



Pohon míchačky na beton

Bakalářská práce

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

Autor práce: **Vojtěch Hamala**
Vedoucí práce: Ing. Rudolf Martonka, Ph.D.



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Vojtěch Hamala**

Osobní číslo: **S15000060**

Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Strojní inženýrství**

Název tématu: **Pohon míchačky na beton**

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 míchačky na beton o výkonu 750 W a výstupních otáčkách 27 ot./min. Vše bude uloženo na svařovaném rámu.

Obsah bakalářské práce:

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

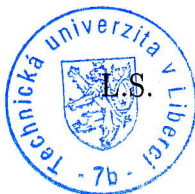
Rozsah grafických prací: přílohy dle potřeby
Rozsah pracovní zprávy: 50
Forma zpracování bakalářské práce: tištěná/elektronická
Seznam odborné literatury:


- [1] Pešík, L. *Části strojů. 1. díl.* Liberec: TU 2005. ISBN 80-7083-938-4
- [2] Pešík, L. *Části strojů. 2. díl.* Liberec: TU 2005. ISBN 80-7083-939-2
- [3] Moravec, V. *Konstrukce strojů a zařízení 2. čelní ozubená kola.* Ostrava: Vysoká škola báňská, Technická univerzita, Fakulta strojní, 2001, 291 s.
- [4] Mrkvica, I. *Současné trendy v obrábění ozubených kol.* Ostrava: Vysoká škola báňská, Technická univerzita, Fakulta strojní, 2011, 120 s.
- [5] Leinveber, J. a P. Vávra *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
- [11] www firemní stránky výrobců zařízení

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

Datum zadání bakalářské práce: **12. února 2016**
Termín odevzdání bakalářské práce: **12. května 2017**


prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan




prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.
vedoucí katedry

V Liberci dne 12. února 2016

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

Velice rád bych poděkoval Ing. Rudolfu Martonkovi, Ph.D. za odborné vedení bakalářské práce, věcné rady a vstřícnost při konzultacích. Dále bych chtěl poděkovat mé rodině a přítelkyni, za trpělivost a podporu během celého studia.

Abstrakt:

Bakalářská práce se zabývá kompletním návrhem pohonného systému míchačky na beton o výkonu 750 W a výstupních otáčkách 27 ot./min. Pohonný systém se skládá z elektromotoru, převodové skříně a řetězového převodu, který pohání buben míchačky. Vše je uloženo na svařovaném rámu.

Práce obsahuje průzkum potenciálních řešení, 3D model pohonu, kompletní výpočtovou zprávu a kontrolu výstupního hřídele pomocí metody konečných prvků. Součástí jsou také výkresy vybraných dílů a celkové sestavy.

Klíčová slova:

Míchačka, převodová skříň, ozubená kola, metoda konečných prvků, řetěz

Abstract:

This bachelor thesis is concerned with complete project of concrete mixer's driving system with 750W and with output speed of 27 rpm. Driving system is composed of electric motor, gearbox and chain gear which drives concrete mixer's drum. All parts are placed on welded frame.

This thesis contains potential solution's analysis, driving system's 3D model, complete calculation report and output shaft inspection by Finite Element Method. Part of this thesis are selected parts drawings and complete layout drawings.

Key words:

Mixer, gearbox, gears, finite element method, chain

Obsah

1	Cíl práce	14
1.1	Úvod	15
1.2	Popis a přehled míchaček.....	15
2	Potenciální řešení.....	17
2.1	Zvolené řešení.....	19
3	Návrhové výpočty	20
3.1	Převodové poměry a otáčky na jednotlivých stupních	20
3.2	Výpočet krouticích momentů.....	20
3.3	Základní parametry soukolí	21
3.3.1	Čelní soukolí se šikmými zuby	21
3.3.2	Výpočet úhlu sklonu zubu	21
3.3.3	Základní geometrie čelního soukolí se šikmými zuby.....	22
3.3.4	Geometrie čelního soukolí se šikmými zuby	22
3.3.5	Základní geometrie šnekového soukolí	23
3.3.6	Geometrie šnekového soukolí.....	24
3.3.7	Volba materiálu a pevnostní výpočet ozubených kol.....	26
3.4	Hřídele	38
3.4.1	Silové poměry	38
3.4.2	Šnekový hřídel.....	39
3.4.3	Výstupní hřídel.....	42
3.4.4	Volba materiálů hřídelů	45
3.4.5	Minimální průměr hřídelů a jejich bezpečnosti.....	46
3.5	Ložiska	49
3.6	Volba maziva.....	50
3.6.1	Výpočet provozní teploty maziva.....	50
3.7	Pera	51
3.8	Předejpatý šroubový spoj.....	52
3.9	Řetězový převod.....	55
4	Metoda konečných prvků	58
5	3D model.....	59
6	Ekonomické zhodnocení	60
7	Závěr.....	61
	Literatura.....	63

Seznam obrázků:

1: Spádová míchačka (upraveno dle (5)).....	15
2: Lopatky uvnitř bubnu míchačky s nuceným mícháním (upraveno dle (6)).	16
3: Dvouhřídelová kontinuální míchačka (upraveno (7)).	16
4: Pastorek a ozubený věnec na obvodu bubnu (upraveno dle (8)).....	17
5: Uchycení bubnu na přírubě ukončující hřídel (upraveno dle (9)).	17
6: Hřídel poháněný pomocí řetězu (upraveno dle (10)).	18
7: Hřídel poháněný pomocí řemenu (upraveno dle (11)).	18
8: Zakrytovaný pohon (upraveno dle (12)).	18
9: Schéma pohonu.	19
10: Silové působení na šnekovém hřídeli.....	40
11: Průběh smykové síly na šnekovém hřídeli.	40
12: Průběh celkového ohybového momentu šnekovém hřídeli.....	40
13: Silové působení na šnekovém hřídeli.....	43
14: Průběh smykové síly na výstupním hřídeli.	43
15: Průběh celkového ohybového momentu na výstupním hřídeli.	43
16: Spojení náboje se šnekovým kolem.	53
17: Schéma předepjatého šroubového spoje.	53
18: Zavedení silového působení a okrajových podmínek	58
19: Průběh napětí na hřídeli	58
20: Převodová skříň s motorem a uspořádání skříně.....	59
21: Výstupní hřídel a mechanismus napínání řetězu.....	59
22: Čelní soukolí a celková sestava.....	59

Seznam tabulek:

1: Vstupní parametry	14
2: Základní rozměry čelního ozubení.....	22
3: Rozměry čelního soukolí.....	23
4: Rozměry zubu čelního soukolí.....	23
5: Roztečné kružnice šnekového soukolí.	24
6: Rozměry šnekového soukolí.	25
7: Mezní úchytky čelního soukolí (zvoleno dle (P 5.)).	29
8: Drsnost boků zubů.	30
9: Síly působící na čelní soukolí.	38
10: Síly působící na šnekové soukolí.	39
11: Životnost jednotlivých ložisek.	50
12: Zvolená pera	52
13: Zvolené součinitele (voleno dle (15)).	56
14: Ceny nakoupených dílů.....	60
15: Cenové rozpětí míchaček.	60

Seznam symbolů a zkratek:

i_{12}	[-]	převodový poměr na čelním soukolí
$i_{12\text{teor}}$	[-]	teoretický převodový poměr na čelním soukolí
i_{34}	[-]	převodový poměr na šnekovém soukolí
i_{cteor}	[-]	celkový teoretický převodový poměr
M_{k1}	[N.m]	kroucí moment na pastorku
M_{k2}	[N.m]	kroucí moment na spoluzabírajícím kole
M_{k3}	[N.m]	kroucí moment na šneku
M_{k4}	[N.m]	kroucí moment na šnekovém kole
Z_1	[-]	počet zubů pastorku
Z_{2n}	[-]	navrhovaný počet zubů kola
Z_2	[-]	počet zubů kola
Z_3	[-]	počet chodů šneku
Z_4	[-]	počet zubů šnekového kola
Z_{v2}	[-]	počet zubů virtuálního kola
Z_{v1}	[-]	počet zubů virtuálního kola
u_{12}	[-]	převodové číslo čelního soukolí
u_{34}	[-]	převodové číslo šnekového soukolí
n_1	[min ⁻¹]	vstupní otáčky
n_2	[min ⁻¹]	otáčky spoluzabírajícího kola
n_3	[min ⁻¹]	otáčky výstupního hřídele
n_4	[min ⁻¹]	výstupní otáčky
m_{12}	[mm]	modul čelního soukolí
m_{34}	[mm]	modul šnekového soukolí
m_{34n}	[mm]	modul šnekového soukolí v normální rovině
m_{12t}	[mm]	modul čelního soukolí v tečné rovině
ε_β	[-]	součinitel záběru profilu (v normální rovině)
b_{12}	[mm]	šířka záběru ozubení
b_1	[mm]	šířka pastorku
b_2	[mm]	šířka spoluzabírajícího kola
β_{12}	[°]	úhel sklonu zubů na roztečném válci
d_1	[mm]	průměr roztečné kružnice pastorku
d_2	[mm]	průměr roztečné kružnice spoluzabírajícího kola
d_3	[mm]	průměr roztečné kružnice šneku
d_4	[mm]	průměr roztečné kružnice šnekového kola
p_{12t}	[mm]	rozteč v tečné rovině
p_{12n}	[mm]	rozteč v normální rovině
α_{12n}	[°]	čelní úhel záběru v normální rovině
α_{12t}	[°]	čelní úhel záběru v tečné rovině
d_{1b}	[mm]	průměr základní kružnice pastorku
d_{2b}	[mm]	průměr základní kružnice spoluzabírajícího
kola		
d_{3b}	[mm]	průměr základní kružnice šneku
d_{4b}	[mm]	průměr základní kružnice šnekového kola
d_{1a}	[mm]	průměr hlavové kružnice pastorku
d_{2a}	[mm]	průměr hlavové kružnice spoluzabírajícího kola
d_{3a}	[mm]	průměr hlavové kružnice šneku
d_{4a}	[mm]	průměr hlavové kružnice šnekového kola
d_{1f}	[mm]	průměr patní kružnice pastorku
d_{2f}	[mm]	průměr patní kružnice spoluzabírajícího kola
d_{3f}	[mm]	průměr patní kružnice šneku
d_{4f}	[mm]	průměr patní kružnice šnekového kola
c_{12}	[mm]	hlavová vůle čelního soukolí

