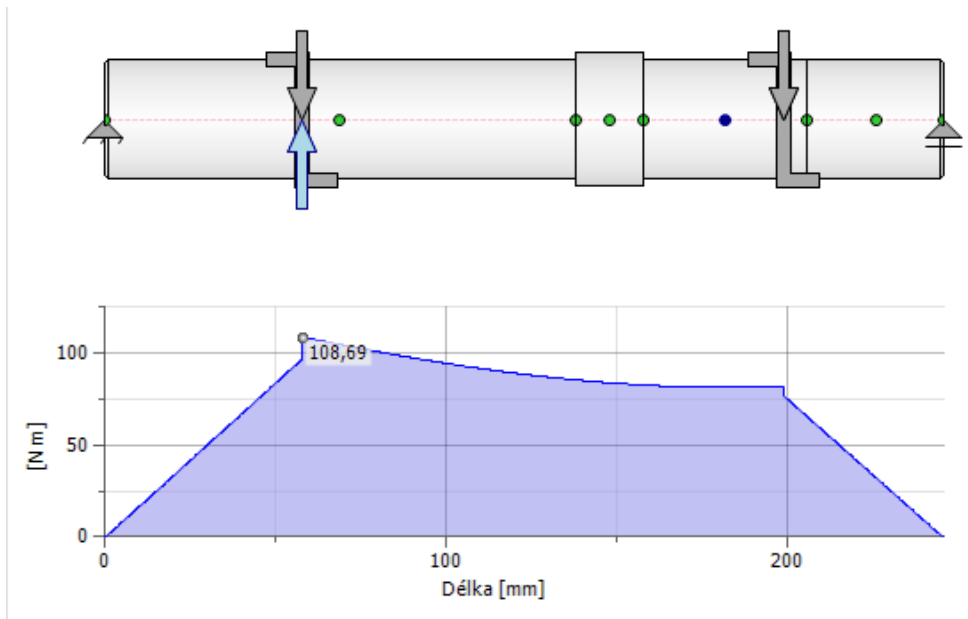
$$R_{Cz} = -1651,9 \text{ N}$$

$$R_{Dy} = 502,6 \text{ N}$$

$$R_{Cy} = -481,7 \text{ N}$$

$$R_C = \sqrt{R_{Cy}^2 + R_{Cz}^2} = \sqrt{481,7^2 + 1654,9^2} = 1723,6 \text{ N}$$

$$R_D = \sqrt{R_{Dy}^2 + R_{Dz}^2} = \sqrt{502,6^2 + 1644,7^2} = 1719,78 \text{ N}$$

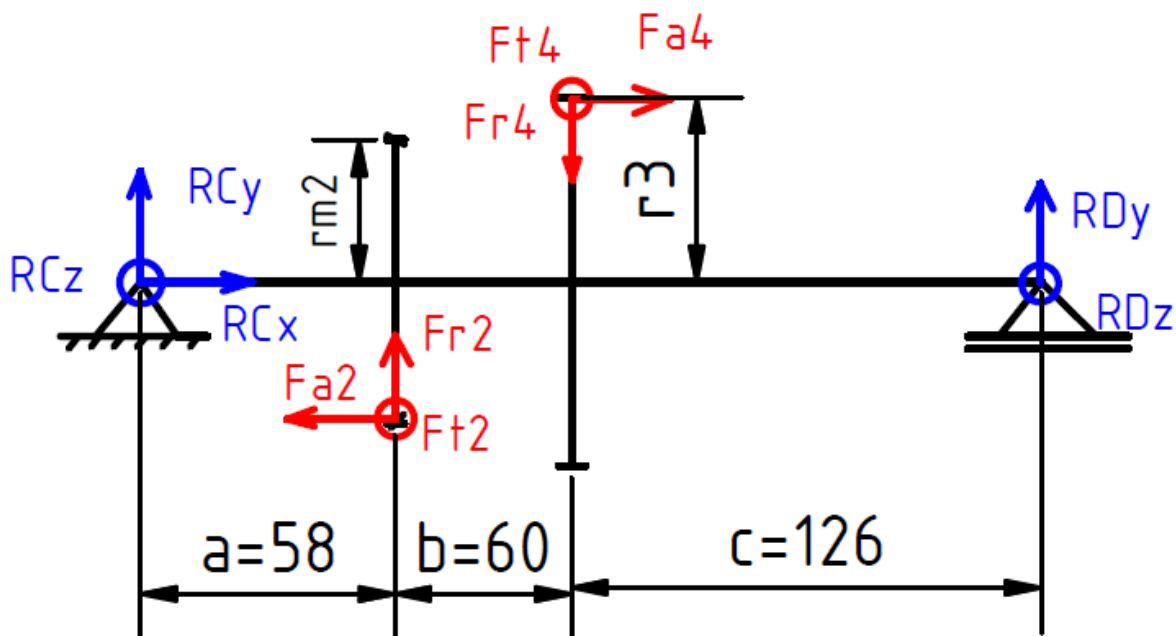


Obrázek 17 – Graf ohybového momentu na předlohové hřídeli – 1. rychlost

Maximální ohybový moment

$$M_{\text{omax}} = 108,69 \text{ Nm}$$

Předlohová hřídel – 2. rychlost



Obrázek 18 - Rozložení sil na předlohové hřídeli - 2. rychlost

$$F_{t2} = 1490,1 \text{ N}$$

$$F_{a2} = 302,1 \text{ N}$$

$$F_{r2} = 704,9 \text{ N}$$

$$F_{t4} = 2898,5 \text{ N}$$

$$F_{r4} = 1122,7 \text{ N}$$

$$F_{a4} = 1055 \text{ N}$$

$$r_{m2} = 82,575 \text{ mm}$$

$$r_3 = 42,78 \text{ mm}$$

$$a = 58 \text{ mm}$$

$$b = 60 \text{ mm}$$

$$c = 126 \text{ mm}$$

Výpočet reakcí

$$R_{Cx} - F_{a2} + F_{a4} = 0$$

$$R_{Cy} + F_{r2} - F_{r4} + R_{Dy} = 0$$

$$R_{Cz} + F_{t4} + F_{t3} + R_{Dz} = 0$$

$$F_{t4} \cdot (a + b) + R_{Dz} \cdot (a + b + c) + F_{t2} \cdot a = 0$$

$$F_{r4} \cdot (a + b) + F_{a4} \cdot r_3 - R_{Dy} \cdot (a + b + c) - F_{r2} \cdot a + F_{a2} \cdot r_{m2} = 0$$

$$R_{Cx} = 752,9 \text{ N}$$

$$R_{Dz} = -1755,7 \text{ N}$$

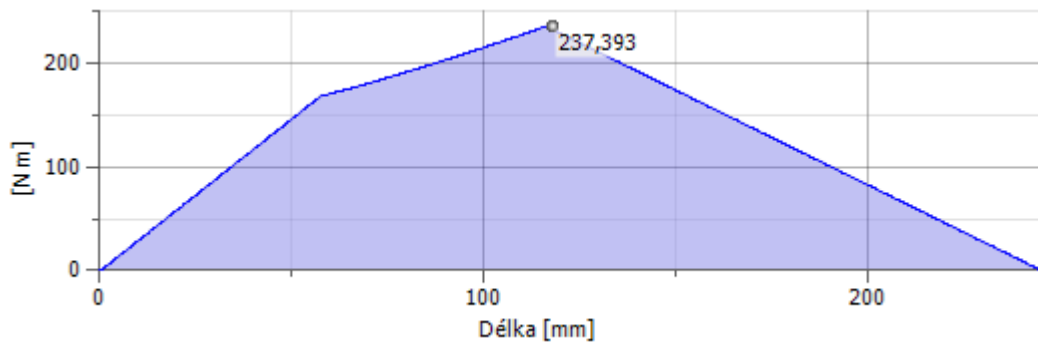
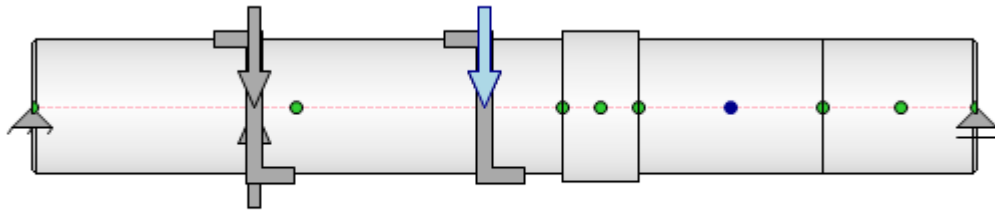
$$R_{Cz} = -2632,9 \text{ N}$$

$$R_{Dy} = 662,6 \text{ N}$$

$$R_{Cy} = -244,8 \text{ N}$$

$$R_C = \sqrt{R_{Cy}^2 + R_{Cz}^2} = \sqrt{244,8^2 + 2632,9^2} = 2644,3 \text{ N}$$

$$R_D = \sqrt{R_{Dy}^2 + R_{Dz}^2} = \sqrt{662,6^2 + 1755,7^2} = 1876,6 \text{ N}$$



Obrázek 19 -Graf ohybového momentu na předlohové hřídeli - 2. rychlost

Maximální ohybový moment

$$M_{\text{omax}} = 237,393 \text{ Nm}$$

Návrh rozměru předlohové hřídele

Materiál: 11 600

$$\sigma_{\text{Do}} = 125 \text{ MPa}$$

$$T_{\text{Dk}} = 135 \text{ MPa}$$

$$M_{\text{k1}} = 124 \text{ Nm}$$

$$M_{\text{omax}} = 237,393 \text{ Nmm}$$

$$M_{\text{oRED}} = \sqrt{M_0^2 + 0,75 \cdot (\alpha_B \cdot M_k)^2} = \sqrt{234,393^2 + 0,75 \cdot (0,6 \cdot 124)^2} = 243 \text{ Nm}$$

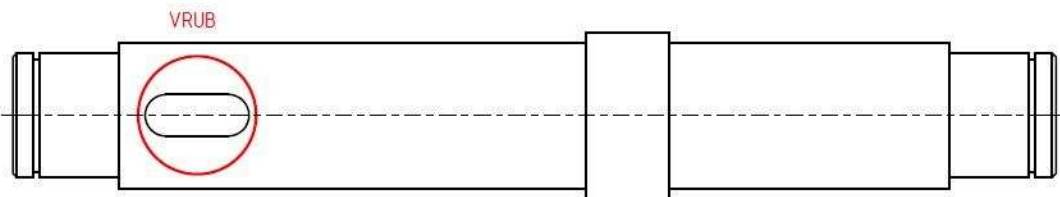
$$d_{\text{min}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{\text{oRED}}}{\pi \cdot \sigma_{\text{Do}}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 243000}{\pi \cdot 125}} = 27 \text{ mm}$$

Průměr hřídele volím **d = 30 mm**

Určení napětí hřídele

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 237393}{\pi \cdot 30^3} = 89,5 \text{ MPa}$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 124000}{\pi \cdot 30^3} = 23,4 \text{ MPa}$$



Obrázek 20 - Vrub na předlohové hřídeli

Vrubová kontrola

Koeficienty odečtené z diagramů:

$$r = 0,3; \eta = 0,9; \alpha = 2,1; q = 0,3; v = 1,08$$

Vrubový součinitel

$$\beta = 1 + q \cdot (\alpha - 1) = 1 + 0,3 \cdot (2,1 - 1) = 1,33$$

Mez únavy v ohybu

$$\sigma_{Co}^* = \frac{0,43 \cdot R_m \cdot v \cdot \eta}{\beta} = \frac{0,43 \cdot 600 \cdot 1,08 \cdot 0,9}{1,33} = 188,6 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v ohybu

$$k_o = \frac{\sigma_{Co}^*}{\sigma_o} = \frac{188,6}{89,5} = 2,1$$

Kontrola hřídele na statický krut

$$\tau_{kl} = \frac{R_e}{\sqrt{3}} = \frac{300}{\sqrt{3}} = 173$$

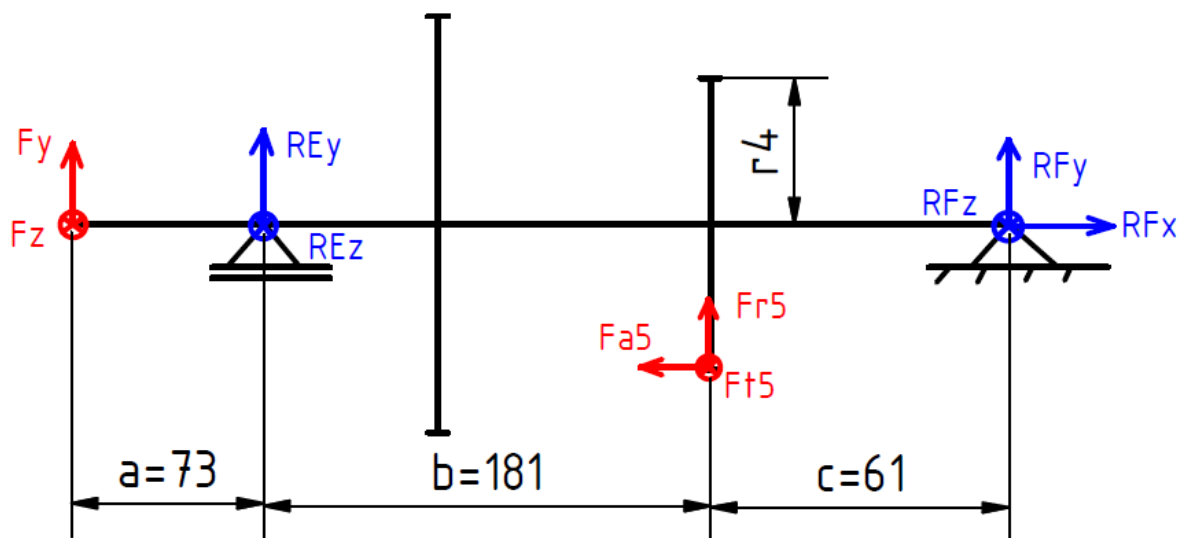
Bezpečnost v krutu

$$k_k = \frac{\tau_{kl}}{\tau_k} = \frac{173}{23,4} = 7,4$$

Provedení bezpečnostní kontroly

$$k = \sqrt{\frac{k_0^2 \cdot k_k^2}{k_0^2 + k_k^2}} = \sqrt{\frac{2,1^2 \cdot 7,4^2}{2,1^2 + 7,4^2}} = 2,02$$