c_{34}	[mm]	hlavová vůle šnekového soukolí
p_{12b}	[mm]	základní rozteč čelního soukolí
d_{1w}	[mm]	průměr valivé kružnice pastorku
d_{2w}	[mm]	průměr valivé kružnice spoluzabírajícího kola
d_{3w}	[mm]	průměr valivé kružnice šneku
d_{4w}	[mm]	průměr valivé kružnice šnekového kola
s_{12}	[mm]	tloušťka zubu čelních kol
h_{12a}	[mm]	výška hlavy zubu čelních kol
h_{12f}	[mm]	výška paty zubu čelních kol
a_{12}	[mm]	roztečná osová vzdálenost čelního soukolí
β_{12b}	[°]	úhel sklonu zubů na základním válci
a_{34}	[mm]	roztečná osová vzdálenost šnekového soukolí
q	[-]	součinitel průměru šneku
b_{3min}	[mm]	minimální šířka šneku
b_3	[mm]	šířka šneku
b_4	[mm]	šířka věnce šnekového kola
γ	[°]	úhel stoupání šneku na roztečném válci
γ_b	[°]	zákl. úhel stoupání šneku na roztečném válci
α_x	[°]	osový úhel v profilu šneku
p_z	[mm]	stoupání závitu
p_x	[mm]	osová rozteč
p_b	[mm]	základní rozteč
V_{Hv}	[Hv]	tvrdost na boku zubu
R_m	[MPa]	mez pevnosti
R_e	[MPa]	mez kluzu
$R_{p0.2}$	[MPa]	smluvní mez kluzu
J_{Hv}	[Hv]	tvrdost v jádře zubu
σ_{Hlim}	[MPa]	mez únavy v dotyku
σ_{Flim}	[MPa]	mez únavy v ohybu
E_{red}	[MPa]	redukovaný modul pružnosti v tahu
v_k	[mm.s ⁻¹]	skluzová rychlost
F_{12t}	[N]	obvodová síla působící na pastorek
K_v	[-]	součinitel vnějších dynamických sil
K_A	[-]	součinitel vnějších dynamických sil
g_a	[mm]	dráha záběru
$\varepsilon_{12\alpha}$	[-]	součinitel záběru profilu (v čelní rovině)
$\varepsilon_{12\gamma}$	[-]	celkový součinitel záběru profilu
Z_H	[-]	součinitel tvaru spoluzabírajících kol pro dotyk
Z_E	[-]	součinitel mechanických vlastností materiálu
Z_ε	[-]	souč. součtové délky dotyk. křivek boků zubů
Z_β	[-]	součinitel vlivu sklonu zubu
σ_{H01}	[MPa]	nominální napětí v dotyku pastorku
σ_{H02}	[MPa]	nominální napětí v dotyku spoluzabírajících kol
$Z_{B,D}$	[-]	souč. jednopárového záběru pro šikmé zuby
A, B	[-]	pomocný součinitel
F_{12m}	[N]	střední obvodová síla čelního soukolí
c_γ	[N.mm ⁻¹ . μm ⁻¹]	střední tuhost zubu
d_{sh}	[mm]	průměr hřídele v místě pastorku
l	[mm]	vzdálenost ložisek hřídele
l_s	[mm]	vzdálenost ložiska od pastorku
K^c	[-]	součinitel polohy pastorku vůči ložiskům
f_{sh}	[μm]	úchylka dotykové křivky způsobené deformací
$f_{H\beta}$	[μm]	mezní úchylka sklonu zubu
f_{ma}	[μm]	výrobní úchylka dotykové křivky

$F_{\beta x}$	[μm]	počáteční celková úchylka dotykové křivky
y_{β}	[μm]	snížení úchylky dotyk. křivky opotřeбенí při záběru
$F_{\beta y}$	[μm]	celková úchylka dotykové křivka
P_p	[-]	pomocný proměnná
$K_{H\beta}$	[-]	součinitel nerovnoměrnosti rozložení zubů po šířce
$K_{H\alpha}$	[-]	součinitel přidavných zatížení (dotyk)
f_{pt}	[μm]	mezní úchylka čelní rozteče
f_{pt}	[μm]	mezní úchylka základní rozteče
$y_{12\alpha}$	[μm]	snížení úchylky základní rozteče při záběru
F_{12tH}	[N]	směrodatná obvodová síla čelního soukolí
q_{α}	[-]	pomocný součinitel
σ_{H1}	[MPa]	napětí v dotyku pastorku
σ_{H2}	[MPa]	napětí v dotyku spoluzabírajícího kola
Ra_1	[μm]	drsnost boku zubů pastorku
Ra_2	[μm]	drsnost boku zubů spoluzabírajícího kola
Ra_{ISO1}	[μm]	průměrná výška prvků profilu boku zubu pastorku
Ra_{ISO2}	[μm]	průměrná výška prvků profilu boku zubu kola
ρ_1	[mm]	poloměr křivosti pastorku
ρ_2	[mm]	poloměr křivosti spoluzabírajícího kola
ρ_{red}	[mm]	redukovaný poloměr křivosti
RZ_{10}	[μm]	průměrná relativní výška profilů boků zubů
Z_{LVR}	[-]	součinitel drsnosti boků zubů
Z_W	[-]	součinitel tvrdosti
Z_X	[-]	součinitel velikosti
Z_{NT1}	[-]	součinitel počtu cyklů pastorku
Z_{NT2}	[-]	součinitel počtu cyklů spoluzabírajícího kola
S_{Hmin}	[-]	minimální požadovaná bezpečnost v dotyku
σ_{HP1}	[MPa]	přípustné napětí v dotyku pastorku
σ_{HP2}	[MPa]	přípustné napětí v dotyku spoluzabírajícího kola
S_{H1}	[-]	součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů pastorku
S_{H2}	[-]	součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů spoluzabírajícího kola
Y_{ST}	[-]	součinitel koncentrace
σ_{FE12}	[MPa]	mez únavy v ohybu referenčního ozubeného kola
Y_{NT12}	[-]	součinitel počtu cyklů čelního soukolí
$Y_{\delta relT}$	[-]	poměrný součinitel vrubové citlivosti
Y_{RrelT}	[-]	součinitel drsnosti v oblasti přechodu zubu
Y_{β}	[-]	součinitel sklonu zubu
Y_X	[-]	součinitel velikosti
S_{Fmin}	[MPa]	hodnota přípustného napětí v ohybu
Y_{Fa1}	[-]	součinitel tvaru zubu při působení síly na špičku zubu pro pastorek
Y_{Fa2}	[-]	součinitel tvaru zubu při působení síly na špičku zubu pro spoluzabírající kolo
Y_{Sa1}	[-]	součinitel koncentrace napětí přizpůsobení síly na špičku zubu pro pastorek
Y_{Sa2}	[-]	součinitel koncentrace napětí přizpůsobení síly na špičku zubu pro spoluzabírající kolo
Y_{12e}	[-]	součinitel vlivu záběru profilu pro čelní soukolí
$K_{F\alpha}$	[-]	součinitel rozdělení zatížení na jednotlivých zubů
σ_{F01}	[MPa]	nominální napětí v ohybu pastorku

σ_{F02}	[MPa]	nominální napětí v ohybu spoluzabírajícího kola
N_F	[-]	exponent pro výpočet součinitele nerovnoměrnosti zatížení zubů
$K_{F\beta}$	[-]	součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce pro ohyb
σ_{F1}	[MPa]	ohybové napětí na patě zubu pastorku
σ_{F2}	[MPa]	ohybové napětí na patě zubu spoluzabírajícího kola
S_{F1}	[-]	součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu pro pastorek
S_{F2}	[-]	součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu pro spoluzabírající kolo
Z_v	[-]	součinitel rychlosti
L_H	[-]	součinitel počtu cyklů
Z_{OIL}	[-]	součinitel maziva
Z_S	[-]	součinitel velikosti
σ_{HG}	[MPa]	korigovaná mez únavy
b_{4H}	[mm]	pracovní šířka šnekového kola
p^*	[-]	parametr středního Hertzova napětí
Y_S	[-]	součinitel velikosti
f_{0T}	[-]	základní součinitel tření pro standardní referenční šnekové soukolí
h^*	[-]	součinitel tloušťky mazací vrstvy pro šneky
Y_G	[-]	součinitel geometrie
Y_W	[-]	součinitel materiálu
Y_R	[-]	součinitel drsnosti
f_{zm}	[-]	střední součinitel tření
η_{34}	[%]	účinnost šnekového soukolí
P_4	[W]	výkon na šnekovém kole
σ_{Hm}	[MPa]	střední napětí v dotyku
S_H	[-]	bezpečnost v dotyku
σ_{FlimT}	[MPa]	mez únavy v dotyku
τ_{FlimT}	[MPa]	mez únavy ve smyku
N_L	[-]	počet cyklů
Y_{NL}	[-]	součinitel počtu cyklů
τ_{FG}	[MPa]	korigovaná mez únavy
Y_{34e}	[-]	součinitel vlivu záběru profilu
α_o	[°]	osový úhel profilu
Y_F	[-]	součinitel tvaru
Y_γ	[-]	součinitel úhlu stoupání šroubovice
s_K	[mm]	tloušťka věnce šnekového kola
τ_f	[MPa]	smykové napětí v patě zubu
S_F	[-]	součinitel bezpečnosti proti vzniku lomu v patě zubu
δ_{max}	[mm]	maximální průhyb hřídele šneku
δ_{lim}	[mm]	mezní průhyb hřídele šneku
s_δ	[-]	součinitel bezpečnosti průhybu hřídele šneku
F_{t1}	[N]	tečná síla působící na pastorek
F_{t2}	[N]	tečná síla působící na spoluzabírající kolo
F_{t3}	[N]	tečná síla působící na šnek
F_{t4}	[N]	tečná síla působící na šnekové kolo
F_{a1}	[N]	axiální síla působící na pastorek
F_{a2}	[N]	axiální síla působící na spoluzabírající kolo

F_{a3}	[N]	axiální síla působící na šnek
F_{a4}	[N]	axiální síla působící na šnekové kolo
F_{r1}	[N]	radiální síla působící na pastorek
F_{r2}	[N]	radiální síla působící na spoluzabírající kolo
F_{r3}	[N]	radiální síla působící na šnek
F_{r4}	[N]	radiální síla působící na šnekové kolo
f'	[-]	součinitel tření v ozubení
φ^*	[°]	třecí úhel v ozubení
l	[mm]	vzdálenost
F_A	[N]	síla působící v ložisku A
F_B	[N]	síla působící v ložisku B
F_C	[N]	síla působící v ložisku C
F_D	[N]	síla působící v ložisku D
M_{oY}	[N.m]	ohybový moment v ose y
M_{oZ}	[N.m]	ohybový moment v ose z
σ_{Co}	[MPa]	mez únavy materiálu
σ'_{Co}	[MPa]	korigovaná mez únavy materiálu
τ_{DK}	[MPa]	dovolené smykové napětí
k_a	[-]	součinitel vlivu jakosti povrchu
k_b	[-]	součinitel vlivu velikosti tělesa
k_c	[-]	součinitel vlivu způsobu zatěžování
k_d	[-]	součinitel vlivu teploty
k_e	[-]	součinitel spolehlivosti
k_f	[-]	součinitel zahrnující další vlivy
M_{oRED}	[N.m]	redukovaný ohybový moment
d_k	[mm]	minimální průměr hřídele
σ_{O1}	[MPa]	napětí v ohybu šnek.hřídele
σ_{O1}	[MPa]	napětí v ohybu výstup.hřídele
τ_{k1}	[MPa]	napětí v krutu šnek.hřídele
τ_{k2}	[MPa]	napětí v ohybu výstup.hřídele
k_{o1}	[-]	součinitel bezpečnosti v ohybu šnek.hřídele
k_{o2}	[-]	součinitel bezpečnosti v ohybu výstup. hřídele
k_{k1}	[-]	součinitel bezpečnosti v krutu šnek.hřídele
k_{k2}	[-]	součinitel bezpečnosti v krutu výstup.hřídele
k_{d1}	[-]	celková bezpečnost šnek.hřídele
k_{d2}	[-]	celková bezpečnost výstup.hřídele
P_L	[N]	ekvivalentní zatížení
C	[N]	dynamická únosnost
v_{40}	[mm ² .s ⁻¹]	kinematická viskozita
t_{Slim}	[°C]	mezní teplota pro syntetické oleje
$c_{1,0}$	[-]	součinitel pro skříně bez ventilátoru
t_0	[°C]	teplota okolního prostředí
t_s	[°C]	provozní teplota maziva ve skříně převodovky
S_t	[-]	teplotní součinitel bezpečnosti
b_p	[mm]	šířka pera
h_p	[mm]	výška pera
d_{h1}	[mm]	průměr hřídele v místě spoje
F_{obv}	[N]	obvodová síla
l_{pe}	[mm]	minimální délka pera
k_n	[-]	návrhový součinitel
p_D	[MPa]	dovolený tlak
M_T	[N.m]	třecí moment
F_T	[N]	třecí síla
F_N	[N]	provozní síla
F_P	[N]	síla svírající spojované součásti

F_S	[N]	síla ve šroubu
σ_S	[MPa]	dolní mez kluzu pro šroub
A_S	[mm ²]	výpočetní průřez šroubu
d_s	[mm]	díra pro šroub
S_s	[mm ²]	plocha díry pro šroub
D_k	[mm]	průměr klíče
l_s	[mm]	délka šroubu
l_p	[mm]	délka spojovaných součástí
D_n	[mm]	vnější průměr náhradního dutého válce
S_p	[mm ²]	plocha spoje
$k_{s,p}$	[N.mm ⁻¹]	tuhost šroubu a spojovaných součástí
ΔF_p	[N]	změna síly mezi spojovanými součástmi
F_Q	[N]	síla předpětí
γ_s	[°]	úhel stoupání závitu
f'_z	[-]	součinitel tření mezi plochami závitu
α'	[°]	úhel profilu závitu
φ'_z	[°]	třecí úhel v závitu
f'_p	[-]	součinitel tření mezi spojovanými součástmi
M_u	[N.m]	utahovací moment
p_r	[mm]	rozteč hnacího kola
d_t	[mm]	roztečná kružnice hnacího kola
v_t	[m.s ⁻¹]	obvodová rychlost hnacího kola
F_R	[N]	tažná síla
Y	[-]	součinitel rázu
k	[-]	součinitel výkonu
I_2	[-]	součinitel mazání
φ	[-]	součinitel provedení
σ	[-]	součinitel vzdálenosti os
P_D	[W]	diagramový výkon
X	[-]	počet článků řetězu
F_C	[N]	celkové zatížení řetězu
F_B	[N]	pevnost v přetržení řetězu
γ_{stat}	[-]	statický bezpečnostní koeficient
γ_{dyn}	[-]	dynamický bezpečnostní koeficient
I_1	[-]	součinitel tření
f	[mm ²]	plocha článku řetězu
p_i	[MPa]	měrný tlak v kloubech řetězu
p_v	[MPa]	výpočtový tlak v kloubech řetězu

1 Cíl práce

Cílem této bakalářské práce je navrhnout kompletní pohonný systém míchačky na beton. Součástí tohoto systému je převodová skříň s ozubenými koly poháněná elektromotorem a spojení výstupního hřídele s bubnem míchačky pomocí řetězového převodu. Celá soustava je uložena na svařovaném rámu, který se bude naklápět pro vysypání betonu do připravené nádoby. Vstupní parametry potřebné k návrhu pohonného systému jsou uvedeny v Tab. 1.

Výkon trojfázového elektromotoru	$P = 750 \text{ W}$	(1)
Otáčky trojfázového elektromotoru	$n_1 = 1\,380 \text{ min}^{-1}$	(2)
Výstupní otáčky z převodové skříně	$n_4 = 27 \text{ min}^{-1}$	(3)
Požadovaná trvanlivost	$L_h = 8\,000 \text{ h}$	(4)
Součinitel vnějších dynamických sil	$K_A = 1,85$	(5)

Tab. 1: Vstupní parametry.

1.1 Úvod

Míchání je proces, při kterém dochází ke smíchání minimálně dvou složek za účelem homogenizace směsi. Míchačka je tedy zařízení sloužící k míchání vícesložkových sypkých směsí, kapalin i jejich kombinací. S míchačkou se setkáváme v mnoha odvětvích, jako je stavebnictví, potravinářství, při technologii zpracování plastů, při míchání roztoků nebo barev v laboratořích, nebo například v kuchyni kde jsou využívány jako domácí roboti.

Práce se bude nejdříve zabývat rozdělením míchaček na několik typů, poté průzkumem potenciálních řešení návrhu míchačky a nakonec dojde k vlastnímu provedení návrhu. Při návrhu součástí musí být zohledněna bezpečnost a životnost míchačky. Jednotlivé součásti musí být navrženy tak, aby byly vyrobitelné a splňovaly svoji funkci. Práce bude obsahovat 3D model pohonu včetně výkresové dokumentace sestavy a vybraných dílů. Kontrola jedné vybrané součásti bude provedena pomocí metody konečných prvků.

1.2 Popis a přehled míchaček

Práce se zabývá návrhem míchačky na beton, a proto se následující rozdělení bude týkat pouze míchaček používaných ve stavebnictví. Rozlišujeme několik typů:

Míchačky spádové – Jsou to nejběžněji používané typy míchaček, zpravidla bubnového provedení. Míchačka tohoto typu je zobrazena na Obr. 1. Míchání se provádí otáčením bubnu, kdy se směs přesypá přes lopatky, které jsou pevně spojené s bubnem. K vyprázdnění míchačky dochází překlopením bubnu do určité polohy, případně reverzací otáček.



Obr. 1: Spádová míchačka (upraveno dle (5)).

Míchačky s nuceným mícháním – Tyto míchačky jsou obvykle horizontální nebo vertikální. Uvnitř nehybného bubnu jsou ramena, která se otáčejí kolem vnitřní osy a jsou od ní různě vzdálená. Na koncích ramen mohou být navíc rotující lopatky. Lopatky uvnitř bubnu jsou vyobrazeny na Obr. 2.



Obr. 2: Lopatky uvnitř bubnu míchačky s nuceným mícháním (upraveno dle (6)).

Míchačky kontinuální – Tyto míchačky fungují na principu neustálého míchání, kdy se na jednom konci přidávají suroviny v daném poměru a na druhém konci vypadává již hotová směs. Konstrukce těchto míchaček, může být bubnová nebo dvouhřídelová (vyobrazena na Obr. 3).



Obr. 3: Dvouhřídelová kontinuální míchačka (upraveno (7)).

2 Potenciální řešení

Vzhledem k vstupním parametrům je pravděpodobné, že řešení pohonu bude navrhováno pro spádovou míchačku a proto se práce bude zabývat pouze tímto typem míchaček. Komerčně vyráběné spádové míchačky mají pohon bubnu nejčastěji vyřešený pomocí pastorku a ozubeného věnce na obvodu bubnu (Obr. 4), který zároveň slouží jako jednostupňový převod.



Obr. 4: Pastorek a ozubený věnec na obvodu bubnu (upraveno dle (8)).

Méně časté řešení pohánění hřídele bubnu míchačky je pomocí řetězového, případně řemenového převodu. Hřídel je pak zakončený přírubou, na níž je přimontovaný buben (Obr. 5). Toto řešení se objevuje spíše na starších typech a míchačkách domácího provedení. U těchto typů se používá šneková, případně šneko-čelní převodovka, která má vysoký převodový poměr a je možné zvolit motor o vysokých otáčkách.



Obr. 5: Uchycení bubnu na přírubě ukončující hřídel (upraveno dle (9)).

Dále jsou na obrázcích Obr. 6, Obr. 7 a Obr. 8 zobrazeny další příklady konstrukčních řešení míchaček.



Obr. 6: Hřidel poháněný pomocí řetězu (upraveno dle (10)).



Obr. 7: Hřidel poháněný pomocí řemenu (upraveno dle (11)).