Výstupní hřídel – 1. rychlost



Obrázek 21 - Rozložení sil na výstupní hřídeli - 1. rychlost

$$F_{t5} = 1805 \text{ N}$$

$$F_{r5} = 684 \text{ N}$$

$$F_{a5} = 518 \text{ N}$$

$$F_y = -3731 \text{ N}$$

$$F_z = 0 \text{ N}$$

$$r_4 = 95,16 \text{ mm}$$

$$a = 73 \text{ mm}$$

$$b = 181 \text{ mm}$$

$$c = 61 \text{ mm}$$

Výpočet reakcí

$$R_{Fx} - F_{a5} = 0 \rightarrow R_{Ex} = F_{a5} = 518 \text{ N}$$

$$F_y + R_{Ey} + F_{r5} + R_{Fy} = 0 \rightarrow R_{Fy} = 1 \text{ N}$$

$$R_{Ez} + F_{t5} + R_{Fz} + F_z = 0 \rightarrow R_{Ez} = -2960 \text{ N}$$

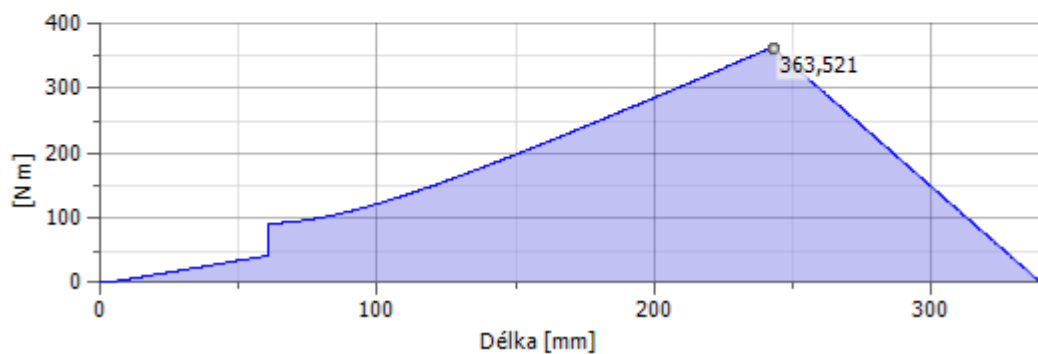
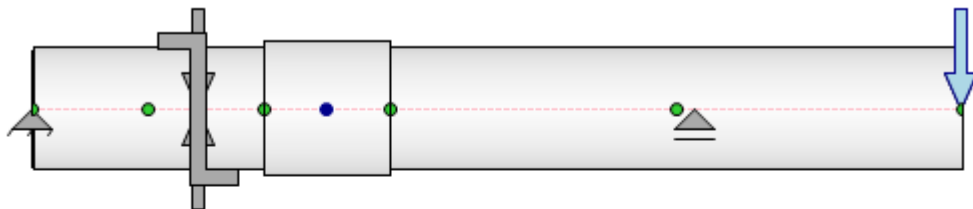
$$R_{Fz} \cdot (b + c) + F_{t5} \cdot b + F_z \cdot a = 0 \rightarrow R_{Fz} = -2432 \text{ N}$$

$$F_y \cdot (a + b + c) + R_{Ey} \cdot (b + c) + F_{a5} \cdot r_4 + F_{r5} \cdot c = 0 \rightarrow R_{Ey}$$

$$R_{Ey} = -1710 \text{ N}$$

$$R_E = \sqrt{R_{Ey}^2 + R_{Ez}^2} = \sqrt{1710^2 + 2960^2} = 5588 \text{ N}$$

$$R_F = \sqrt{R_{Fy}^2 + R_{Fz}^2} = \sqrt{1^2 + 2432^2} = 713 \text{ N}$$

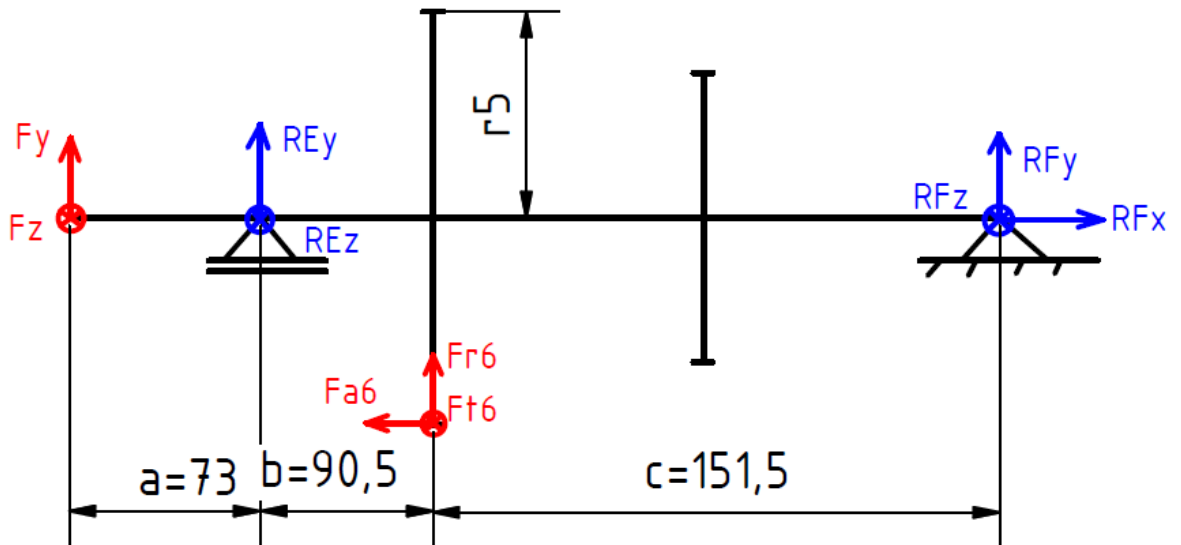


Obrázek 22 - Graf ohybového momentu na výstupní hřídeli - 1. rychlost

Maximální ohybový moment

$$M_{omax} = 363,5 \text{ Nm}$$

Výstupní hřídel – 2. rychlost



Obrázek 23 - Rozložení sil na výstupní hřídeli - 2. rychlost

$$F_{t6} = 2898,5 \text{ N}$$

$$F_{r6} = 1122,7 \text{ N}$$

$$F_{a6} = 1055 \text{ N}$$

$$F_y = -3731 \text{ N}$$

$$F_z = 0 \text{ N}$$

$$r_5 = 120,9 \text{ mm}$$

$$a = 73 \text{ mm}$$

$$b = 90,5 \text{ mm}$$

$$c = 151,5 \text{ mm}$$

Výpočet reakcí

$$R_{Fx} - F_{a6} = 0 \rightarrow R_{Fx} = F_{a6} = 1055 \text{ N}$$

$$-F_y + R_{Ey} + F_{r6} + R_{Fy} = 0 \rightarrow R_{Fy} = -2267,44 \text{ N}$$

$$R_{Ez} - F_{t6} + R_{Fz} = 0 \rightarrow R_{Ez} = 1712,8 \text{ N}$$

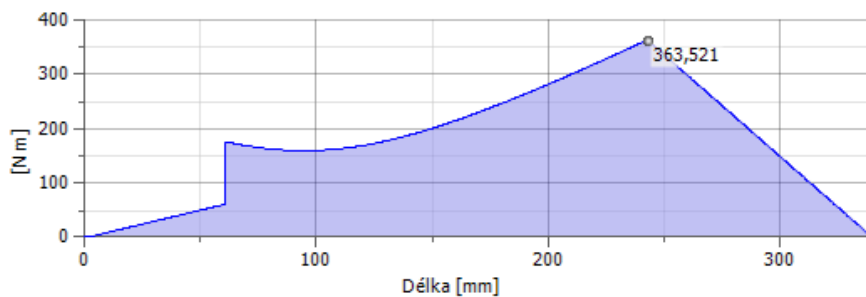
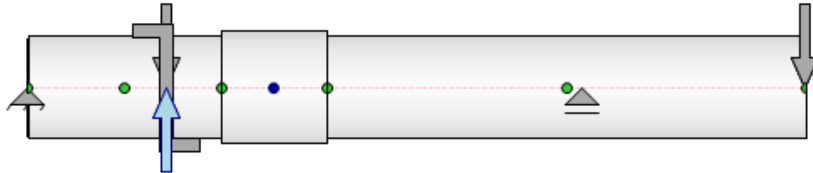
$$R_{Fz} \cdot (b + c) - F_{t6} \cdot m = 0 \rightarrow R_{Fz} = 1185,7 \text{ N}$$

$$-F_y \cdot (a + b + c) + R_{Ey} \cdot (b + c) + F_{r6} \cdot b - F_{a6} \cdot r_5 = 0 \rightarrow R_{Ey}$$

$$\rightarrow R_{Ey} = 4364 \text{ N}$$

$$R_E = \sqrt{R_{Ey}^2 + R_{Ez}^2} = \sqrt{4364^2 + 1712,8^2} = 5793 \text{ N}$$

$$R_F = \sqrt{R_{Fy}^2 + R_{Fz}^2} = \sqrt{2267,44^2 + 1185,7^2} = 1020 \text{ N}$$



Obrázek 24 - Graf ohybového momentu na výstupní hřídeli - 2. rychlost

Maximální ohybový moment

$$M_{\text{omax}} = 363,5 \text{ Nm}$$

Návrh rozměru výstupní hřídele

Materiál: 11 600

$$\sigma_{D0} = 125 \text{ MPa}$$

$$T_{Dk} = 135 \text{ MPa}$$

$$M_{k1} = 348 \text{ Nm}$$

$$M_{\text{omax}} = 363,521 \text{ Nm}$$

$$M_{\text{ORED}} = \sqrt{M_o^2 + 0,75 \cdot (\alpha_B \cdot M_k)^2} = \sqrt{363,521^2 + 0,75 \cdot (0,6 \cdot 348)^2} = 406 \text{ Nm}$$

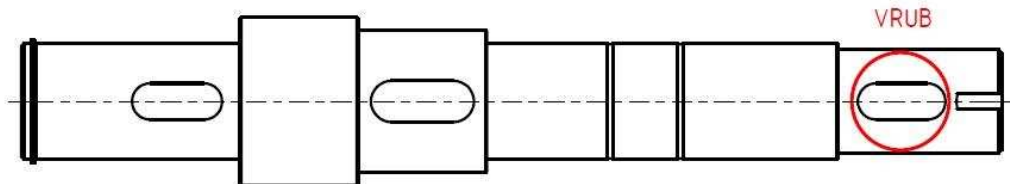
$$d_{\text{min}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{\text{ORED}}}{\pi \cdot \sigma_{D0}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 406000}{\pi \cdot 125}} = 32 \text{ mm}$$

Průměr hřídele volím **d = 40 mm**

Určení napětí hřídele

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 363521}{\pi \cdot 40^3} = 57,8 \text{ MPa}$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 348000}{\pi \cdot 40^3} = 27,7 \text{ MPa}$$



Obrázek 25 - Vruba na výstupní hřídeli

Vrubová kontrola

Koeficienty odečtené z diagramů

$$r = 0,3; \eta = 0,9; \alpha = 2,1; q = 0,3; \nu = 1,08$$

Vrubový součinitel

$$\beta = 1 + q \cdot (\alpha - 1) = 1 + 0,3 \cdot (2,1 - 1) = 1,33$$

Mez únavy v ohybu

$$\sigma_{Co}^* = \frac{0,43 \cdot R_m \cdot \nu \cdot \eta}{\beta} = \frac{0,43 \cdot 600 \cdot 1,08 \cdot 0,9}{1,33} = 188,6 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v ohybu

$$k_o = \frac{\sigma_{Co}^*}{\sigma_o} = \frac{188,6}{57,8} = 3,26$$

Kontrola hřídele na statický krut

$$\tau_{kl} = \frac{R_e}{\sqrt{3}} = \frac{300}{\sqrt{3}} = 173$$

Bezpečnost v krutu

$$k_k = \frac{\tau_{kl}}{\tau_k} = \frac{173}{27,7} = 6,24$$

Provedení bezpečnostní kontroly

$$k = \sqrt{\frac{k_0^2 \cdot k_k^2}{k_0^2 + k_k^2}} = \sqrt{\frac{3,26^2 \cdot 6,24^2}{3,26^2 + 6,24^2}} = 2,9$$

4.3.11 Návrh ložisek

Při návrhu ložisek je vhodné si uvědomit, jakým způsobem se budou měnit otáčky na hřídelích. Jelikož má stroj dva rychlostní stupně, otáčky nebudou konstantní. To znamená, že se během provozu bude měnit ekvivalentní dynamické zatížení ložisek. Je tedy nutno vypočítat střední hodnotu zatížení. Tento výpočet se týká pouze ložisek na předlohové a výstupní hřídeli.

Návrh ložisek na vstupním hřídeli

Vstupní hodnoty:

$$n_1 = 2880 [\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}], d_1 = 25 [\text{mm}], R_A = 826,8 [\text{N}], R_B = 2294,8 [\text{N}],$$

$$F_A = 704,9 [\text{N}], L_h = 8000 [\text{h}]$$

Volba ložiska (C = 22 500, C₀ = 11 600)

Bod A:

$$R_A = P = 826,8 \text{ N}$$

$$L_h = L \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \Rightarrow L = \frac{L_h \cdot n \cdot 60}{10^6} = \frac{8000 \cdot 2880 \cdot 60}{10^6} = 1382,4 \text{ h}$$

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p \Rightarrow C = \sqrt[p]{L} \cdot P = \sqrt[3]{1382,4} \cdot 826,8 = 9\,210 \text{ h}$$

$$C_{vyp} < C_{zvol} \quad 9\,210 < 22\,500$$

Ložisko vyhovuje.

Bod B:

Volba ložiska 6405 ($C = 35\,800$, $C_0 = 19\,300$)

$$\frac{F_A}{C_0} = \frac{704,9}{19\,300} = 0,036 \Rightarrow \text{tabulky výrobce: } e = 0,24; X = 0,56; Y = 1,8$$

$$P = X \cdot R_B + Y \cdot F_a = 0,56 \cdot 2294,8 + 1,8 \cdot 704,9 = 2553 \text{ N}$$

$$L_h = L \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \Rightarrow L = \frac{L_h \cdot n \cdot 60}{10^6} = \frac{8000 \cdot 2880 \cdot 60}{10^6} = 1382,4 \text{ h}$$

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p \Rightarrow C = \sqrt[p]{L \cdot P} = \sqrt[3]{1382,4 \cdot 2553} = 28\,439 \text{ h}$$

$$C_{vyp} < C_{zvol} \quad 28\,439 < 35\,800$$

Ložisko vyhovuje.

Návrh ložisek na předlohovém hřídeli

Vstupní hodnoty:

$$n_1 = 1152 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}, n_2 = 1152 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad d_{\text{hřidel}} = 35 \text{ mm}, L_h = 8000 \text{ h}$$

1. rychlostní stupeň

$$R_D = 1719 \text{ N}, R_C = 1723 \text{ N}$$

2. rychlostní stupeň

$$R_D = 1876,6 \text{ N}, R_C = 2644 \text{ N}$$

Předběžná volba ložiska 6306 ($C = 28\,100$, $C_0 = 16\,000$)

Hodnoty při 1. rychlostním stupni

Bod C

$$F_r = R_C = 1723 \text{ N}$$

$$P_{C1} = F_r = 1723 \text{ N}$$

Bod D

$$F_r = R_D = 1719 \text{ N}$$

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{564,7}{16\,000} = 0,035 \Rightarrow e = 0,24, X = 0,56, Y = 1,8$$

$$P_{D1} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0.56 \cdot 1719 + 1,8 \cdot 564,7 = 1979,1 \text{ N}$$

Hodnoty při 2. rychlostním stupni

Bod C

$$F_r = R_C = 2644,3 \text{ N}$$

$$P = F_r = 2644,3 \text{ N}$$

Bod D

$$F_r = R_D = 1876,6 \text{ N}$$

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{752,9}{16\,000} = 0.047 \Rightarrow e = 0.27, X = 0.56, Y = 1,6$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0.56 \cdot 1876,6 + 1,6 \cdot 752,9 = 2255,5 \text{ N}$$

Bod C:

$$P_{mC} = \sqrt[p]{\sum_1^k P_i^p \cdot \frac{q_i}{100}} = \sqrt[3]{1723^3 \cdot \frac{40}{100} + 2644^3 \cdot \frac{60}{100}} = 2359,5 \text{ N}$$

$$L_{hC} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{28\,100}{2359,5}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1152} = 24\,437 \text{ h}$$

Bod D:

$$P_{mD} = \sqrt[p]{\sum_1^k P_i^p \cdot \frac{q_i}{100}} = \sqrt[3]{1979^3 \cdot \frac{40}{100} + 2255^3 \cdot \frac{60}{100}} = 2153 \text{ N}$$

$$L_{hD} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{28\,100}{2153}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1368,17} = 27\,086 \text{ h}$$

Návrh ložisek na výstupním hřídeli

Vstupní hodnoty:

$$n_1 = 822 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}, n_2 = 411 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad d_{\text{hřidel}} = 45 \text{ mm}, L_h = 8000 \text{ h}$$

1. rychlostní stupeň

$$R_E = 5588 \text{ N}, R_F = 713 \text{ N}$$

2. rychlostní stupeň

$$R_E = 5793 \text{ N}, R_F = 1020 \text{ N}$$

Předběžná volba ložiska 6309 (C = 52 700, C₀ = 31 500)

Hodnoty při 1. rychlostním stupni

Bod E

$$F_r = R_E = 5793 \text{ N}$$

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{518}{31\,500} = 0.016 \Rightarrow e = 0.22, X = 0.56, Y = 2$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0.56 \cdot 5793 + 2 \cdot 518 = 4280 \text{ N}$$

Bod F

$$P = F_r = R_F = 713 \text{ N}$$

Hodnoty při 2. rychlostním stupni

Bod E

$$F_r = R_E = 5793 \text{ N}$$

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{1055}{31\,500} = 0.033 \Rightarrow e = 0.24, X = 0.56, Y = 1,8$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0.56 \cdot 5793 + 1,8 \cdot 1055 = 5143 \text{ N}$$

Bod F

$$P = F_r = R_F = 1020 \text{ N}$$

Střední hodnota otáček:

$$n_m = \sum_i^k n_i \frac{q_i}{100} = 822 \cdot \frac{40}{100} + 411 \cdot \frac{60}{100} = 575 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

Bod E:

$$P_{mE} = \sqrt[p]{\sum_1^k P_i^p \cdot \frac{q_i}{100}} = \sqrt[3]{5793^3 \cdot \frac{40}{100} + 5793^3 \cdot \frac{60}{100}} = 5793 \text{ N}$$

$$L_{hE} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{52700}{5793}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 575} = 21\,822 \text{ h}$$

Bod F:

$$P_{mF} = \sqrt[p]{\sum_1^k P_i^p \cdot \frac{q_i}{100}} = \sqrt[3]{713^3 \cdot \frac{40}{100} + 1020^3 \cdot \frac{60}{100}} = 921 \text{ N}$$

$$L_{hF} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{52700}{921}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 575} = 5\,430\,425 \text{ h}$$

4.3.12 Návrh a výpočet per

Přenos krouticího momentu mezi hřídelem a nábojem ozubeného kola je zajištěno těsným perem. Návrh vychází z výpočtu minimální délky pera, která je následně zkontrolována na otlačení a na stříh.

Pero kuželového pastorku a kotoučové spojky

Volba pera pro průměr hřídele $d = 25 \text{ mm}$

$b = 8; h = 7; t = 4,1; t_1 = 3,1; R = 0,6 \text{ mm}; p_D = 120 \text{ MPa}, \tau_{ds} = 60 \text{ MPa}$

Výpočet délky pera

$$l = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d \cdot p_D \cdot 0,45 \cdot h} = \frac{2 \cdot 49740}{25 \cdot 120 \cdot 0,45 \cdot 7} = 10,5 \text{ mm}$$

Volím délku $l = 25 \text{ mm}$.

Kontrola na otlačení

$$p = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d \cdot l \cdot 0,45 \cdot h} = \frac{2 \cdot 49740}{25 \cdot 20 \cdot 0,45 \cdot 7} = 63 < 120 \text{ MPa}$$

Kontrola na stříh

$$\tau_s = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d \cdot l \cdot h} = \frac{2 \cdot 49740}{20 \cdot 20 \cdot 7} = 35,5 \text{ MPa} < 60 \text{ MPa}$$

Zvolené pero **vyhovuje!**

Pero 2. kuželového kola

Volba pera pro průměr hřídele $d = 35 \text{ mm}$

$b = 10; h = 8; t = 4,7; t_1 = 3,3; R = 0,6 \text{ mm}; p_D = 120 \text{ MPa}, \tau_{ds} = 60 \text{ MPa}$

Výpočet délky pera

$$l = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d \cdot p_D \cdot 0,45 \cdot h} = \frac{2 \cdot 124000}{35 \cdot 120 \cdot 0,45 \cdot 8} = 16,4 \text{ mm}$$

Volím délku $l = 25 \text{ mm}$.

Kontrola na otláčení

$$p = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d \cdot l \cdot 0,45 \cdot h} = \frac{2 \cdot 124000}{35 \cdot 25 \cdot 0,45 \cdot 8} = 78 < 120 \text{ MPa}$$

Kontrola na stříh

$$\tau_s = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d \cdot l \cdot h} = \frac{2 \cdot 124000}{35 \cdot 25 \cdot 8} = 35,4 \text{ MPa} < 60 \text{ MPa}$$

Zvolené pero **vyhovuje!**

Pero 6. ozubeného kola

Volba pera pro průměr hřídele $d = 45 \text{ mm}$

$b = 14$; $h = 9$; $t = 5,5$; $t_1 = 3,5$; $R = 0,6 \text{ mm}$; $p_D = 120 \text{ MPa}$, $\tau_{ds} = 60 \text{ MPa}$

Výpočet délky pera

$$l = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d \cdot p_D \cdot 0,45 \cdot h} = \frac{2 \cdot 174000}{45 \cdot 120 \cdot 0,45 \cdot 9} = 15,9 \text{ mm}$$

Volím délku $l = 30 \text{ mm}$.

Kontrola na otláčení

$$p = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d \cdot l \cdot 0,45 \cdot h} = \frac{2 \cdot 174000}{45 \cdot 30 \cdot 0,45 \cdot 9} = 64 < 120 \text{ MPa}$$

Kontrola na stříh

$$\tau_s = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d \cdot l \cdot h} = \frac{2 \cdot 174000}{45 \cdot 30 \cdot 9} = 28,64 \text{ MPa} < 60 \text{ MPa}$$

Zvolené pero **vyhovuje!**

Pero 4. ozubeného kola

Volba pera pro průměr hřídele $d = 55 \text{ mm}$

$b = 16$; $h = 10$; $t = 6,2$; $t_1 = 3,8$; $R = 0,6 \text{ mm}$; $p_D = 120 \text{ MPa}$, $\tau_{ds} = 60 \text{ MPa}$

Výpočet délky pera

$$l = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d \cdot p_D \cdot 0,45 \cdot h} = \frac{2 \cdot 348000}{55 \cdot 120 \cdot 0,45 \cdot 10} = 23,4 \text{ mm}$$

Volím délku $l = 40 \text{ mm}$.

Kontrola na otlačení

$$p = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d \cdot l \cdot 0,45 \cdot h} = \frac{2 \cdot 348000}{55 \cdot 40 \cdot 0,45 \cdot 10} = 70 < 120 \text{ MPa}$$

Kontrola na stříh

$$\tau_s = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d \cdot l \cdot h} = \frac{2 \cdot 348000}{55 \cdot 40 \cdot 10} = 31,6 \text{ MPa} < 60 \text{ MPa}$$

Zvolené pero **vyhovuje!**

Pero pod řetězovým kolem

Volba pera pro průměr hřídele $d = 40 \text{ mm}$

$b = 12$; $h = 8$; $t = 5,5$; $t_1 = 3,5$; $R = 0,6 \text{ mm}$; $p_D = 120 \text{ MPa}$, $\tau_{ds} = 60 \text{ MPa}$

Výpočet délky pera

$$l = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d \cdot p_D \cdot 0,45 \cdot h} = \frac{2 \cdot 348000}{40 \cdot 120 \cdot 0,45 \cdot 8} = 40,7 \text{ mm}$$

Volím délku $l = 45 \text{ mm}$.

Kontrola na otlačení

$$p = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d \cdot l \cdot 0,45 \cdot h} = \frac{2 \cdot 348000}{40 \cdot 45 \cdot 0,45 \cdot 8} = 107 < 120 \text{ MPa}$$

Kontrola na stříh

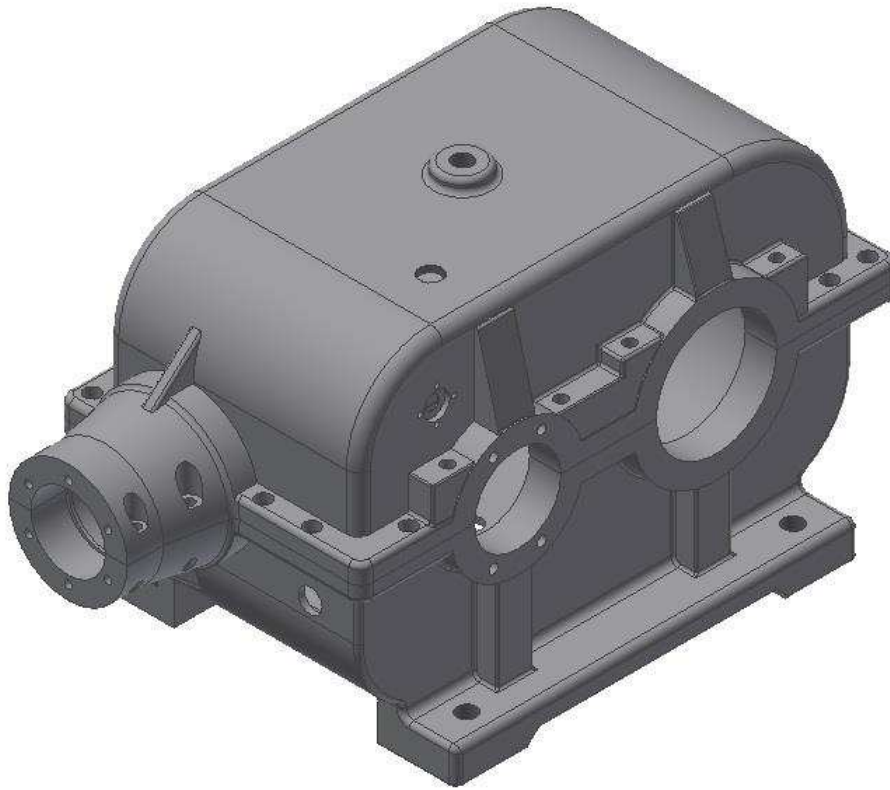
$$\tau_s = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d \cdot l \cdot h} = \frac{2 \cdot 348000}{40 \cdot 45 \cdot 8} = 48 \text{ MPa} < 60 \text{ MPa}$$

Zvolené pero **vyhovuje!**

4.3.13 Návrh převodové skříně

Při návrhu převodovky je nutné navrhnout vhodnou konstrukci převodové skříně. Pro její výrobu byla zvolena technologie odlévání z litiny ČSN 42 2415. Skříň se skládá ze dvou podobných částí. Rozdíly jsou však patrné na první pohled. Spodní část obsahuje ukotvení, do kterého jsou vyvrtány otvory pro šrouby z důvodu zajištění stability převodovky. Jelikož má převodovka hmotnost cca 40 kg, ruční manipulace je

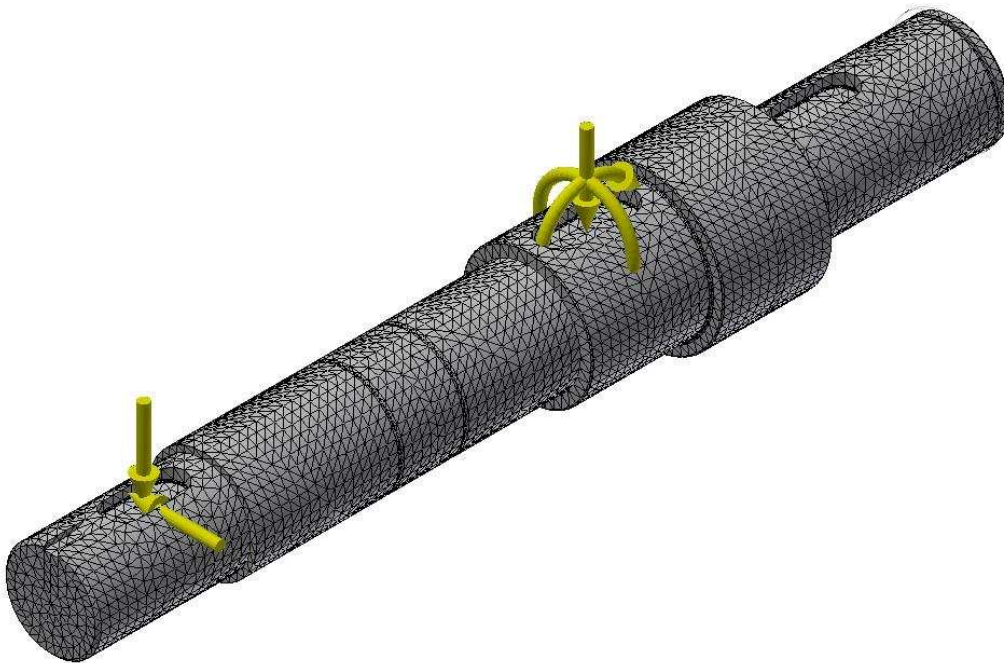
vyloučena. Proto vrchní díl skříně obsahuje závěsné oko, které nám ulehčí manipulaci se sestavenou převodovkou pomocí kladkového zvedáku.



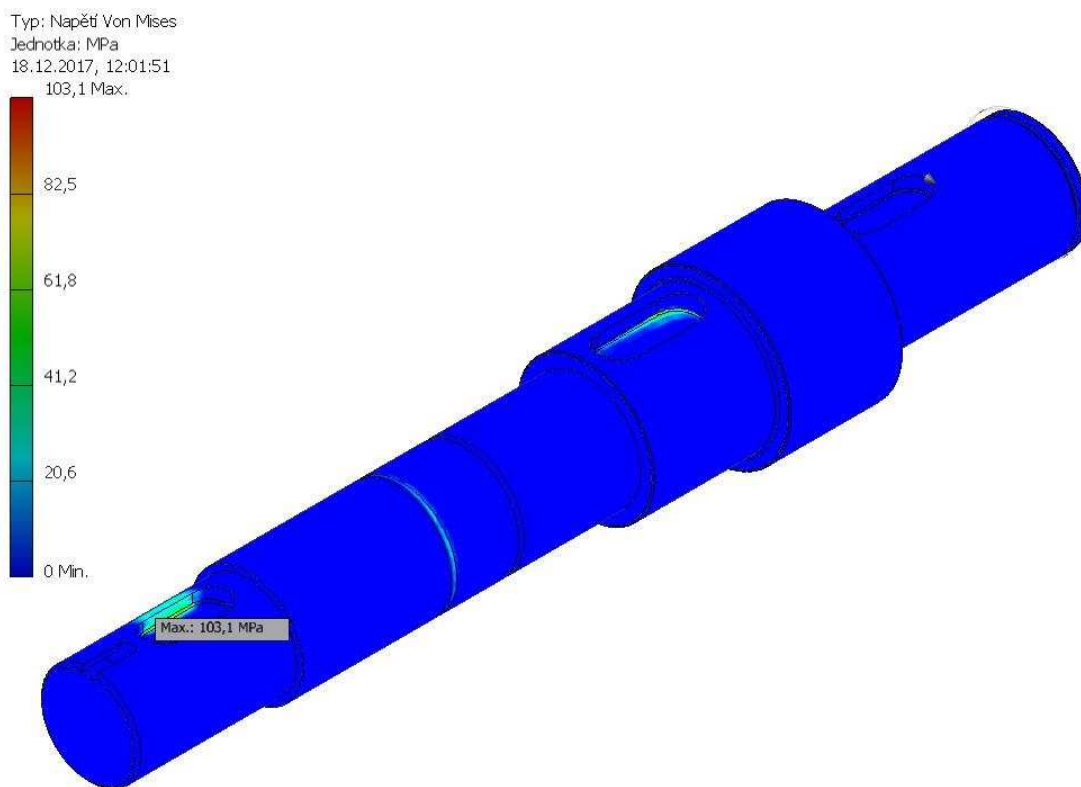
Obrázek 26 - Pohled na převodovou skříň

4.3.14 Metoda MKP

Výstupní hřídel byla zkontrolována metodou konečných prvků. Jelikož byla hřídel vytvořená v programu Autodesk Inventor 2016, jehož součástí je i modul pro výpočet MKP, nebylo třeba CAD model hřídele vytvářet znovu v jiném programu. Nejprve bylo potřeba rozdělit model na určitý počet prvků, které nám vytvoří síť. Tato síť obsahuje 90 066 prvků s 130 772 uzly. Poté byly definovány okrajové podmínky v místech ložisek, a příslušné síly v místech působení ozubených kol a řetězového kola.