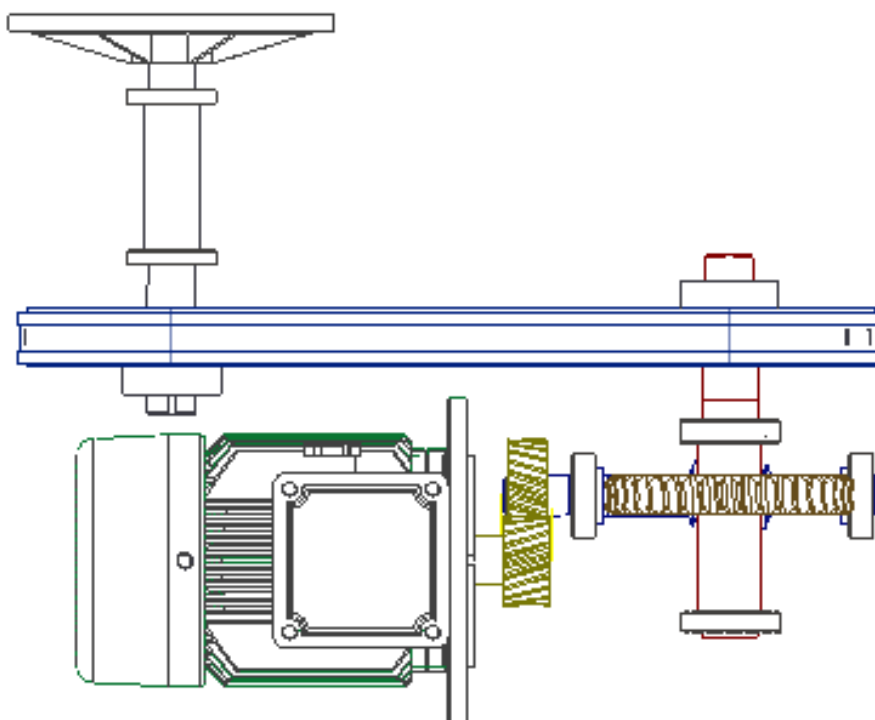


Obr. 8: Zakrytovaný pohon (upraveno dle (12)).

2.1 Zvolené řešení

Vzhledem k výkonu míchačky, se tato práce bude zabývat pouze míchačkou pro domácí použití, kdy není potřeba namíchat velké množství betonu najednou. Inspirací pro řešení jsou míchačky, u kterých je buben poháněn pomocí řetězového převodu. Vysoký převodový poměr je vyřešen pomocí šneko-čelní převodovky, která má výhodu oproti ozubenému věnci v tom, že je uzavřená v převodové skříni a případné nečistoty nemají vliv na její funkci. Ozubený věnec je především u levnějších typů míchaček vyráběn z nepříliš kvalitních materiálů a mohlo by dojít k vylomení zubu z věnce/pastorku, případně k jiné poruše v důsledku jeho zanesení způsobeném používáním.

Celý pohon je umístěn na svařovaném rámu a z části zakrytý plechem proti provozním nečistotám. Z bezpečnostních důvodů, při případné nehodě, kdy obsluha míchačky z nepozornosti přetíží míchačku, zanechá v bubnu lopatu atd., musí být zajištěno, aby se buben přestal točit. Pro podobné situace je pero spojující bubnový hřídel a řetězové kolo, dimenzováno na hranici únosnosti aby se v případě problému zlomilo. Toto místo je zvoleno z praktického hlediska, pera jde zde snadno vyměnit. Na Obr. 9 je zobrazeno schéma pohonu.



Obr. 9: Schéma pohonu.

3 Návrhové výpočty

3.1 Převodové poměry a otáčky na jednotlivých stupních

Vstupní otáčky

$$n_1 = 1\,380 \text{ min}^{-1} \quad (6)$$

Výstupní otáčky

$$n_4 = 27 \text{ min}^{-1} \quad (7)$$

Celkový teoretický převodový poměr

$$i_{cteor} = \frac{n_1}{n_4} = \frac{1\,380}{27} = 51,111 \quad (8)$$

Vypočítaný převodový poměr se nedá uskutečnit pomocí žádných normalizovaných převodových poměrů, a proto byla jeho hodnota snížena

$$i_{cteor} = 50 \quad (9)$$

Tomu odpovídají otáčky

$$n_4 = \frac{n_1}{i_{cteor}} = \frac{1\,380}{50} = 27,6 \text{ min}^{-1} \quad (10)$$

Zvolený normalizovaný převodový poměr pro šnekové soukolí

$$i_{34} = 40 \quad (11)$$

Teoretický převodový poměr pro čelní soukolí

$$i_{12teor} = \frac{i_{cteor}}{i_{34}} = \frac{50}{40} = 1,25 \quad (12)$$

Otáčky na šnekovém hřídeli

$$n_2 = n_3 = 1\,092,5 \text{ min}^{-1} \quad (13)$$

3.2 Výpočet krouticích momentů

$$M_{k1} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{750 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1\,380} = 5,190 \text{ Nm} \quad (14)$$

$$M_{k2} = M_{k3} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_2} = \frac{750 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1\,092,5} = 6,556 \text{ Nm} \quad (15)$$

$$M_{k4} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_4} = \frac{750 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 27,6} = 172,303 \text{ Nm} \quad (16)$$

3.3 Základní parametry soukolí

3.3.1 Čelní soukolí se šikmými zuby

Zvolený počet zubů pastorku

$$z_1 = 19 \quad (17)$$

Počet zubů spoluzabírajícího kola – navrhovaný

$$z_{2n} = i_{12teor} \cdot z_1 = 1,25 \cdot 19 = 23,75 \quad (18)$$

zvoleno

$$z_2 = 24 \quad (19)$$

Konečný převodový poměr čelního soukolí

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{24}{19} = 1,263 \quad (20)$$

Zvolený modul čelního soukolí – normální

$$m_{12} = 2,5 \text{ mm} \quad (21)$$

Součinitel záběru kroku

$$\varepsilon_\beta = 1 \quad (22)$$

Šířka záběru ozubení

$$9 \cdot m \leq b_{12} \leq 14 \cdot m \quad (23)$$

platí

$$b_{12} = \{22,5 \dots 35\} \quad (24)$$

zvoleno

$$b_{12} = 24 \text{ mm} \quad (25)$$

3.3.2 Výpočet úhlu sklonu zubu

Úhel sklonu zubu na roztečném válci

$$\beta_{12} = \arcsin\left(\frac{\varepsilon_\beta \cdot \pi \cdot m_{12}}{b_{12}}\right) = \arcsin\left(\frac{1 \cdot \pi \cdot 2,5}{24}\right) = 19,1^\circ \quad (26)$$

Z technologických důvodů volím

$$\beta_{12} = 19^\circ \quad (27)$$

3.3.3 Základní geometrie čelního soukolí se šikmými zuby

Počet zubů virtuálního kola

$$z_{1v} = \frac{z_1}{\cos(\beta_{12})^3} = \frac{19}{\cos(19^\circ)^3} = 22,477 \quad (28)$$

$$z_{2v} = \frac{z_2}{\cos(\beta_{12})^3} = \frac{24}{\cos(19^\circ)^3} = 28,392 \quad (29)$$

Výpočet čelního modulu

$$m_{12t} = \frac{m_{12}}{\cos(\beta_{12})} = \frac{2,5}{\cos(19^\circ)} = 2,644 \text{ mm} \quad (30)$$

	Pastorek
	Spolu zabírající kolo
Průměr roztečné kružnice	$d_1 = z_1 \cdot m_{12t} = 19 \cdot 2,644 = 50,237 \text{ mm}$ (31)
	$d_2 = z_2 \cdot m_{12t} = 24 \cdot 2,644 = 63,457 \text{ mm}$ (32)
Šířka ozubení	$b_1 = b_{12} + 2 \cdot m_{12} = 24 + 2 \cdot 2,5 = 29 \text{ mm}$ (33)
	$b_2 = b_{12} = 24 \text{ mm}$ (34)

Tab. 2: Základní rozměry čelního ozubení.

3.3.4 Geometrie čelního soukolí se šikmými zuby

Převodové číslo čelního soukolí

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{24}{19} = 1,263 \quad (35)$$

Normální rozteč

$$p_{12n} = \pi \cdot m_{12} = \pi \cdot 2,5 = 7,854 \text{ mm} \quad (36)$$

Čelní rozteč

$$p_{12t} = \pi \cdot m_{12t} = \pi \cdot 2,644 = 8,307 \text{ mm} \quad (37)$$

Čelní úhel záběru

$$\alpha_{12n} = 20^\circ$$

$$\alpha_{12t} = \arctan\left(\frac{\tan(\alpha_{12n})}{\cos(\beta_{12})}\right) = \arctan\left(\frac{\tan(20^\circ)}{\cos(19^\circ)}\right) = 21,054^\circ \quad (38)$$

Hlavová vůle

$$c_{12} = 0,25 \cdot m_{12} = 0,25 \cdot 2,5 = 0,625 \text{ mm} \quad (39)$$

Základní rozteč

$$p_{12b} = p_{12t} \cdot \cos(\alpha_{12t}) = 8,307 \cdot \cos(21,054^\circ) = 7,752 \text{ mm} \quad (40)$$

	Pastorek
	Spolu zabírající kolo
Průměr základní kružnice	$d_{1b} = d_1 \cdot \cos(\alpha_{12t}) = 46,883 \text{ mm}$ (41)
	$d_{2b} = d_2 \cdot \cos(\alpha_{12t}) = 59,221 \text{ mm}$ (42)
Průměr hlavové kružnice	$d_{1a} = d_1 + 2 \cdot m_{12} = 55,237 \text{ mm}$ (43)
	$d_{2a} = d_2 + 2 \cdot m_{12} = 68,457 \text{ mm}$ (44)
Průměr patní kružnice	$d_{1f} = d_1 - 2 \cdot (m_{12} + c_{12}) = 43,987 \text{ mm}$ (45)
	$d_{2f} = d_2 - 2 \cdot (m_{12} + c_{12}) = 57,207 \text{ mm}$ (46)
Průměr valivé kružnice	$d_{1w} = d_1$ (47)
	$d_{2w} = d_2$ (48)

Tab. 3: Rozměry čelního soukolí.

Tloušťka zubu	$s_{12} = \frac{p_{12t}}{2} = \frac{8,307}{2} = 4,153 \text{ mm}$ (49)
Výška hlavy zubu	$h_{12a} = m_{12} = 2,5 \text{ mm}$ (50)
Výška paty zubu	$h_{12f} = 1,25 \cdot m_{12} = 1,25 \cdot 2,5 = 3,125 \text{ mm}$ (51)
Výška zubu	$h_{12} = h_{12a} + h_{12f} = 2,5 + 3,125 = 5,625 \text{ mm}$ (52)

Tab. 4: Rozměry zubu čelního soukolí.