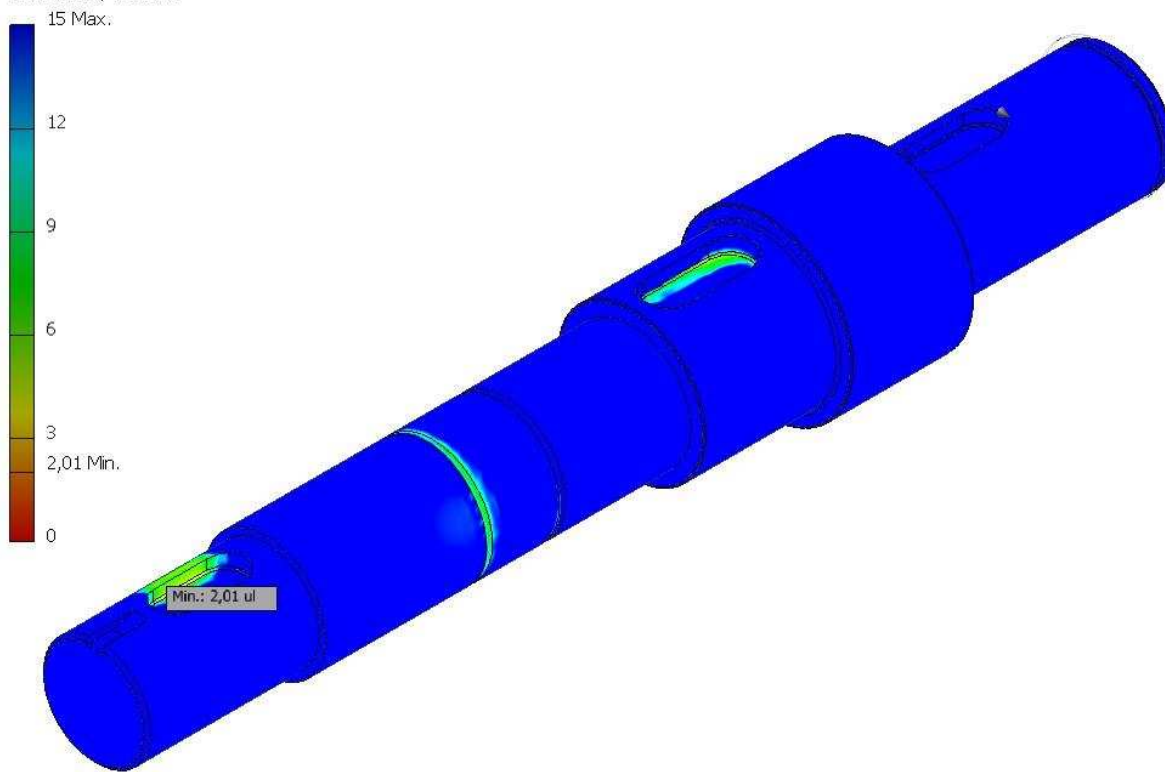


Obrázek 27 - Okrajové podmínky na výstupní hřídeli



Obrázek 28 - Napětí Von Mises

Typ: Součinitel bezpečnosti
Jednotka: ul
18.12.2017, 12:02:48



Obrázek 29 - Součinitel bezpečnosti

Po provedení simulace bylo zjištěno, že se kritické místo nachází v drážce pro pero u řetězového kola, což bylo správně předpokládáno i při pevnostním výpočtu. Nejvyšší napětí dosahovalo hodnoty 103,1 MPa a bezpečnost v kritickém místě byla 2,01. Z toho vyplývá, že návrh hřídele z pevnostního hlediska vyhovuje jak z ohledu ručního výpočtu, tak pomocí metody konečných prvků.

5 Ekonomické zhodnocení

Při návrhu každého stroje je nutno vzít v potaz jeho jednoduchost, účinnost a v neposlední řadě jeho náklady na výrobu, obsluhu a údržbu. Veškeré komponenty tohoto drtiče byly vybrány a navrženy s důrazem na co nejnižší cenu při zachování požadované životnosti. Z tohoto důvodu bylo použito mnoho normalizovaných dílů, které se dají snadno objednat u prodejců, kteří mají v nabídce nespočet katalogů se známými cenami.

Nákladnější položkou jsou speciálně navržené díly, u kterých se bude cena lišit na základě použité technologie výroby, počtu kusů a hlavně ve složitosti výrobku.

Tabulka 9: Ceny dílčích komponentů sestavy

Součást	Cena
Elektromotor Siemens motor 1LA7 164-2AA	16 000 Kč
Synchronizační spojka	5 000 Kč
Ozubená kola	10 000 Kč
Ložiska	1 500 Kč
Řetězový převod	10 000 Kč
Skříň	5 500 Kč
Víčka	2 000 Kč
Rám	3 000 Kč
Spojovací komponenty	800 Kč
Hřídele	5 000 Kč
Těsnění	400 Kč
Distanční kroužky	600 Kč
Kotoučová spojka	1 000 Kč
Kryt spojky	200 Kč
Kryt řetězu	500 Kč
Celková cena	61 500 Kč

6 Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout kompletní pohonný systém drtiče odpadu z elektrospotřebičů, který zahrnuje elektromotor, převodovku a řetězový převod. Celé pohonné ústrojí je pak umístěno na svařovaném rámu.

První část práce pojednává o samotné problematice a seznamuje s tématem pohonů. Jsou zde popsány zásady, které by měl každý konstruktér při návrhu stroje zohlednit. V rešeršní části byl proveden průzkum v oblasti dostupných řešení drtičů, které je možné pořídit na trhu. Na základě tohoto průzkumu vznikla prvotní idea, jak by mohlo

konstrukční řešení drtiče vypadat. Samotný návrh byl zadán výchozími parametry, tedy výkonem motoru 15kW, vstupními otáčkami 2880 ot/min, výstupními otáčkami 400 ot/min a trvanlivostí 8000h. Motor pohánějící celý stroj byl vybrán na základě zadaných parametrů. Dalším krokem bylo zohlednit, jakým způsobem bude tento výkon přenášen. Součástí zadání je také redukce výstupních otáček o 50%, což nám umožní převodovka. Další otázkou bylo, jaký zvolit způsob pro řazení rychlostních stupňů. Jako vhodné řešení se jevila synchronizační spojka, která nám zajistí řazení rychlostních stupňů bez nutnosti zastavení stroje. Po těchto krocích bylo sestaveno schéma jednotlivých součástí pohonu, především uspořádání převodů uvnitř převodové skříně. Poté byly rozděleny dílčí převodové poměry mezi kuželové soukolí, čelní soukolí a řetězový převod. Nejprve byl vypočten řetězový převod dle normy ČSN 02 3311. Dále byl zvolen vhodný materiál ozubených kol, předběžně navrhnout modul, dopočítány rozměry a ozubení bylo zkontrolováno dle normy ČSN 01 4686. U volby materiálu soukolí bylo nutno zohlednit počty zubů jednotlivých párů. Zuby menšího pastorku budou v záběru častěji, než zuby spolu zabírajícího kola a proto je vhodné zvolit materiál pastorku tak, aby měl lepší mechanické vlastnosti. Všechna soukolí jsou volena se šikmým ozubením, díky čemuž budou mít kola plynulý chod. V další části došlo k návrhu hřídelí, kde byly nejdříve spočteny reakce, vnitřní statické účinky a především ohybové momenty. Jelikož jsou hřídele namáhány dynamickým účinkem, bylo nutné provést pevnostní výpočet. U každé hřídele se určilo kritické místo „vrub“, kde bude pravděpodobně největší koncentrace napětí a mohlo by zde dojít k prasklině. Díky této vrubové kontrole se zjistilo, že jsou hřídele správně navrženy a jejich bezpečnost nedosahuje minimální hodnoty. Správnost pevnostní kontroly byla potvrzena i metodou konečných prvků. Následná část byla věnována návrhu vhodných ložisek. Jelikož se bude během provozu měnit ekvivalentní dynamické zatížení ložisek, v důsledku změny převodu, bude se počítat se střední hodnotou zatížení. I přes axiální síly, které jsou způsobeny ozubenými koly se šikmými zuby, byla vybrána kuličková ložiska jednořadá, protože jejich trvanlivost silně přesahuje požadovanou životnost. Posledním bodem návrhu byla převodová skříň, která je vyrobena jako odlitek s obrobenými funkčními plochami. Technologie odlévání je poněkud dražší než svařování, avšak výsledná skříň bude mnohem lehčí a přesnější. Při návrhu skříně byla zohledněna technologičnost výroby. Je zde závěsné oko pro snadnou manipulaci, výpustný šroub, olejznak a otvor pro doplnění oleje. Celá převodovka je umístěna na svařovaném rámu z normalizovaných

čtvercových profilů, které jsou snadno dostupné. V neposlední řadě bylo provedeno ekonomické zhodnocení konstrukčního řešení, kde byla zohledněna dostupnost normalizovaných komponentů sestavy od dodavatelů a výroba speciálních dílů.

Na závěr byl vytvořen 3D model celkové sestavy a výkresová dokumentace v programu Autodesk Inventor 2016.

Seznam použité literatury

- [1] PEŠÍK, L.: Části strojů. 1. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-938-2
- [2] PEŠÍK, L.: Části strojů. 2. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-939-2
- [3] ŘASA, J.; ŠVERCL, J. Strojnické tabulky. Praha 5: Scientia spol s.r.o., 2004, ISBN 80-7183-312-6
- [4] BUREŠ, M. Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol., Liberec: Ediční středisko, TU 2006
- [5] Aktuality | TERIER s.r.o. - drtiče, recyklační linky. Aktuality | TERIER s.r.o. - drtiče, recyklační linky [online]. Copyright © [cit. 30.12.2017]. Dostupné z: <http://www.terier.cz/cz/aktuality.htm>
- [6] Jednohřídelové drtiče. *Zpracování komunálního odpadu | Drcení různých odpadů | Odes s.r.o. Jaroměř* [online]. Copyright © 2014, Odes s.r.o. [cit. 30.12.2017]. Dostupné z: <http://www.odes.cz/video/jednohridelove-drtice>
- [7] Dvouhřídelové drtiče. *Zpracování komunálního odpadu | Drcení různých odpadů | Odes s.r.o. Jaroměř* [online]. Copyright © 2014, Odes s.r.o. [cit. 30.12.2017]. Dostupné z: <http://www.odes.cz/video/dvouhridelove-drtice>
- [8] Čtyřhřídelové drtiče. *Zpracování komunálního odpadu | Drcení různých odpadů | Odes s.r.o. Jaroměř* [online]. Copyright © 2014, Odes s.r.o. [cit. 30.12.2017]. Dostupné z: <http://www.odes.cz/video/ctyrhridelove-drtice>
- [9] NOŽOVÉ MLÝNY | Výrobky | TERIER s.r.o. - drtiče, recyklační linky. Aktuality | TERIER s.r.o. - drtiče, recyklační linky [online]. Copyright © [cit. 30.12.2017]. Dostupné z: <http://www.terier.cz/cz/732/nozove-mlyny/katalogove-listy.htm>
- [10] Aktuality | TERIER s.r.o. - drtiče, recyklační linky [online]. Copyright © [cit. 30.12.2017]. Dostupné z: http://www.terier.cz/sysadmin/data/cs/katalog/15/images/g500900grainer_3m.jpg
- [11] Waste Monetization Alternatives | Waste Recycling | Equipment | Products | Services | Compactors | Balers | Crushers [online]. Dostupné z: <https://www.wastecare.com/images/Shredders-Grinders/shredder-driving-chain.jpg>

[12] RAVEO s.r.o. | WORLD OF MOTION [online]. [cit 30. 12. 2017]. Dostupné z: http://www.raveo.cz/sites/default/files/styles/ikona_velka/public/ikonky/2016/06/technovert_tvr.jpg?itok=3-k4WsXU

[13] Metal shredder - All industrial manufacturers - Videos. DirectIndustry - The online industrial exhibition: sensors, automation, motors, pumps, materials handling, packaging, etc. [online]. Copyright © 2017 [cit. 30.12.2017]. Dostupné z: http://www.img.directindustry.com/images_di/photo-g/162002-10916196.jpg

[14] PRÁŠIL, Ludvík. *Únava materiálu strojních součástí při periodickém zatěžování*. [online]. [cit 30. 12. 2017]. Dostupné z: www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Unava_materialu_strojnich_soucasti_pri_periodickem_zatezovani.pdf

[15] TOP-MACHINES | *průmyslové stroje* [online]. Copyright ©s [cit. 31.12.2017]. Dostupné z: <http://www.topmachines.cz/files/WEB-prezentace-soyu.pdf>

Seznam tabulek

Tabulka 1: Zadané hodnoty	17
Tabulka 2: Volba základních parametrů kuželového soukolí	31
Tabulka 3: Parametry čelního soukolí	39
Tabulka 4: Volené koeficienty pro kontrolu ozubeného soukolí	42
Tabulka 5: Výsledky provedené kontroly ozubení.....	42
Tabulka 6: Parametry čelního soukolí redukovaného převodu	43
Tabulka 7: Volené koeficienty pro kontrolu ozubeného soukolí	46
Tabulka 8: Výsledky provedené kontroly ozubení.....	46
Tabulka 9: Ceny dílčích komponentů sestavy	74

Seznam obrázků

Obrázek 1 - Pohled na jednohřídelový drtič značky TERIER[4]	18
Obrázek 2 - Pohled na dvouhřídelový drtič DRU 2400 s přítlakem značky Odes [5] ...	18
Obrázek 3 - Čtyřhřídelový drtič značky TOPMACHINES [15]	19
Obrázek 4 - Pohled na nožový mlýn značky Terier [10]	20
Obrázek 5 - Pohled na řemenový převod drtiče značky TERIER [7]	21
Obrázek 6 - Pohled na řetězový převod drtiče LBG – 300 [11]	22
Obrázek 7 - Elektromotor s frekvenčním měničem [12]	23
Obrázek 8 - Pohled na drtič GR280 s převodovkou [13]	24
Obrázek 9 - Synchronizační spojka s ozubenými koly	25
Obrázek 10 - Model rozebrané synchronizační spojky	25
Obrázek 11 - Model převodovky	26
Obrázek 12 - Schéma převodovky	27
Obrázek 13 - Rozložení sil na vstupní hřídeli	49
Obrázek 14 - Graf ohybového momentu na vstupní hřídeli	51
Obrázek 15 - Vrub na vstupní hřídeli	52
Obrázek 16 - Rozložení sil na předlohové hřídeli - 1.rychlost	53
Obrázek 17 – Graf ohybového momentu na předlohové hřídeli – 1.rychlost.....	55
Obrázek 18 - Rozložení sil na předlohové hřídeli - 2.rychlost	55
Obrázek 19 -Graf ohybového momentu na předlohové hřídeli - 2.rychlost.....	57
Obrázek 20 - Vrub na předlohové hřídeli	58
Obrázek 21 - Rozložení sil na výstupní hřídeli - 1.rychlost	59
Obrázek 22 - Graf ohybového momentu na výstupní hřídeli - 1.rychlost	60
Obrázek 23 - Rozložení sil na výstupní hřídeli - 2.rychlost	61
Obrázek 24 - Graf ohybového momentu na výstupní hřídeli - 2.rychlost	62
Obrázek 25 - Vrub na výstupní hřídeli	63
Obrázek 26 - Pohled na převodovou skříň.....	71
Obrázek 27 - Okrajové podmínky na výstupní hřídeli	72
Obrázek 28 - Napětí Von Mises	72
Obrázek 29 - Součinitel bezpečnosti	73