Roztečná osová vzdálenost (rovná se valivé vzdálenosti)

$$a_{12} = \frac{d_2 + d_1}{2} = \frac{50,237 + 63,457}{2} = 56,847 \text{ mm} \quad (53)$$

$$a_{12w} = a_{12}$$

Úhel sklonu zubu na základním válci

$$\beta_{12b} = \arcsin(\sin(\beta_{12}) \cdot \cos(\alpha_{12n})) = \arcsin(\sin(19^\circ) \cdot \cos(20^\circ)) = 17,814^\circ \quad (54)$$

3.3.5 Základní geometrie šnekového soukolí

Osová vzdálenost

$$a_{34} = 89,108 \text{ mm} \quad (55)$$

Modul šnekového soukolí

$$m_{34} = 3,55 \text{ mm} \quad (56)$$

Součinitel průměru šneku

$$q = 10 \quad (57)$$

Počet chodů šneku

$$z_3 = 1 \quad (58)$$

	Šnek	
	Šnekové kolo	
Průměr roztečné kružnice	$d_3 = q \cdot m_{34} = 10 \cdot 3,55 = 35,5 \text{ mm}$	(59)
	$d_4 = 2 \cdot a_{34} - d_3 = 2 \cdot 89,108 - 35,5 = 142,716 \text{ mm}$	(60)

Tab. 5: Roztečné kružnice šnekového soukolí.

Počet zubů šnekového kola

$$z_4 = \frac{d_4}{m_{34}} = \frac{142,716}{3,55} = 40,202 \quad (61)$$

Zvoleno

$$z_4 = 40 \quad (62)$$

Minimální šířka šneku

$$b_{3\min} = 2 \cdot m_{34} \cdot \sqrt{z_4 + 1} = 2 \cdot 3,55 \cdot \sqrt{40 + 1} = 45,462 \text{ mm} \quad (63)$$

Zvolená minimální šířka šneku

$$b_3 = 50 \text{ mm} \quad (64)$$

3.3.6 Geometrie šnekového soukolí

Roztečný úhel stoupání

$$\gamma = \arctan\left(m_{34} \cdot \frac{z_3}{d_3}\right) = \arctan\left(3,55 \cdot \frac{1}{35,5}\right) = 5,71^\circ \quad (65)$$

Normální modul

$$m_{34n} = m_{34} \cdot \cos(\gamma) = 3,55 \cdot \cos(5,71^\circ) = 3,53 \text{ mm} \quad (66)$$

Normální úhel profilu

$$\alpha_n = 20^\circ \quad (67)$$

Osový úhel profilu

$$\alpha_x = \arctan\left(\frac{\tan(\alpha_n)}{\cos(\gamma)}\right) = \arctan\left(\frac{\tan(20^\circ)}{\cos(5,71^\circ)}\right) = 20,09^\circ \quad (68)$$

Základní úhel stoupání

$$\gamma_b = \arccos(\cos(\gamma) \cdot \cos(\alpha_n)) = \arccos(\cos(5,71^\circ) \cdot \cos(20^\circ)) = 20,77^\circ \quad (69)$$

Stoupání závitu

$$p_z = \pi \cdot m_{34} \cdot z_3 = \pi \cdot 3,55 \cdot 1 = 11,153 \text{ mm} \quad (70)$$

Osová rozteč

$$p_x = \pi \cdot m_{34} = \pi \cdot 3,55 = 11,153 \text{ mm} \quad (71)$$

Základní rozteč

$$p_b = p_x \cdot \cos(\gamma_b) = 11,153 \cdot \cos(20,77^\circ) = 10,428 \text{ mm} \quad (72)$$

Jednotkové posunutí tvořícího šneku

$$\begin{aligned} a_w &= 0 \\ a &= 0 \end{aligned} \quad (73)$$

$$x_{34} = \frac{(a_w - a)}{m_{34}} = 0 \quad \text{jde o korigované šnekové soukolí} \quad (74)$$

Geometrie šneku

Hlavová vůle

$$c_{34} = 0,2 \cdot 3,55 = 0,71 \text{ mm} \quad (75)$$

Průměr ve střední rovině	Šnek	
	Šnekové kolo	
Roztečná kružnice	$d_3 = 35,5 \text{ mm}$	(76)
	$d_4 = 142,716 \text{ mm}$	(77)
Valivá kružnice	$d_{w3} = d_3 = 35,5 \text{ mm}$	(78)
	$d_{w4} = d_4 + 2 \cdot x_{34} \cdot m_{34} = 142,716 + 2 \cdot 0 \cdot 3,55 = 142,716 \text{ mm}$	(79)
Hlavová kružnice	$d_{a3} = d_3 + 2 \cdot m_{34} = 35,5 + 2 \cdot 3,55 = 42,6 \text{ mm}$	(80)
	$d_{a4} = d_4 + 2 \cdot m_{34} \cdot (1 + x_{34}) = 142,716 + 2 \cdot 3,55 \cdot (1 + 0) = 149,816 \text{ mm}$	(81)
Patní kružnice	$d_{f3} = d_3 - 2 \cdot (m_{34} + c_{34}) = 35,5 - 2 \cdot (3,55 + 0,71) = 26,980 \text{ mm}$	(82)
	$d_{f4} = d_4 - 2 \cdot (m_{34} + c_{34} - x_{34}) = 142,716 - 2 \cdot (3,55 + 0,71 - 0) = 134,196 \text{ mm}$	(83)
Základní kružnice	$d_{b3} = d_3 \cdot \frac{\tan(\gamma)}{\tan(\gamma_b)} = d_3 \cdot \frac{\tan(5,71^\circ)}{\tan(20,77^\circ)} = 29,583 \text{ mm}$	(84)
	$d_{b4} = d_4 \cdot \cos(\gamma_b) = 142,716 \cdot \cos(20,77^\circ) = 134,024 \text{ mm}$	(85)

Tab. 6: Rozměry šnekového soukolí.

Šířka věnce šnekového kola

$$b_4 = 0,45 \cdot (d_{a3} + 4 \cdot m_{34}) = 0,45 \cdot (42,6 + 4 \cdot 3,55) = 25,56 \text{ mm} \quad (86)$$

3.3.7 Volba materiálu a pevnostní výpočet ozubených kol

Čelní soukolí

Na čelní soukolí zvolena uhlíková ocel 1.1148, určená k cementování, z důvodu velké meze únavy v dotyku.

$$\text{Mez pevnosti} \quad R_m = 495 \text{ MPa} \quad (87)$$

$$\text{Smluvní mez kluzu} \quad R_{p0.2} = 295 \text{ MPa} \quad (88)$$

$$\text{Tvrdost v jádře zubu} \quad J_{HV} = 150 \quad (89)$$

$$\text{Tvrdost na boku zubu} \quad V_{HV} = 650 \quad (90)$$

$$\text{Mez únavy v dotyku} \quad \sigma_{H\text{lim}} = 1\,210 \text{ MPa} \quad (91)$$

$$\text{Mez únavy v ohybu} \quad \sigma_{F\text{lim}} = 500 \text{ MPa} \quad (92)$$

Obvodová síla působící na pastorek

$$F_{12t} = \frac{P}{\pi \cdot n_1 \cdot d_1} = \frac{750 \cdot 60}{\pi \cdot 1\,380 \cdot 50,237} = 206,614 \text{ N} \quad (93)$$

Dráha záběru

$$\begin{aligned} g_\alpha &= \frac{\sqrt{d_{1a}^2 - d_{1b}^2} + \sqrt{d_{2a}^2 - d_{2b}^2} - 2 \cdot a_{12} \cdot \sin(\alpha_{12t})}{2} = \\ &= \frac{\sqrt{55,237^2 - 46,883^2} + \sqrt{68,457^2 - 59,221^2} - 2 \cdot 56,847 \cdot \sin(21,054^\circ)}{2} = \\ &= 11,352 \text{ mm} \end{aligned} \quad (94)$$

Součinitel záběru profilu

$$\varepsilon_{12\alpha} = \frac{g_\alpha}{p_{12tb}} = \frac{11,352}{7,752} = 1,464 \quad (95)$$

Součinitel záběru

$$\varepsilon_{12\gamma} = \varepsilon_{12\alpha} + \varepsilon_\beta = 1,464 + 1 = 2,464 \quad (96)$$

Výpočet bezpečnosti v dotyku podle ISO

Součinitel tvaru spolu zabírajících zubů

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos(17,814^\circ) \cdot \cos(21,054^\circ)}{\cos(21,054^\circ)^2 \cdot \sin(21,054^\circ)}} = 2,383 \quad (97)$$

Součinitel mechanických vlastností materiálu spoluzabírajících kol (zvoleno dle (P 1.))

$$Z_E = 189,9 \cdot \sqrt{\text{MPa}} \quad (98)$$

Součinitel součtové délky dotkových křivek boků zubů

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_{12\alpha}}} = \sqrt{\frac{1}{1,464}} = 0,826 \quad (99)$$

Součinitel vlivu sklonu zubu

$$Z_\beta = \sqrt{\cos(\beta_{12})} = \sqrt{\cos(19,1^\circ)} = 0,972 \quad (100)$$

Nominální napětí v dotyku pro pastorek a kolo

$$\begin{aligned} \sigma_{H01} &= Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{F_{12t} \cdot \frac{(u_{12} + 1)}{b_1 \cdot d_1 \cdot u_{12}}} = \\ &= 189,9 \cdot 2,383 \cdot 0,826 \cdot 0,972 \cdot \sqrt{206,614 \cdot \frac{(1,25 + 1)}{29 \cdot 50,237 \cdot 1,25}} = \\ &= 183,309 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (101)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{H02} &= Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{F_{12t} \cdot \frac{(u_{12} + 1)}{b_2 \cdot d_2 \cdot u_{12}}} = \\ &= 189,9 \cdot 2,383 \cdot 0,826 \cdot 0,972 \cdot \sqrt{206,614 \cdot \frac{(1,25 + 1)}{24 \cdot 63,457 \cdot 1,25}} = \\ &= 179,287 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (102)$$