Seznam příloh

Příloha 1 – Výkres sestavy převodovky

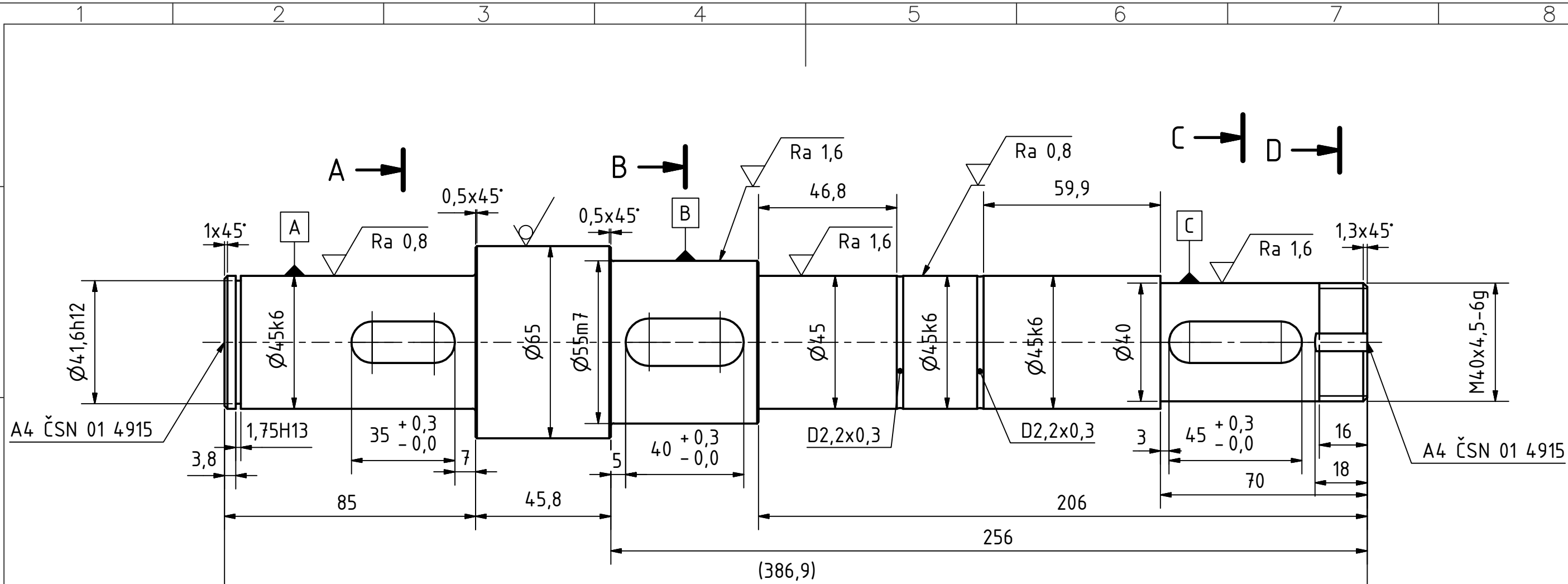
Příloha 2 – Výrobní výkres hřídele

Příloha 3 – Výrobní výkres ozubeného kola 5

Příloha 4 – Výrobní výkres ozubeného kola 6

Příloha 5 – Výrobní výkres víčka

Příloha 6 – CD obsahující tento dokument a výkresovou dokumentaci

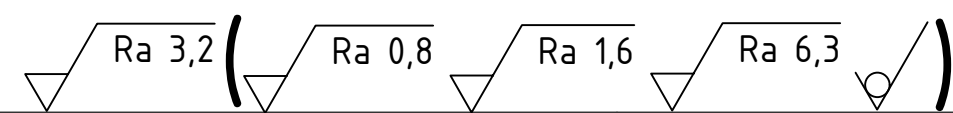
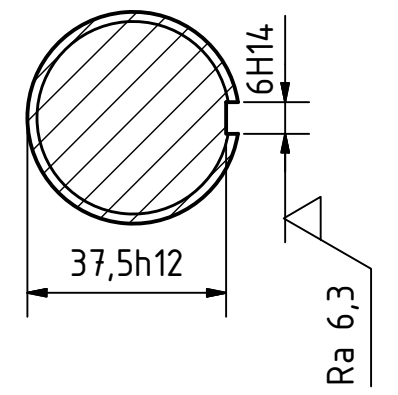
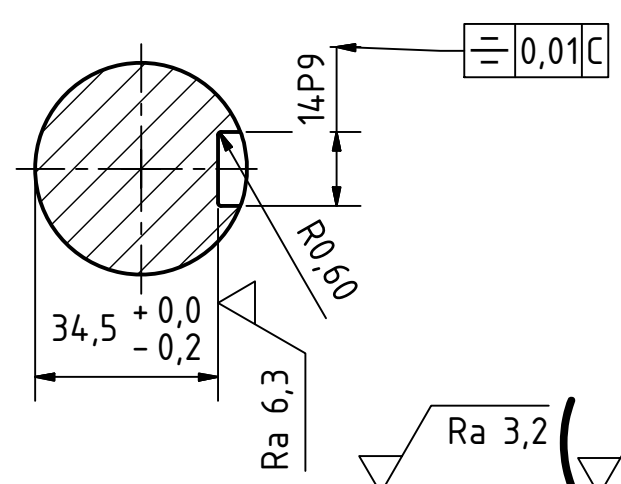
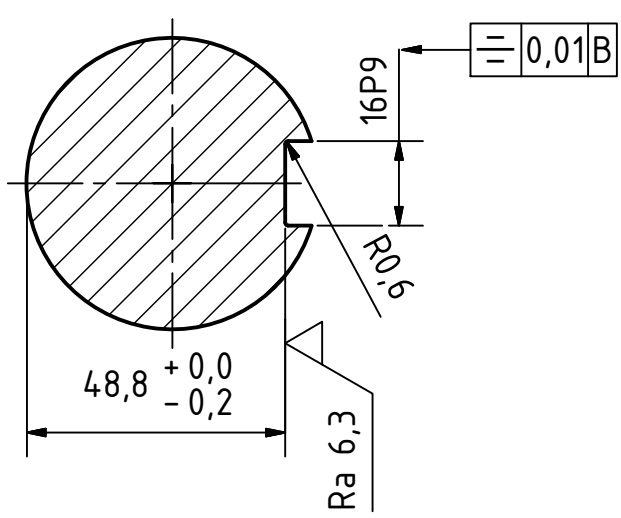
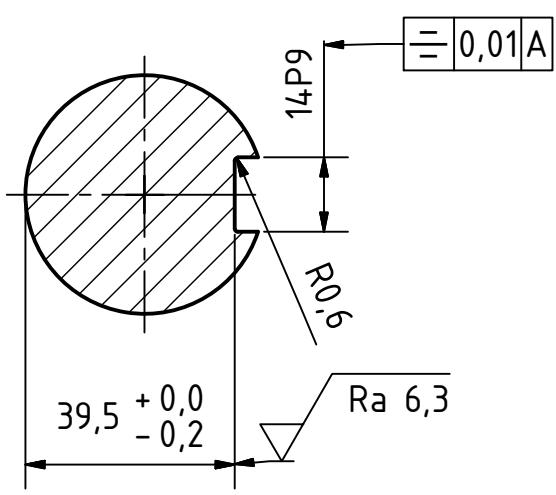


A-A (1:2)

B-B (1:2)

C-C (1:2)

D-D (1:2)



Rozm.-Polot.	KR 65-385 CSN 44 5510				PŘESNOST ISO 2768-mK	
	c)	Mater.	11 600	Tř. odp.	001	TOLEROVÁNÍ ISO 8015
	b)	Č. hm.	kg	Hr. hm.	kg	PROMÍTÁNÍ
	a)					
Změna	Datum	Index	Podpisy			
Měřítka	Pozn.	Navrhl	Marek Šikola			
1:2		Kreslil				
Č.seznamu		Přezkoušel				
Č.sestavy	BP-01-00	Technolog	Typ			
Starý výkr.		Normaliz.	Čis.výkresu			
Nový výkr.		Schválil	BP-01-01			
		Datum	30.12.2017			
			List			

TU v Liberci

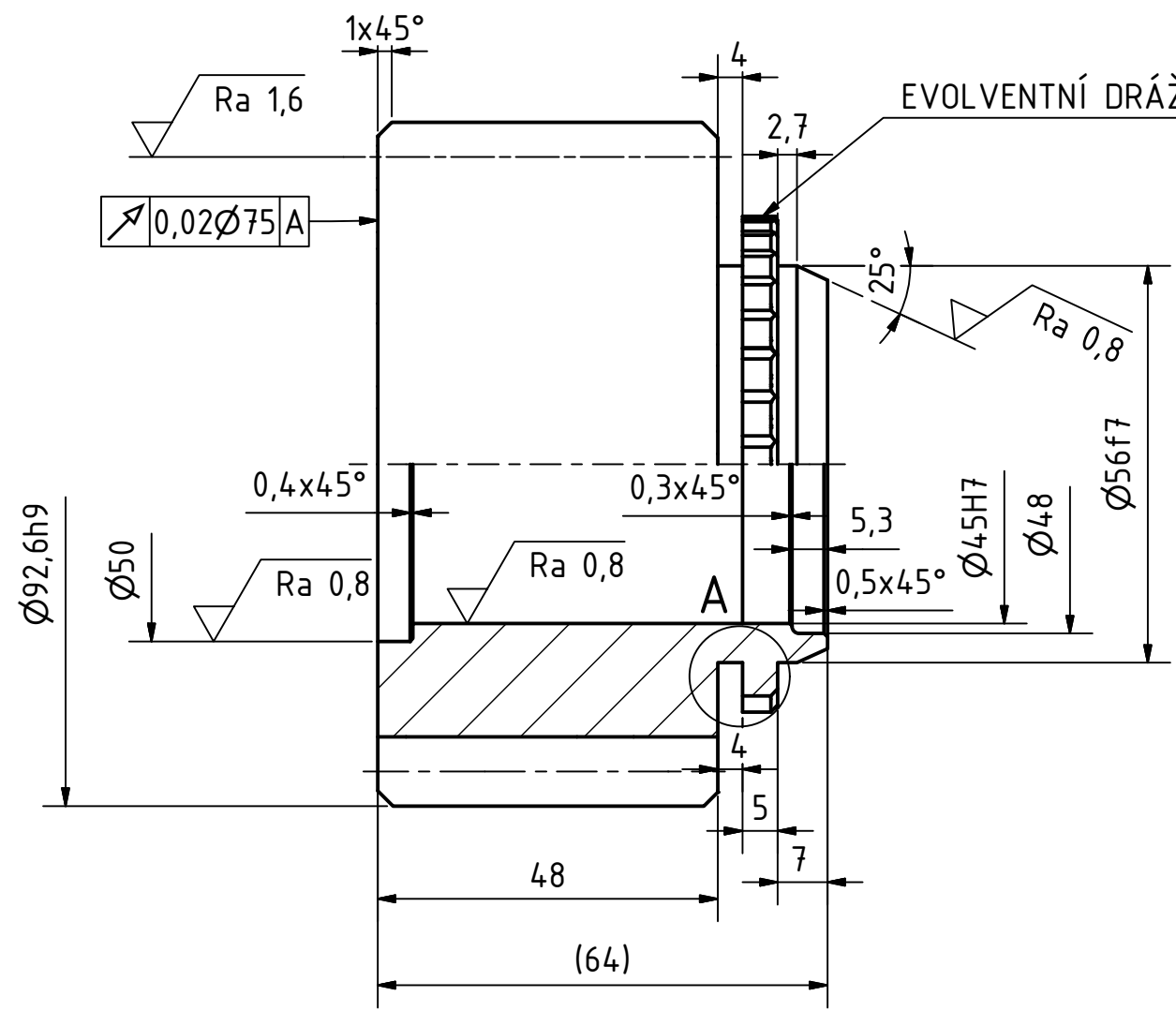
Výstupní hřídel

BP-01-01

List

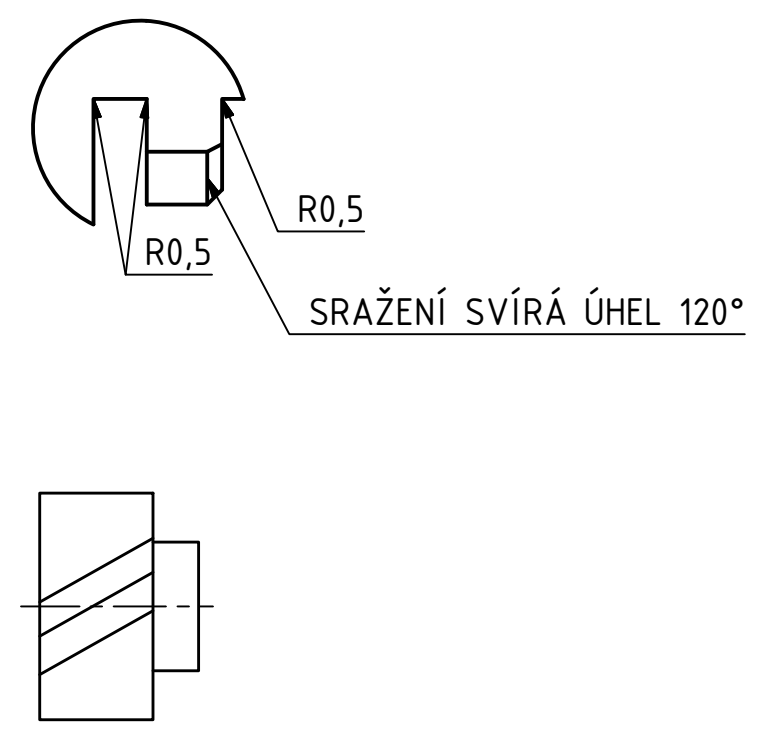
1 2 3 4 5 6 7 8

A B C D E F



EVOLVENTNÍ DRÁŽKOVÁNÍ 70x2,5x9g ČSN 01 4952

A (2 : 1)



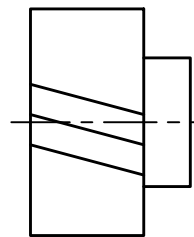
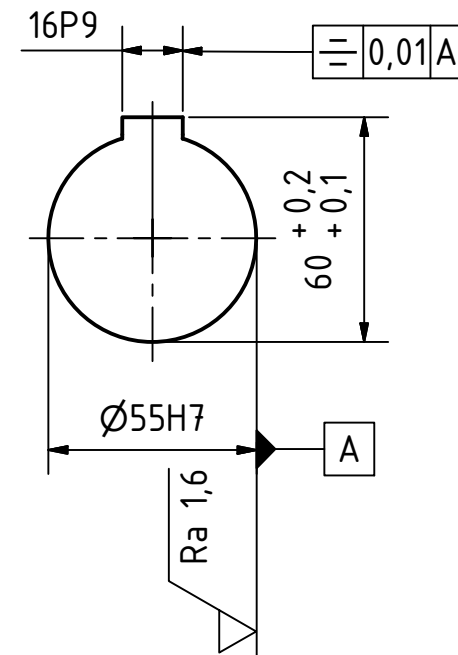
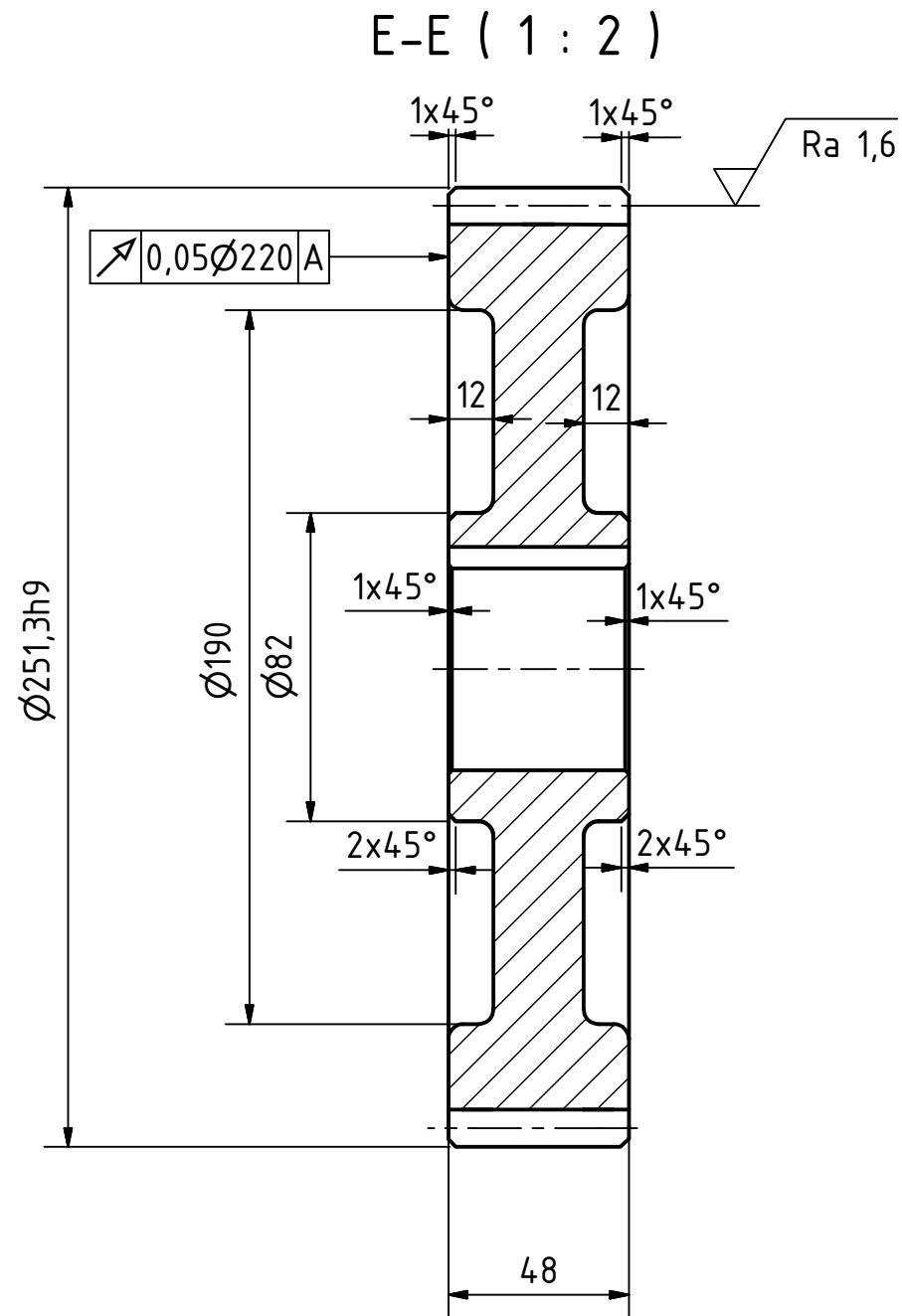
Vnější čelní modul	m_c	3,5	
Počet zubů	z	23	
Druh ozubení	-	EVOLVENTNÍ	
Základní profil	-	ČSN 01 4607	
Úhel sklonu boční křivky zubu	beta	20°	
Smysl stoup. boční křivky zubu	-	LEVÝ	
Jednotkové posunutí	x_c	-	
Jedn. změna tloušťky zubu	x_t	-	
Úhel roztečného kužele	delta	-	
Stupeň přesnosti podle	-	6c ČSN 01 4682	
Kontrolované mezní úchytky	součtová uch. rozt.	F_p	
	čelní rozteče	f_{pt}	0,0085
	odvalu o zub.frekv.	f_c	0,0112
	vzdálenosti os	f_a	-0,035
	relativního pásma dotyku zubů	F_{sl}	
Kontrolní rozměr	tloušťky zubu na konstantní tětivě	\bar{s}_{ce}	4,855
	výška hlavy zubu	\bar{h}_{ce}	2,592
Spoluzabírající kolo	číslo výkresu	-	BP-01-03
	počet zubů	z	65
	Úhel os	Σ	
Průměr roztečné kružnice	d		85,6
Délka povrchy roztečného kužele	R		
Úhel patního kužele	δ_{af}		
Teoretická výška zubu	h		7,875

ZUBY KALENY NA HRC=65



Rozm.-Polot.	KR 95-66 CSN 44 5510				PŘESNOST ISO 2768-mk	
	c)	Mater.	15 241	Tř. odp.	021	TOLEROVÁNÍ ISO 8015
	b)	Č. hm.	kg	Hr. hm.	kg	PROMÍTÁNÍ
	a)					
Změna	Datum	Index	Podpisy	 TU v Liberci OZUBENÉ KOLO 5 BP-01-02		
Měřítka	Pozn.	Navrhl				
1:1		Kreslil	Marek Šík			
		Přezkoušel				
Č.seznamu		Technolog		Typ		
Č.sestavy	BP-01-00	Normaliz.		Čís.výkresu		
Starý výkr.		Schválil				
Nový výkr.		Datum	30.12.2017			

1 2 3 4 5 6 7 8



NEKÓTOVANÉ RADIUSY R4
ZUBY KALENY NA HRC=62

Vnější čelní modul	m_c	3,5	
Počet zubů	z	65	
Druh ozubení	-	EVOLVENTNÍ	
Základní profil	-	ČSN 01 4607	
Úhel sklonu boční křivky zubu	β	20°	
Smysl stoup. boční křivky zubu	-	PRAVÝ	
Jednotkové posunutí	x_c	-	
Jedn. změna tloušťky zubu	x_t	-	
Úhel roztečného kužele	δ	-	
Stupeň přesnosti podle	-	6c ČSN 01 4682	
Kontrolované mezní úchytky	součtová uch. rozt.	F_p	
	čelní rozteče	f_{pt}	0,0090
	odvalu o zub.frekv.	f_c	0,0112
	vzdálenosti os	f_a	-0,035
	relativního pásma dotyku zubů	F_{sl}	
Kontrolní rozměr	tloušťky zubu na konstantní tětivě	\bar{s}_{ce}	5,588
	výška hlavy zubu	\bar{h}_{ce}	3,600
Spoluzabírající kolo	číslo výkresu	-	BP-01-02
	počet zubů	z	23
	Úhel os	Σ	
Průměr roztečné kružnice	d		248,8
Délka povrchy roztečného kužele	R		
Úhel patního kužele	δ_f		
Teoretická výška zubu	h		7,875

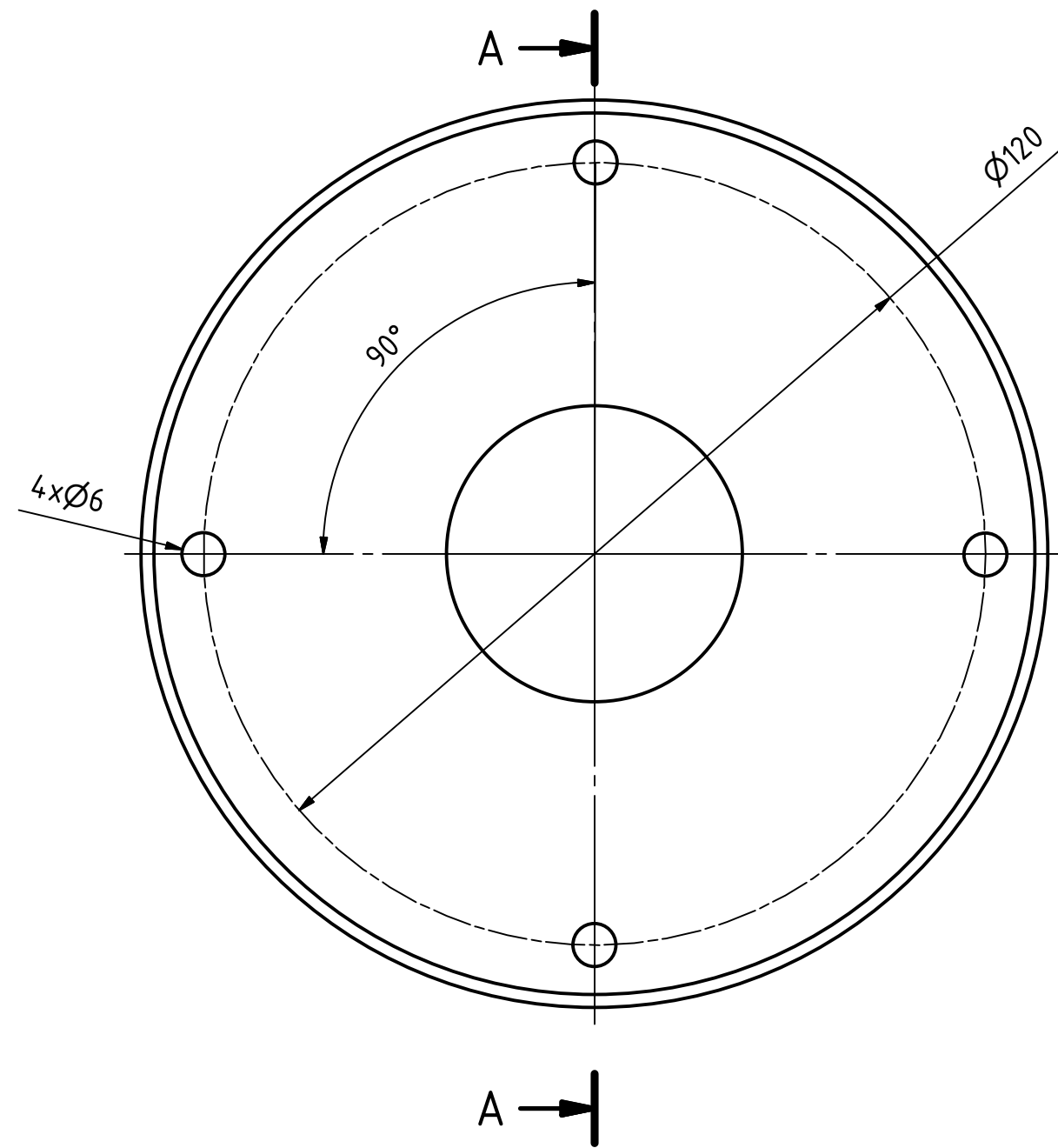
Rozm.-Polot.		KR 258-52 CSN 44 5510		PŘESNOST ISO 2768-mK	
		Mater. 12 051		Tř. odp. 002	
		Č. hm. kg		Hr. hm. kg	
		a)		TOLEROVÁNÍ ISO 8015	
		b)		PROMÍTÁNÍ	
		c)			
Změna		Datum	Index	Podpisy	
Měřítka	Pozn.	Navrhl			
1:1		Kreslil	Marek Šíkola		
Č.seznamu		Přezkoušel			
Č.sestavy	BP-01-00	Technolog	Typ		
Starý výkr.		Normaliz.	Čis.výkresu		
Nový výkr.		Schválil	BP-01-03		
		Datum	30.12.2017		