Součinitel jedno párového záběru pro šikmé zuby pro pastorek i kolo

$$Z_B = 1 \quad (103)$$

$$Z_D = 1 \quad (104)$$

Pomocné součinitele A a B

$$Q_{ISO} = 7 \quad \text{je stupeň přesnosti} \quad (105)$$

$$B = 0,25 \cdot (Q_{ISO} - 4)^{\frac{2}{3}} = 0,25 \cdot (7 - 4)^{\frac{2}{3}} = 0,52 \quad (106)$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - B) = 50 + 56 \cdot (1 - 0,52) = 76,879 \quad (107)$$

Součinitel vnitřních dynamických sil

$$\begin{aligned} K_V &= \left(\frac{A}{A} + \frac{\sqrt{200 \cdot \pi \cdot n_1 \cdot d_1}}{A} \right) = \\ &= \left(\frac{76,879}{76,879} + \frac{\sqrt{200 \cdot \pi \cdot 1380 \cdot \frac{1}{60} \cdot 50,237}}{79,879} \right) = 1,169 \end{aligned} \quad (108)$$

Střední obvodová síla

$$F_{12m} = F_{12t} \cdot K_A \cdot K_V = 206,614 \cdot 1,85 \cdot 1,169 = 446,877 \text{ N} \quad (109)$$

Střední tuhost zubu

$$c_\gamma = 20 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot \mu\text{m}^{-1} \quad (110)$$

Průměr hřídele v místě pastorku

$$d_{sh} = 19 \text{ mm} \quad (111)$$

Poměr roztečného průměru pastorku a průměru hřídele (voleno dle (13))

$$\frac{d_1}{d_{sh}} = \frac{50,237}{19} = 2,644 \quad (112)$$

Vzdálenost ložisek hřídele

$$l = 171 \text{ mm} \quad (113)$$

Vzdálenost ložiska od pastorku

$$l_s = 34,5 \text{ mm} \quad (114)$$

Poměr vzdáleností

$$\frac{l_s}{l} = \frac{34,5}{171} = 0,202 \quad (115)$$

Součinitel polohy pastorku vůči ložiskům – volený z poměru $\frac{l_s}{l}$ (zvoleno dle (P 2.))

$$K' = 1,33 \quad (116)$$

Úchylka dotykové křivky způsobená deformací hřídelů a kol od jednotkového zatížení

$$\begin{aligned} f_{sh0} &= 0,023 \cdot \left[\left(0,7 + K' \cdot l \cdot l_s \cdot \frac{d_1^2}{d_{sh}^4} \right) + 0,3 \right] \cdot \left(\frac{b_{12}}{d_1} \right)^2 = \\ &= 0,023 \cdot \left[\left(0,7 + 1,33 \cdot 171 \cdot 34,5 \cdot \frac{50,237^2}{19^4} \right) + 0,3 \right] \cdot \left(\frac{24}{50,237} \right)^2 = \\ &= 0,928 \mu\text{m} \cdot \text{mm} \cdot \text{N}^{-1} \end{aligned} \quad (117)$$

Úchylka dotykové křivky způsobená deformací hřídelů a kol

$$f_{sh} = f_{sh0} \cdot \frac{F_{12m}}{b_{12}} = 0,928 \cdot \frac{446,877}{24} = 17,279 \mu\text{m} \quad (118)$$

Mezní úchylka sklonu zubu (zvoleno dle (P 3.))

$$f_{H\beta} = 12 \mu\text{m} \quad (119)$$

Výrobní úchylka dotykové křivky

$$f_{ma} = f_{H\beta} = 12 \mu\text{m} \quad (120)$$

Počáteční celková úchylka dotykové křivky

$$F_{\beta x} = 1,33 \cdot f_{sh} + f_{ma} = 1,33 \cdot 17,279 + 12 = 34,982 \mu\text{m} \quad (121)$$

Snížení úchytky dotykové křivky opotřebením při záběru (zvoleno dle (P 4.))

$$y_{\beta} = 5 \mu\text{m} \quad (122)$$

Celková úchytky dotykové křivky

$$F_{\beta y} = F_{\beta x} - y_{\beta} = 34,982 - 5 = 29,982 \mu\text{m} \quad (123)$$

Pomocná proměnná, P_p

$$P_p = \frac{F_{12m}}{b_{12}} = \frac{446,877}{24} = 18,62 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (124)$$

Platí-li $\frac{F_m}{b} \leq 100 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$, pak pro další výpočty součinitele $K_{H\beta}$ dosadíme $\frac{F_m}{b} = 100 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$

$$P_p = 100 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (125)$$

$$\frac{F_{\beta y} \cdot c_{\gamma}}{2 \cdot P_p} = \frac{29,982 \cdot 20}{2 \cdot 100} = 2,993, \text{ platí že: } 1 < \frac{F_{\beta y} \cdot c_{\gamma}}{2 \cdot P_p}, \text{ proto určíme } K_{H\beta} \text{ ze vztahu:}$$

$$K_{H\beta} = \sqrt{\frac{2 \cdot F_{\beta y} \cdot c_{\gamma}}{P_p}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 29,982 \cdot 20}{100}} = 3,279 \quad (126)$$

	Pastorek	
	Kolo	
Mezní úchytky čelní rozteče	$f_{pt} = 11 \mu\text{m}$	(127)
	$f_{pb} = f_{pt} \cdot \cos(\alpha_{12t}) = 11 \cdot \cos(21,054^\circ) = 10,266 \mu\text{m}$	(128)
Mezní úchytky základní rozteče	$f_{pt} = 12 \mu\text{m}$	(129)
	$f_{pb} = f_{pt} \cdot \cos(\alpha_{12t}) = 12 \cdot \cos(21,054^\circ) = 11,199 \mu\text{m}$	(130)

Tab. 7: Mezní úchytky čelního soukolí (zvoleno dle (P 5.)).

Snížení úchytky základní rozteče opotřebením při záběru pro soukolí (zvoleno dle (P 6.))

$$y_{12\alpha} = 0,65 \mu\text{m} \quad (131)$$

Směrodatná obvodová síla

$$F_{12tH} = F_{12t} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} = 206,614 \cdot 1,85 \cdot 1,169 \cdot 3,279 = 1465,399 \quad (132)$$

Pomocný součinitel

$$q_{\alpha} = \frac{c_{\gamma} \cdot (f_{pb} - y_{12\alpha})}{\frac{F_{12tH}}{b_{12}}} = \frac{20 \cdot (11,199 - 0,65)}{\frac{1465,399}{24}} = 3,455 \quad (133)$$

Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů $\varepsilon_{12} \geq 2$ platí:

$$K_{H\alpha} = 0,9 + 0,4 \cdot q_{\alpha} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (\varepsilon_{12\gamma} - 1)}{\varepsilon_{12\gamma}}} = 0,9 + 0,4 \cdot 3,455 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (2,464 - 1)}{2,646}} =$$

$$= 2,407 \quad (134)$$

Limitní podmínka

$$\frac{\varepsilon_{12\gamma}}{\varepsilon_{12\alpha} \cdot Z_{\varepsilon}^2} = \frac{2,464}{1,464 \cdot 0,826^2} = 2,464, \text{ tato není menší než } K_{H\alpha}, \text{ pak platí:}$$

Napětí v dotyku pro pastorek a kolo

$$\sigma_{H1} = Z_B \cdot \sigma_{H01} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} =$$

$$= 1 \cdot 183,309 \cdot \sqrt{1,85 \cdot 1,169 \cdot 3,279 \cdot 2,407} = 757,351 \text{ MPa} \quad (135)$$

$$\sigma_{H2} = Z_B \cdot \sigma_{H02} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} =$$

$$= 1 \cdot 179,287 \cdot \sqrt{1,85 \cdot 1,169 \cdot 3,279 \cdot 2,407} = 740,733 \text{ MPa} \quad (136)$$

Stanovení přípustného napětí v dotyku

	Pastorek	
	Kolo	
Drsnost boků zubů	$Ra_1 = 0,8 \mu\text{m}$	(137)
	$Ra_2 = 0,8 \mu\text{m}$	(138)
Průměrná výška prvků profilu boku zub	$Rz_{ISO1} = 6 \cdot Ra_1 = 6 \cdot 0,8 = 4,8 \mu\text{m}$	(139)
	$Rz_{ISO2} = 6 \cdot Ra_2 = 6 \cdot 0,8 = 4,8 \mu\text{m}$	(140)
Poloměr křivosti	$\rho_1 = 0,5 \cdot d_{1b} \cdot \tan(\alpha_{12r}) = 0,5 \cdot 46,883 \cdot \tan(21,054^\circ) = 9,024 \text{ mm}$	(141)
	$\rho_2 = 0,5 \cdot d_{2b} \cdot \tan(\alpha_{12l}) = 0,5 \cdot 59,221 \cdot \tan(21,054^\circ) = 11,398 \text{ mm}$	(142)

Tab. 8: Drsnost boků zubů.

Redukovaný poloměr křivosti

$$\rho_{red} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} = \frac{9,024 \cdot 11,398}{9,024 + 11,398} = 5,036 \text{ mm} \quad (143)$$

Průměrná relativní výška profilů boků zubů soukolí

$$Rz_{10} = \frac{(Rz_{ISO1} + Rz_{ISO2}) \cdot \sqrt[3]{\frac{10}{\rho_{red}}}}{2} = \frac{(4,8 + 4,8) \cdot \sqrt[3]{\frac{10}{5,036}}}{2} = 6,033 \mu\text{m} \quad (144)$$

Pro zuby s broušenými nebo ševingovanými boky zubů a $Rz_{10} \geq 4 \mu\text{m}$ je hodnota součinitele rychlosti, součinitele maziva a součinitele drsnosti boku zuby rovna hodnotě

$$Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R = Z_{LVR} = 0,92 \quad (145)$$

Součinitel tvrdosti pro pastorek a kolo o stejné tvrdosti pro tvrdost zubů $H \geq 470 \text{ HB}$

$$Z_w = 1 \quad (146)$$

Součinitel velikosti

$$Z_x = 1 \quad (147)$$

Součinitel počtu cyklů pastorku a kola (zvoleno dle (P 7.))

$$Z_{NT1} = 1 \quad (148)$$

$$Z_{NT2} = 1 \quad (149)$$

Nejmenší hodnota součinitele bezpečnosti v dotyku zvolena dle ISO

$$S_{H \min} = 1,1 \quad (150)$$

Přípustné napětí v dotyku pro pastorek a kolo

$$\sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{H \lim} \cdot Z_{NT1} \cdot Z_{LVR} \cdot Z_w \cdot Z_x}{S_{H \min}} = \frac{1210 \cdot 1 \cdot 0,92 \cdot 1 \cdot 1}{1,1} = 1012 \text{ MPa} \quad (151)$$

$$\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{H \lim} \cdot Z_{NT2} \cdot Z_{LVR} \cdot Z_w \cdot Z_x}{S_{H \min}} = \frac{1210 \cdot 1 \cdot 0,92 \cdot 1 \cdot 1}{1,1} = 1012 \text{ MPa} \quad (152)$$

Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů pro pastorek a kolo

$$S_{H1} = \frac{\sigma_{H \lim} \cdot Z_{NT1} \cdot Z_{LVR} \cdot Z_w \cdot Z_x}{\sigma_{H1}} = \frac{121 \cdot 1 \cdot 0,92 \cdot 1 \cdot 1}{757,351} = 1,47 \quad (153)$$

$$S_{H2} = \frac{\sigma_{H \lim} \cdot Z_{NT2} \cdot Z_{LVR} \cdot Z_w \cdot Z_x}{\sigma_{H2}} = \frac{121 \cdot 1 \cdot 0,92 \cdot 1 \cdot 1}{740,733} = 1,503 \quad (154)$$

Výpočet únosnosti zubů v ohybu dle ISO

Součinitel koncentrace napětí pro referenční ozubené kolo

$$Y_{ST} = 2 \quad (155)$$

Mez únavy v ohybu referenčního ozubeného kola pro pastorek a kolo

$$\sigma_{FE12} = \sigma_{F \lim} \cdot Y_{ST} = 500 \cdot 2 = 1000 \text{ MPa} \quad (156)$$

Součinitel počtu cyklů pastorku (zvoleno dle (P 8.))

$$Y_{NT12} = 1 \quad (157)$$

Poměrný součinitel vrubové citlivosti

$$Y_{\delta_{relT}} = 1 \quad (158)$$

Součinitel drsnosti v oblasti přechodu zubu – pro $Rz_{ISO} \leq 16 \mu\text{m}$

$$Y_{RrelT} = 1 \quad (159)$$

Součinitel velikosti pro $m_n \leq 2,5 \text{ mm}$

$$Y_X = 1 \quad (160)$$

Hodnota přípustného napětí v ohybu v patě zubu pro pastorek a kolo

$$S_{Fmin} = 1,2 \quad \text{zvoleno dle ISO} \quad (161)$$

$$\sigma_{FP12} = \sigma_{FE12} \cdot Y_{NT12} \cdot Y_X \cdot Y_{\delta relT} \cdot \frac{Y_{RrelT}}{S_{Fmin}} = 1000 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{1}{1,2} = 833,333 \text{ MPa} \quad (162)$$

Součinitelé tvaru zubu při působení síly na špičku zubu pro pastorek a kolo (zvoleno dle (P 9.))

$$Y_{Fa1} = 2,75 \quad (163)$$

$$Y_{Fa2} = 2,57 \quad (164)$$

Součinitelé koncentrace napětí při působení síly na špičku zubu pro pastorek a kolo (zvoleno dle (P 10.))

$$Y_{Sa1} = 1,57 \quad (165)$$

$$Y_{Sa2} = 1,62 \quad (166)$$

Součinitel vlivu záběru profilu

$$Y_{12\varepsilon} = 0,25 + 0,75 \cdot \frac{\cos(17,814^\circ)^2}{1,464} = 0,714 \quad (167)$$

Součinitel sklonu zubu

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta_{12} \cdot \varepsilon_\beta}{120^\circ} = 1 - \frac{19,1^\circ \cdot 1}{120^\circ} = 0,842 \quad (168)$$

Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů – pro $\varepsilon_y \geq 2$ platí:

$$K_{F\alpha} = 0,9 + 3,455 \cdot 0,4 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{(2,464 - 1)}{2,464}} = 2,407 \quad (169)$$

Ověření limitní podmínky pro ohyb

Pokud platí:

$$\frac{\varepsilon_{12\gamma}}{\varepsilon_{12\alpha} \cdot Y_{12\varepsilon}} = \frac{2,464}{2,464 \cdot 0,714} \leq K_{F\alpha} \quad (170)$$

$2,356 \leq 2,407$, pak podmínka vyhovuje: $K_{F\alpha} = 2,407$

Nominální napětí v ohybu pro pastorek a kolo

$$\sigma_{F01} = \frac{F_{12t} \cdot Y_{Fa1} \cdot Y_{Sa1} \cdot Y_{12\varepsilon} \cdot Y_{\beta}}{b_{12} \cdot m_{12}} = \frac{206,614 \cdot 2,75 \cdot 1,57 \cdot 0,714 \cdot 0,842}{24 \cdot 2,5} = 8,938 \text{ MPa} \quad (171)$$

$$\sigma_{F02} = \frac{F_{12t} \cdot Y_{Fa2} \cdot Y_{Sa2} \cdot Y_{12\varepsilon} \cdot Y_{\beta}}{b_{12} \cdot m_{12}} = \frac{206,614 \cdot 2,57 \cdot 1,62 \cdot 0,714 \cdot 0,842}{24 \cdot 2,5} = 8,619 \text{ MPa} \quad (172)$$

Exponent pro výpočet součinitele nerovnoměrnosti zatížení zubů

$$N_F = \frac{\left(\frac{b_{12}}{h_{12}}\right)^2}{1 + \left(\frac{b_{12}}{h_{12}}\right)^2 + \frac{b_{12}}{h_{12}}} = \frac{\left(\frac{24}{5,625}\right)^2}{1 + \left(\frac{24}{5,625}\right)^2 + \frac{24}{5,625}} = 0,776 \quad (173)$$

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce pro ohyb

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}^{N_F} = 3,279^{0,776} = 2,612 \quad (174)$$

Napětí v ohybu na patě zubu pro pastorek a kolo

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F01} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = 8,938 \cdot 1,85 \cdot 1,169 \cdot 2,612 \cdot 2,407 = 116,884 \text{ MPa} \quad (175)$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F02} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = 8,619 \cdot 1,85 \cdot 1,169 \cdot 2,612 \cdot 2,407 = 112,712 \text{ MPa} \quad (176)$$

Součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu pastorku a kola

$$S_{F1} = \sigma_{FE12} \cdot Y_{NT12} \cdot Y_{\delta rel7} \cdot Y_{RrelT} \cdot \frac{Y_X}{\sigma_{F1}} = 1000 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{1}{116,884} = 8,555 \quad (177)$$

$$\sqrt{S_{F1}} = \sqrt{8,555} = 2,925 \quad (178)$$

$$S_{F2} = \sigma_{FE12} \cdot Y_{NT12} \cdot Y_{\delta rel7} \cdot Y_{RrelT} \cdot \frac{Y_X}{\sigma_{F2}} = 1000 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{1}{112,712} = 8,872 \quad (179)$$

$$\sqrt{S_{F2}} = \sqrt{8,872} = 2,979 \quad (180)$$

Šnekové soukolí

Materiál šnekového věnce volím s ohledem na skluzovou rychlost v ozubení CuAl₁₀Ni

Skluzová rychlost o ozubení

$$v_k = \frac{\pi \cdot n_3 \cdot d_3}{\cos(\gamma)} = \frac{\pi \cdot 1092,5 \cdot 35,5}{\cos(5,71^\circ) \cdot 60} = 2,041 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (181)$$

$$\text{Mez únavy v dotyku} \quad \sigma_{H\lim T} = 660 \text{ MPa} \quad (182)$$

$$\text{Modul pružnosti v tahu-redukovaný} \quad E_{red} = 174\,053 \text{ MPa} \quad (183)$$

$$\text{Mez únavy ve smyku} \quad \tau_{F\lim T} = 128 \text{ MPa} \quad (184)$$

Součinitel rychlosti

$$Z_v = \sqrt{\frac{5}{(4+v_k)}} = \sqrt{\frac{5}{(4+2,041)}} = 0,91 \quad (185)$$

Součinitel počtu cyklů

$$L_h = 8\,000 \quad (186)$$

$$Z_h = \left(\frac{25\,000}{L_h}\right)^{\frac{1}{6}} = \left(\frac{25\,000}{8\,000}\right)^{\frac{1}{6}} = 1,209 \quad (187)$$

Součinitel maziva – pro syntetický olej

$$Z_{oil} = 1 \quad (188)$$

Součinitel velikosti

$$Z_s = \sqrt{\frac{3\,000}{(2\,900+a_{34})}} = \sqrt{\frac{3\,000}{(2\,900+89,108)}} = 1,017 \quad (189)$$

Korigovaná mez únavy

$$\begin{aligned} \sigma_{HG} &= \sigma_{H\lim T} \cdot Z_h \cdot Z_v \cdot Z_s \cdot Z_{oil} = 660 \cdot 1,209 \cdot 0,91 \cdot 1,017 \cdot 1 = \\ &= 738,431 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (190)$$

Převodové číslo šnekového převodu

$$u_{34} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{40}{1} = 40 \quad (191)$$

Pracovní šířka šnekového kola

$$b_{4H} = 0,45 \cdot (d_{a3} + 4 \cdot m_{34}) = 0,45 \cdot (42,6 + 4 \cdot 3,55) = 25,56 \text{ mm} \quad (192)$$

Parametr středního Hertzova napětí

$$\begin{aligned} p_m^* &= 1,03 \left[0,4 + \frac{x_{34}}{u_{34}} + 0,01 \cdot z_4 - 0,083 \cdot \frac{b_{4H}}{m_{34}} + \frac{\sqrt{2 \cdot q - 1}}{6,9} + \frac{q + \frac{(u_{34} + 1)}{u_{34}}}{15,9 + 37,5 \cdot q} \right] = \\ &= 1,03 \left[0,4 + 0 + 0,01 \cdot 40 - 0,083 \cdot \frac{25,56}{3,55} + \frac{\sqrt{2 \cdot 10 - 1}}{6,9} + \frac{10 + \frac{(40 + 1)}{40}}{15,9 + 37,5 \cdot 10} \right] = \\ &= 1,021 \end{aligned} \quad (193)$$

Základní součinitel tření pro standardní referenční šnekové soukolí pro syntetické oleje

$$f_{0r} = 0,02 + 0,02 \frac{1}{(v_k + 0,2)^{0,97}} = 0,02 + 0,02 \frac{1}{(2,041 + 0,2)^{0,97}} = 0,029 \quad (194)$$