TU v Liberci

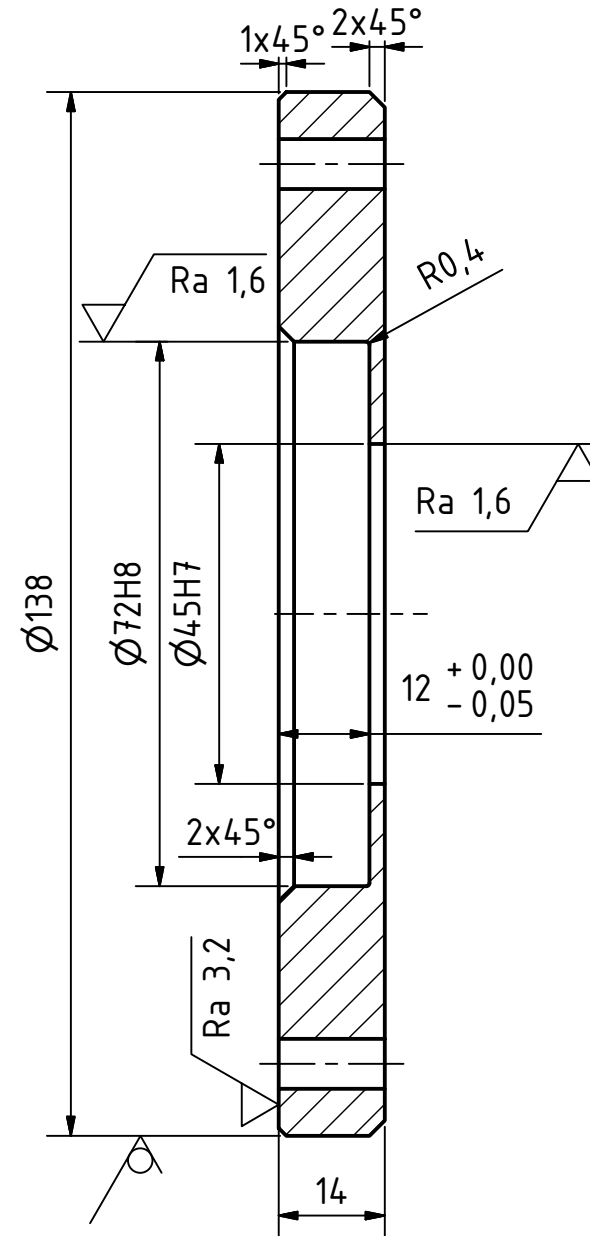
OSUBENÉ KOLO 6

BP-01-03

List



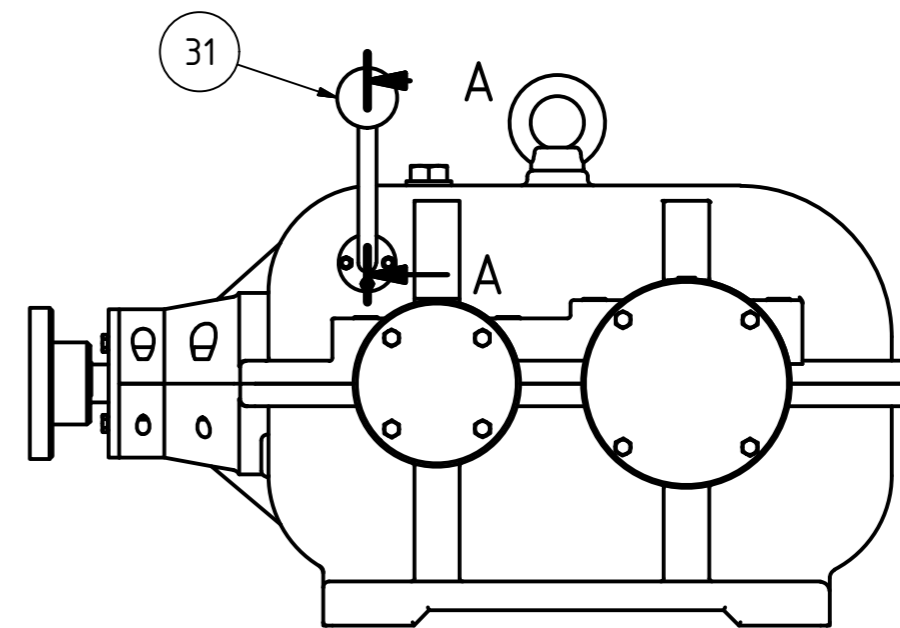
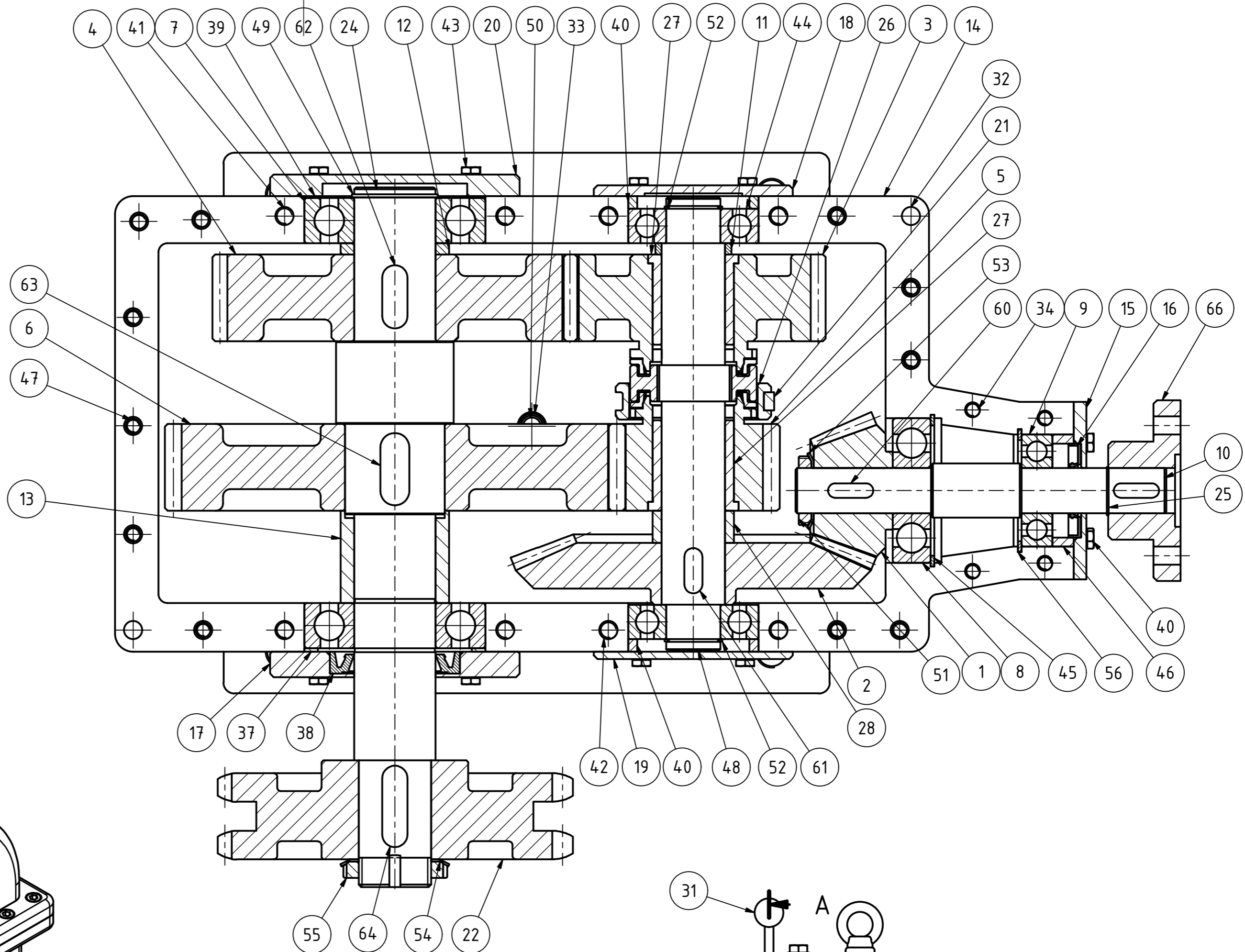
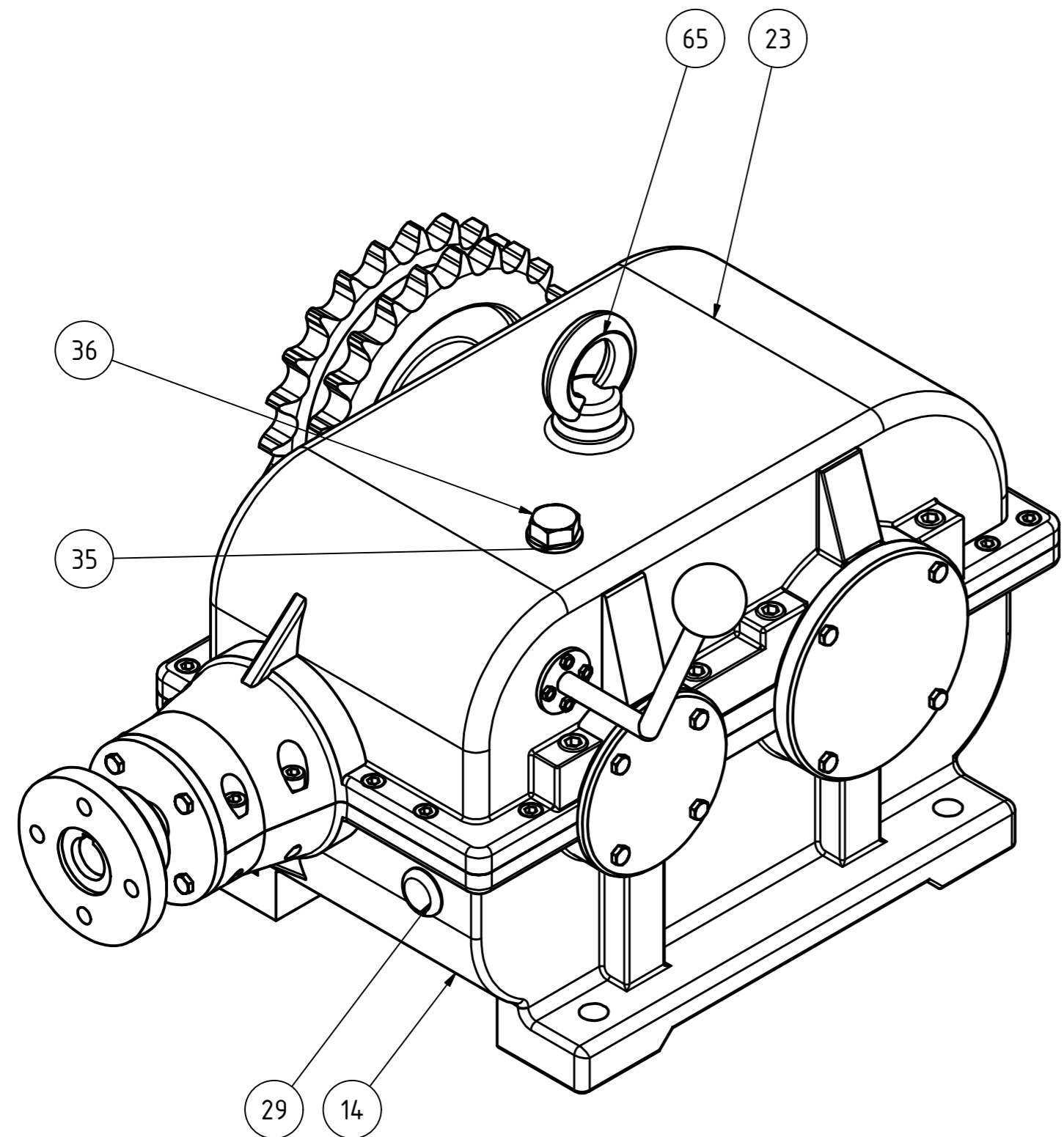
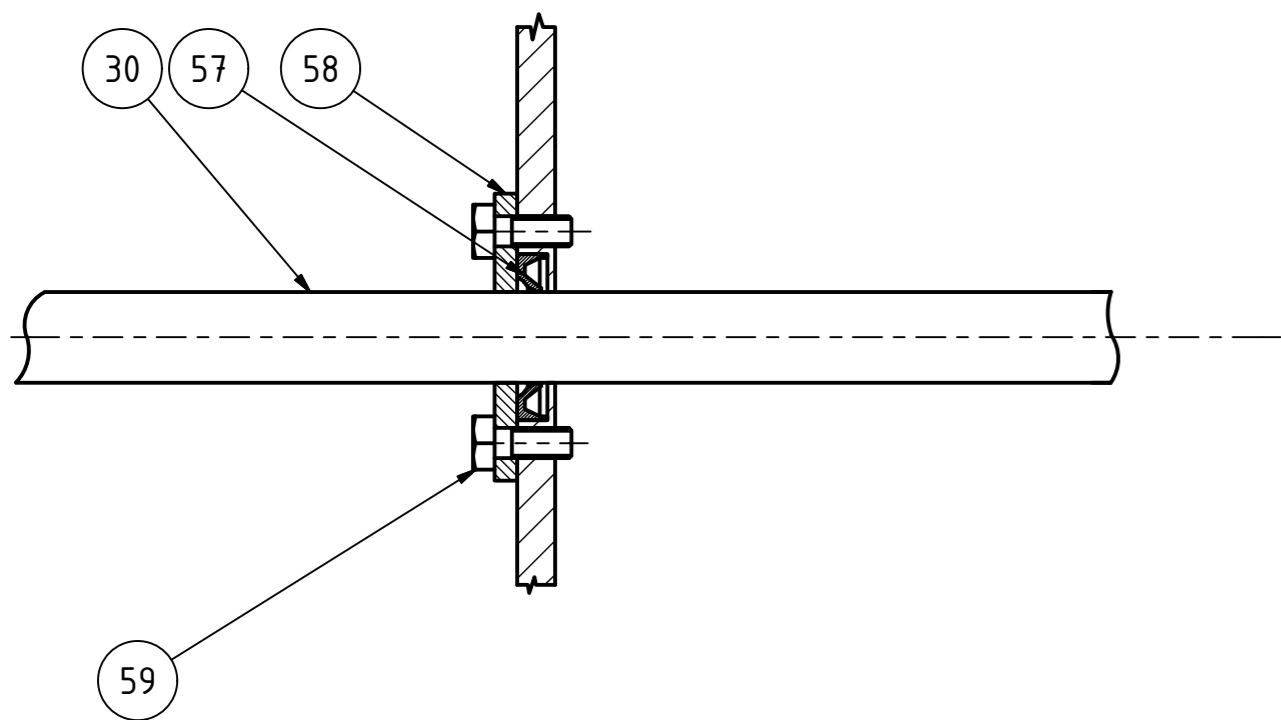
A-A (1:1)



$\sqrt{Ra 6,3}$ ($\sqrt{Ra 1,6}$ $\sqrt{Ra 3,2}$)

Rozm.-Polot.		KR 138-15 CSN 44 5510				PŘESNOST ISO 2768-mK	
		c)	Mater.	11 373	řř. odp.	001	TOLEROVÁNÍ ISO 8015
		b)	Č. hm.	kg	Hr. hm.	kg	PROMÍTÁNÍ ∇ \oplus
		a)					
Změna	Datum	Index	Podpisy				
Měřítko	Pozn.	Navrhl					
1:1		Kreslil	Marek Škola	Název	Víčko		
Č.seznamu		Přezkoušel		Typ			
Č.sestavy	BP-01-00	Technolog		Čis.výkresu	BP-01-04		
Starý výkr.		Normaliz.					
Nový výkr.		Schválil					
		Datum	30.12.2017				

A-A (1:1)



Rozm.-Polot.		c)		Mater.	Tř. odp.	PŘESNOST ISO 2768-mK
		b)		Č. hm.	kg Hr. hm.	TOLEROVÁNÍ ISO 8015
		a)				PROMÍTÁNÍ
Změna	Datum	Index	Podpisy	 PŘEVODOVKA BP-01-00		
Měřítko	Navrhl	Kreslil	Marek Šikola			
Pozn.	Přezkoušel	Technolog				
Č.seznamu	BP-01-K	Normaliz.				
Č.sestavy	BP-01-000	Schválil		Typ	Čís.výkresu	
Starý výkr.		Datum	30.12.2017			
Nový výkr.						

KUSOVNÍK

POZICE	KS	NÁZEV - NORMA/POLOTOVAR	MATERIÁL	VÝKRES
1	1	KUŽELOVÝ PASTOREK-KR 88-48CSN 44 5510	15 241	
2	1	KUŽELOVÉ KOLO - KR 205-40 CSN 44 5510	12 051	
3	1	OZUBENÉ KOLO 3 - KR 148-52 CSN 44 5510	15 241	
4	1	OZUBENÉ KOLO 4 - KR 204-52 CSN 44 5510	12 051	
5	1	OZUBENÉ KOLO 5 - KR 95-66 CSN 44 5510	15 241	BP-01-02
6	1	OZUBENÉ KOLO 6 - KR 258-52 CSN 44 5510	12 051	BP-01-03
7	2	LOŽISKO 6309 - ČSN 02 4650		
8	1	LOŽISKO 6405 - ČSN 02 4650		
9	1	LOŽISKO 6305 - ČSN 02 4650		
10	1	VSTUPNÍ HŘÍDEL - KR 32-210 CSN 44 5510	11 600	
11	1	VYMEZOVACÍ KROUŽEK 1 - TR42x3,5 - 8 ČSN 42 5715	11 373	
12	1	VYMEZOVACÍ KROUŽEK 2 - TR60x7,5 - 18 ČSN 42 5715	11 373	
13	1	VYMEZOVACÍ KROUŽEK 3 - TR60x7,5 - 52 ČSN 42 5715	11 373	
14	1	SPODEK SKŘÍNĚ - ODLITEK	42 2415	
15	1	VÍČKO 1 - KR 100-10 CSN 44 5510	11 343	
16	1	GUFERO - GP 25 -52-7 NBR ČSN 02 9401		
17	1	VÍČKO 2 - KR 138-15 CSN 44 5510	11 343	BP-01-04
18	1	VÍČKO 3 - KR 110-5 CSN 44 5510	11 343	
19	1	VÍČKO 4 - KR 110-6 CSN 44 5510	11 343	
20	1	VÍČKO 5 - KR 138-13 CSN 44 5510	11 343	
21	1	ŘADÍCÍ VIDLICE - VÝKOVEK	11 343	
22	1	ŘETĚZOVÉ KOLO - KR 202-50 CSN 44 5510	12 050	
23	1	VÍKO SKŘÍNĚ - ODLITEK	42 2415	
24	1	VÝSTUPNÍ HŘÍDEL - KR 65-385 CSN 44 5510-11 600	11 600	BP-01-01
25	1	POJISTNÝ KROUŽEK - 25 ČSN 02 2930		
26	1	SYNCHRONIZAČNÍ SPOJKA		
27	2	POUZDRO B 35/45 x 50 ČSN 02 3495		
28	1	VYMEZOVACÍ KROUŽEK 4 - TR45x5 - 18 ČSN 42 5715	11 373	

Rozm.-Polot.								PŘESNOST ISO 2768-mK
		c)		Mater.		Tř. odp.		TOLEROVÁNÍ ISO 8015
		b)		Č. hm.	kg	Hr. hm.	kg	PROMÍTÁNÍ
		a)						

Změna	Datum	Index	Podpisy	<p style="font-size: 2em; color: green;">TU v Liberci</p> <p style="font-size: 1.5em; color: green;">PŘEVODOVKA</p> <p style="font-size: 1.5em; color: green;">BP-01-K</p>
Měřítka	Pozn.	Navrhl		
1:1		Kreslil	Marek Šíkola	
		Přezkoušel		
Č.seznamu		Technolog		Název
Č.sestavy	BP-01-00	Normaliz.		Typ
Starý výkr.		Schválil		Čís.výkresu
Nový výkr.		Datum	30.12.2017	



KUSOVNÍK				
POZICE	KS	NÁZEV - NORMA/POLOTOVAR	MATERIÁL	VÝKRES
29	1	OLEJOZNAK GP1 - M24x1,5		
30	1	TYČ ŘAZENÍ - KR16x300 ČSN 42 5510	11 373	
31	1	HLAVA ŘADÍCÍ PÁKY - DIN 319 E		
32	2	KOLÍK - ISO 8752 - 10x30 - A		
33	1	TĚSNÍCÍ KROUŽEK -14x17,6 ČSN 02 9310		
34	4	ŠROUB - ISO 4762 - M8 x 40		
35	1	PODLOŽKA - ISO 7089 - 16 - 140 HV		
36	1	ŠROUB ISO 4762 - M16 x 35		
37	1	VYMEZOVACÍ KROUŽEK 5 - TR100x7,5 - 3 ČSN 42 5715	11 373	
38	1	GUFERO - CSN 029401 - 45x72x12		
39	1	VYMEZOVACÍ KROUŽEK 6 - TR100x9,5 - 1,5 ČSN 42 5715	11 373	
40	2	VYMEZOVACÍ KROUŽEK 7 - TR72x5 - 8 ČSN 42 5715	11 373	
41	4	ŠROUB - ISO 4762 - M10 x 60		
42	4	ŠROUB - ISO 4762 - M10 x 40		
43	20	ŠROUB - ISO 4014 - M6 x 30		
44	2	LOŽISKO 6306 - ČSN 02 4650		
45	1	PODLOŽKA POD LOŽISKEM 1 - TR84x6 - 3 ČSN 42 5715	11 373	
46	1	VYMEZOVACÍ KROUŽEK 8 - TR62x5 - 15 ČSN 42 5715	11 373	
47	11	ŠROUB - ISO 4762 - M8 x 16		
48	1	PŘEDLOHOVÁ HŘÍDEL - KR 45-260 CSN 44 5510	11 600	
49	1	POJISTNÝ KROUŽEK - 45 ČSN 02 2930		
50	1	VÝPUSTNÝ ŠROUB M14x1,5		

Rozm.-Polot.						PŘESNOST ISO 2768-mK	
		c)		Mater.	Tř. odp.		TOLEROVÁNÍ ISO 8015
		b)		Č. hm.	kg	Hr. hm.	kg
		a)					
Změna		Datum	Index	Podpisy			
Měřítka	Pozn.	Navrhl					
1:1		Kreslil	Marek Šikola	Název			
		Přezkoušel					
Č.seznamu		Technolog	Typ				
Č.sestavy	BP-01-00	Normaliz.	Čís.výkresu				
Starý výkr.		Schválil					
Nový výkr.		Datum	30.12.2017				



TU v Liberci

PŘEVODOVKA

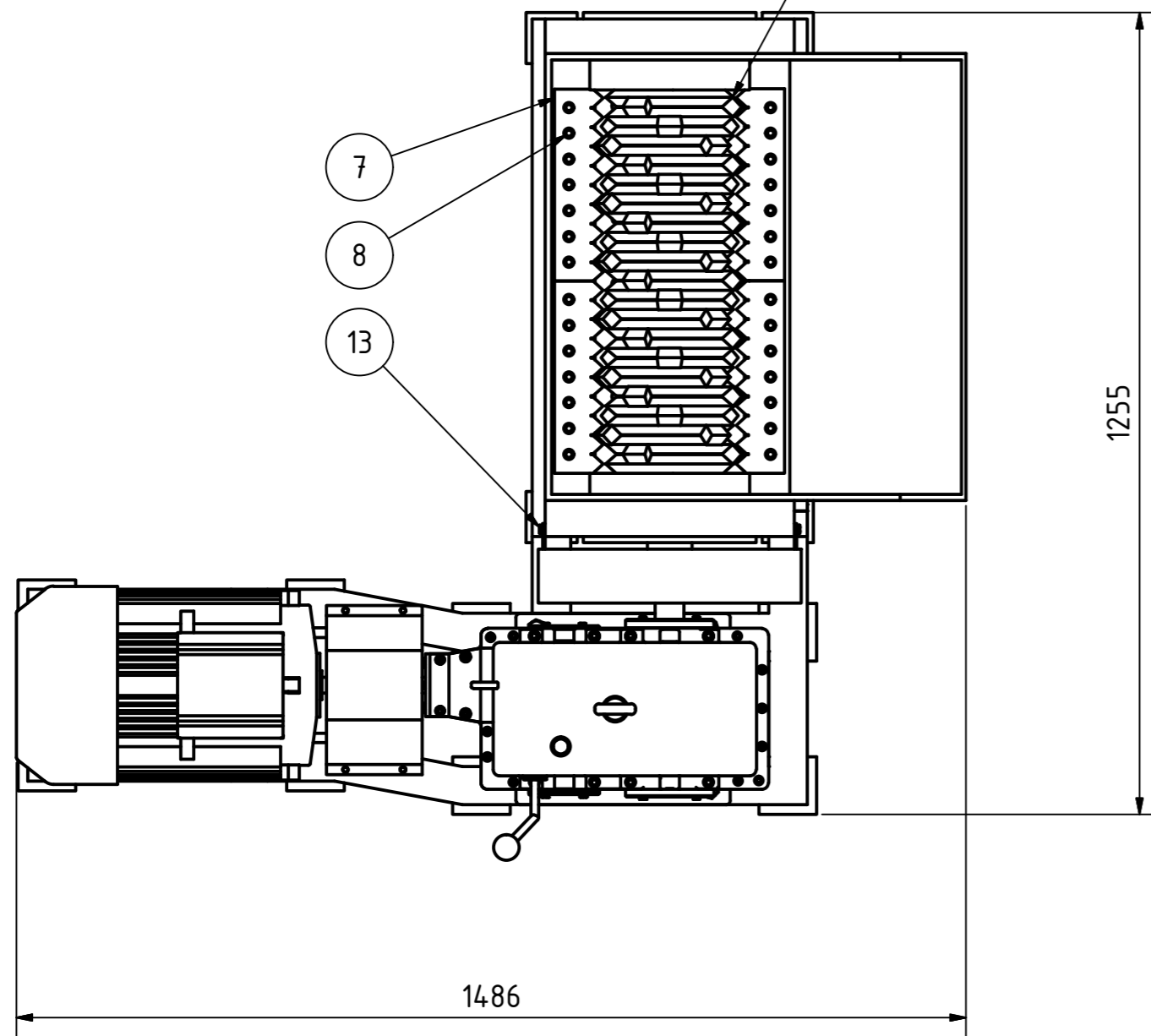
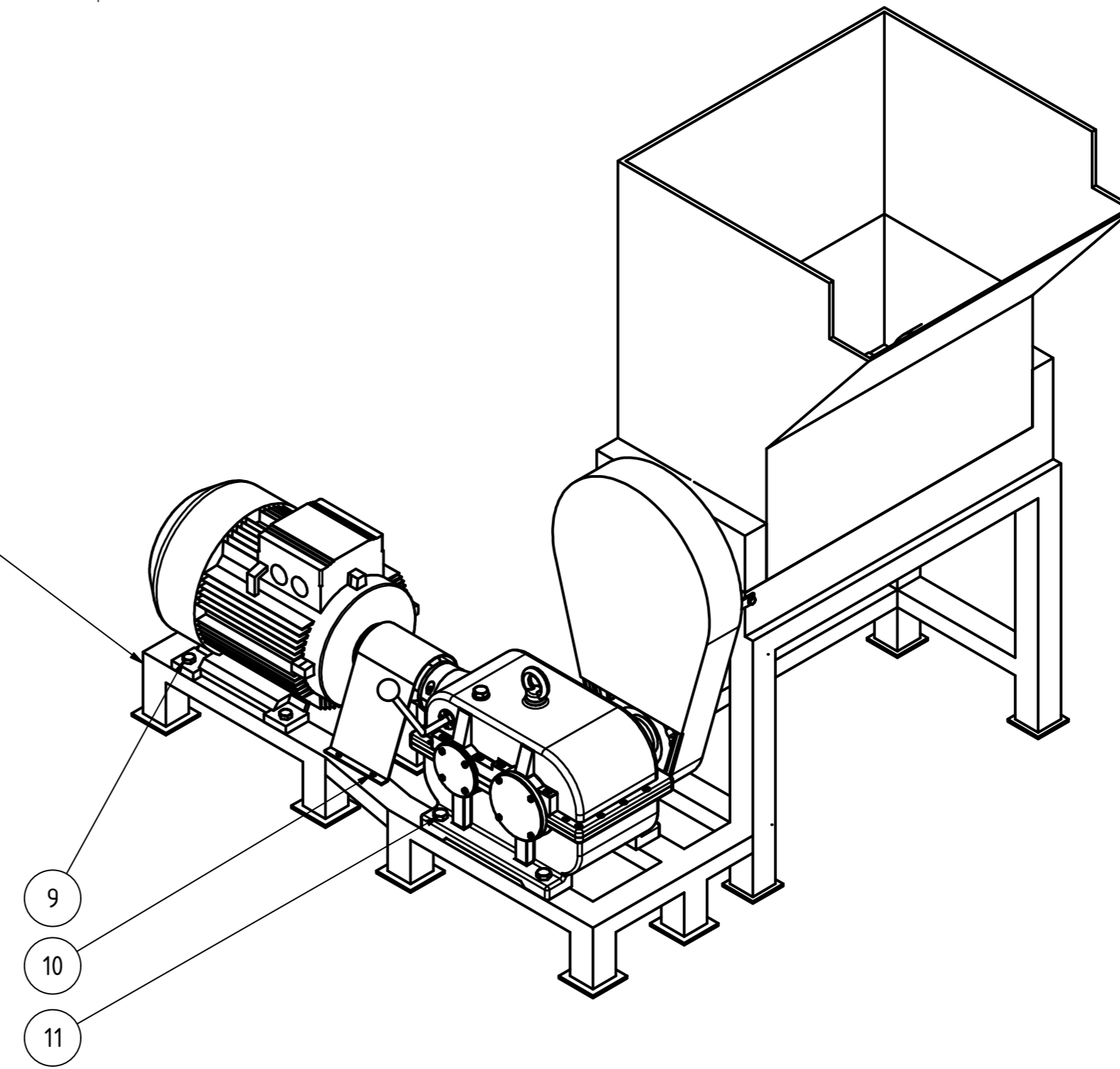
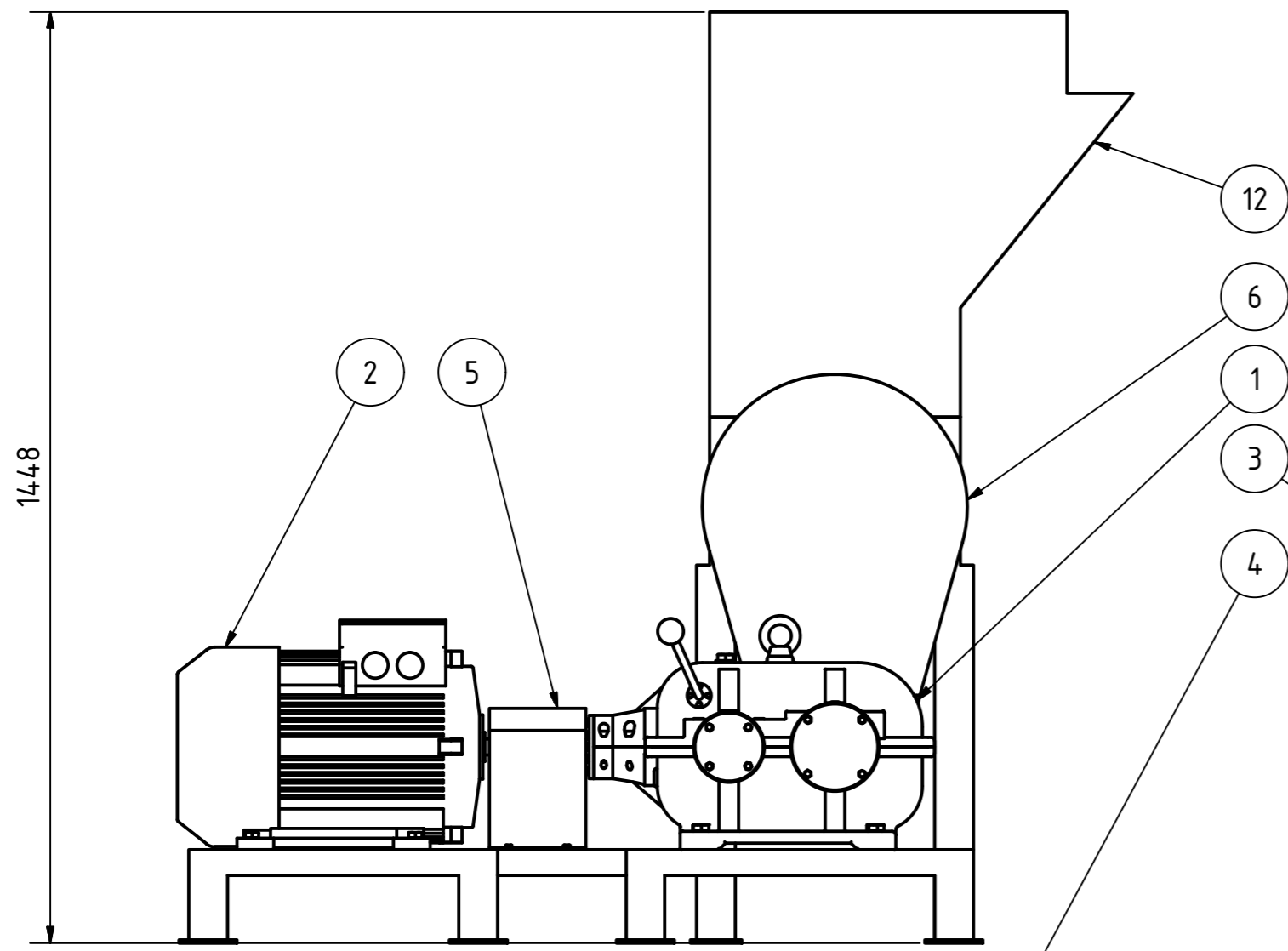
BP-01-K



KUSOVNÍK

POZICE	KS	NÁZEV - NORMA/POLOTOVAR	MATERIÁL	VÝKRES
51	1	MATICE - KM5 ČSN 02 0411		
52	2	POJISTNÝ KROUŽEK - 30 ČSN 02 2930		
53	1	POJISTNÁ PODLOŽKA - MB5 ČSN ISO 282		
54	1	POJISTNÁ PODLOŽKA - MB8 ČSN ISO 282		
55	1	MATICE - KM8 ČSN 02 0411		
56	1	PODLOŽKA POD LOŽISKEM 2 - TR68x6 - 3 ČSN 42 5715	11 373	
57	1	GUFERO - GP 12 -22-4 NBR ČSN 02 9401		
58	1	VÍČKO 6 - KR 38-4 CSN 44 5510	11 373	
59	4	ŠROUB - ISO 4014 - M4 x 10		
60	2	PERO 1 - 8x7x25 CSN 02 2562	11 600	
61	1	PERO 2 - 10x8x25 CSN 02 2562	11 600	
62	1	PERO 3 - 14x9x30 CSN 02 2562	11 600	
63	1	PERO 4 - 16x10x40 CSN 02 2562	11 600	
64	1	PERO 5 - 12x8x45 CSN 02 2562	11 600	
65	1	ZÁVĚSNÝ ŠROUB M16x27 ČSN 02 1369		
66	1	HŘÍDELOVÁ SPOJKA - KR 102-42 CSN 44 5510	11 500	

Rozm.-Polot.				PŘESNOST ISO 2768-mK	
		c)	Mater.	Tř. odp.	TOLEROVÁNÍ ISO 8015
		b)	Č. hm.	kg Hr. hm.	PROMÍTÁNÍ
		a)			
Změna	Datum	Index	Podpisy	TU v Liberci PŘEVODOVKA BP-01-K	
Měřítka	Pozn.	Navrhl			
1:1		Kreslil	Marek Šikola		
		Přezkoušel			
Č.seznamu		Technolog		Typ	
Č.sestavy	BP-01-00	Normaliz.		Čis.výkresu	
Starý výkr.		Schválil			
Nový výkr.		Datum	30.12.2017		



KUSOVNÍK				
POZICE	KS	NÁZEV - NORMA	MATERIÁL	VÝKRES
13	2	ŠROUB - ISO 4014 - M8 x 40		
12	1	NÁSYPKA	11 373	
11	4	ŠROUB - ISO 4014 - M16 x 65		
10	4	ŠROUB - ISO 4014 - M6 x 10		
9	4	ŠROUB - ISO 4014 - M14 x 60		
8	28	ŠROUB - ISO 4762 - M10 x 16		
7	1	DESKA S OSTRÍM	19 733	
6	1	KRYT ŘETĚZU	11 373	
5	1	KRYT SPOJKY	11 373	
4	1	DRTIČ		
3	1	RÁM	11 373	
2	1	ELEKTROMOTOR - 1LA7 164-2AA		
1	1	PŘEVODOVKA		

Rozm.-Polot.		c)		Mater.	Tř. odp.		PŘESNOST ISO 2768-mk	
		b)		Č. hm.	kg	Hr. hm.	kg	TOLEROVÁNÍ ISO 8015
		a)						PROMÍTÁNÍ
Změna		Datum	Index	Podpisy				
Měřítko	Pozn.	Navrhl	Kreslil		Marek Šikola			
1:10		Přezkoušel				DRTIČ ODPADU		
Č.seznamu		Technolog				Typ		
Č.sestavy		Normaliz.				Čís.výkresu		
Starý výkr.		Schválil				BP-01-000		
Nový výkr.		Datum	30.12.2017			List		