Součinitel velikosti

$$Y_s = \left(\frac{100}{a_{34}} \right)^{0,5} = \left(\frac{100}{89,108} \right)^{0,5} = 1,059 \quad (195)$$

Součinitel tloušťky mazací vrstvy pro šneky

$$\begin{aligned} h^* &= \left(0,018 + \frac{q}{7,86 \cdot (q + z_4)} + \frac{1}{z_4} + \frac{x_{34}}{110} - \frac{u_{34}}{36\,300} + \frac{b_{4H}}{370,4 \cdot m_{34}} - \frac{\sqrt{2 \cdot q - 1}}{213,9} \right) = \\ &= \left(0,018 + \frac{10}{7,86 \cdot (10 + 40)} + \frac{1}{40} + \frac{0}{110} - \frac{40}{36\,300} + \frac{25,56}{370,4 \cdot m_{34}} - \frac{\sqrt{2 \cdot 10 - 1}}{213,9} \right) = \\ &= 0,066 \end{aligned} \quad (196)$$

Součinitel geometrie

$$Y_G = \left(\frac{0,07}{h^*} \right)^{0,5} = \left(\frac{0,07}{0,066} \right)^{0,5} = 1,027 \quad (197)$$

Součinitel materiálu (zvoleno dle (P 11.))

$$Y_w = 1,1 \quad (198)$$

Součinitel drsnosti

$$Ra_3 = 0,8 \mu\text{m} \quad (199)$$

$$Y_R = \sqrt[4]{\frac{Ra_3}{0,5}} = \sqrt[4]{\frac{0,8}{0,5}} = 1,125 \quad (200)$$

Střední součinitel tření

$$f_{zm} = f_{0r} \cdot Y_s \cdot Y_G \cdot Y_w \cdot Y_R = 0,039 \quad (201)$$

Účinnost šnekového soukolí

$$\eta_{34} = \frac{\cos(\alpha_n) - f_{zm} \cdot \tan(\gamma)}{\cos(\alpha_n) + f_{zm} \cdot \cot(\gamma)} = \frac{\cos(20^\circ) - 0,039 \cdot \tan(5,71^\circ)}{\cos(20^\circ) + 0,039 \cdot \cot(5,71^\circ)} = 0,703 \quad (202)$$

Jmenovitý výkon na šnekovém kole

$$P_4 = 498 \text{ W} \quad (203)$$

Střední napětí v dotyku

$$\begin{aligned} \sigma_{Hm} &= \left(\frac{p_m^* \cdot M_{k4} \cdot K_A \cdot E_{red}}{a_{34}^3} \right)^{0,5} \cdot \frac{4}{\pi} = \left(\frac{1,021 \cdot 172,303 \cdot 1,85 \cdot 174\,053}{89,108^3} \right)^{0,5} \cdot \frac{4}{\pi} = \\ &= 360,182 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (204)$$

Součinitel bezpečnosti v dotyku

$$S_H = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_{Hm}} = \frac{738,431}{360,185} = 1,975 \quad (205)$$

Počet cyklů

$$L_{n1} = 8000 \text{ h} \quad (206)$$

$$N_L = n_4 \cdot L_{n1} = 1,325 \cdot 10^7 \quad (207)$$

Součinitel počtu cyklů (zvoleno dle (P 12.))

$$Y_{NL} = 1 \quad (208)$$

Korigovaná mez únavy

$$\tau_{FG} = \tau_{F\lim T} \cdot Y_{NL} = 128 \cdot 1 = 128 \text{ MPa} \quad (209)$$

Součinitel vlivu záběru profilu

$$Y_{34\varepsilon} = 0,5 \quad (210)$$

Osový úhel profilu

$$\alpha_0 = \alpha_x = 20,092^\circ \quad (211)$$

Součinitel tvaru

$$Y_F = \frac{2,9 \cdot m_{34}}{1,06 \cdot \left[1,27 \cdot m_{34} + (d_4 - d_{f4}) \cdot \frac{\tan(\alpha_0)}{\cos(\gamma)} \right]} = \frac{2,9 \cdot 3,55}{1,06 \cdot \left[1,27 \cdot 3,55 + (142,716 - 134,196) \cdot \frac{\tan(20,092^\circ)}{\cos(5,71^\circ)} \right]} = 1,271 \quad (212)$$

Součinitel úhlu stoupání šroubovice

$$Y_\gamma = \frac{1}{\cos(\gamma)} = \frac{1}{\cos(5,71^\circ)} = 1,005 \quad (213)$$

Tloušťka věnce šnekového kola

$$s_K \geq 1,5 \cdot m_{34} \quad (214)$$

$$s_K = 8 \text{ mm} \quad (215)$$

Součinitel tloušťky věnce

$$s_K \geq 1,5 \cdot m_{34} \quad (216)$$

$$Y_K = 1 \quad (217)$$

Velikost obvodové síly na šnekovém kole

$$F_{t4} = \frac{M_{k4}}{\frac{d_4}{2}} = \frac{172,303 \cdot 2}{147,716} = 2\,414,621 \text{ N} \quad (218)$$

Smykové napětí v patě zubu

$$\tau_f = Y_{12\varepsilon} \cdot Y_F \cdot Y_\gamma \cdot Y_K \cdot \frac{F_{t4}}{b_{4H} \cdot m_{34}} = 0,714 \cdot 1,271 \cdot 1,005 \cdot 1 \cdot \frac{2\,414,621}{25,56 \cdot 3,55} = 24,28 \text{ MPa} \quad (219)$$

Součinitel bezpečnosti proti vzniku lomu v patě zubu

$$S_F = \frac{\tau_{FG}}{\tau_F} = \frac{128}{24,28} = 5,272 \quad (220)$$

$$\sqrt{S_F} = \sqrt{5,272} = 2,296 \quad (221)$$

Vzdálenost valivého bodu od ložiska

$$l_{34} = 81 \text{ mm} \quad (222)$$

Maximální průhyb hřídele šneku

$$\delta_{\max} = \left[2,10^{-6} \cdot (l_{34})^3 \cdot F_{t4} \cdot \frac{\sqrt{\tan(\gamma + \arctan(f_{zm}))^2 + \frac{\tan(\alpha_0)^2}{\cos(\gamma)^2}}}{d_3^4} \right] =$$

$$= \left[2,10^{-6} \cdot (81)^3 \cdot 2\,414,621 \cdot \frac{\sqrt{\tan(5,71^\circ + \arctan(0,039))^2 + \frac{\tan(20,092^\circ)^2}{\cos(5,71^\circ)^2}}}{35,5^4} \right] =$$

$$= 0,635 \text{ } \mu\text{m} \quad (223)$$

Mezní průhyb hřídele šneku

$$\delta_{\text{lim}} = 0,004 \cdot m_{34} = 0,004 \cdot 3,55 = 0,014 \text{ mm} \quad (224)$$

Součinitel bezpečnosti průhybu hřídele šneku

$$s_\delta = \frac{\delta_{\text{lim}}}{\delta_{\max}} = \frac{0,014}{0,635} = 37,765 \quad (225)$$

3.4 Hřídele

3.4.1 Silové poměry

Čelní soukolí

	Pastorek
	Spolu zabírající kolo
Tečná síla	$F_{t1} = 2 \cdot \frac{M_{k1}}{d_1} = 2 \cdot \frac{5,190}{50,237} = 206,614 \text{ N}$ (226)
	$F_{r2} = F_{t1} = 206,614 \text{ N}$ (227)
Axiální síla	$F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan(\beta_{12}) = F_{t1} \cdot \tan(19^\circ) = 71,143 \text{ N}$ (228)
	$F_{a2} = F_{a1} = 71,143 \text{ N}$ (229)
Radiální síla	$F_{r1} = F_{t1} \cdot \frac{\tan(\alpha_{12n})}{\cos(\beta_{12})} = F_{t1} \cdot \frac{\tan(20^\circ)}{\cos(19^\circ)} = 79,535 \text{ N}$ (230)
	$F_{r2} = F_{r1} = 79,535 \text{ N}$ (231)
Normální síla	$F_1 = \frac{F_{t1}}{\cos(\alpha_{12n}) \cdot \cos(\beta_{12})} = \frac{206,614}{\cos(20^\circ) \cdot \cos(19^\circ)} = 232,543 \text{ N}$ (232)
	$F_2 = F_1 = 232,543 \text{ N}$ (233)

Tab. 9: Síly působící na čelní soukolí.

Šnekové soukolí

	Šnek
	Šnekové kolo
Tečná síla	$F_{t3} = 2 \cdot \frac{M_{K3}}{d_3} = 2 \cdot \frac{6,556}{35,5} = 369,329 \text{ N}$ (234)
	$F_{t4} = 2 \cdot 414,621 \text{ N}$ (235)
Axiální síla	$F_{a3} = F_{t4} = 2 \cdot 414,621 \text{ N}$ (236)
	$F_{a4} = F_{t3} = 369,329 \text{ N}$ (237)
Radiální síla	$F_{r3} = \frac{F_{t3} \cdot \tan(\alpha_n)}{\sin(\gamma + \varphi^*)} = \frac{369,329 \cdot \tan(20^\circ)}{\sin(5,71^\circ + 2,761^\circ)} = 912,431 \text{ N}$ (238)
	$F_{r4} = F_{r3} = 912,431 \text{ N}$ (239)

Normální síla	$F_4 = \frac{F_{t3}}{\cos(\alpha_n) \cdot (\sin(\gamma) + f' \cdot \cos(\gamma))} =$ $= \frac{369,329}{\cos(20^\circ) \cdot (\sin(5,71^\circ) + 0,0482 \cdot \cos(5,71^\circ))} = 2\,664,67 \text{ N} \quad (240)$
---------------	--

Tab. 10: Síly působící na šnekové soukolí.

Součinitel tření v ozubení

$$f' = \left(0,02 + \frac{0,03}{v_k} \right) \cdot 1,39 = \left(0,02 + \frac{0,03}{2,041} \right) \cdot 1,39 = 0,0482 \quad (241)$$

Třecí úhel v ozubení

$$\varphi^* = \arctan(f') = 2,761^\circ \quad (242)$$

3.4.2 Šnekový hřídel

Vzdálenost levého ložiska – střed šneku

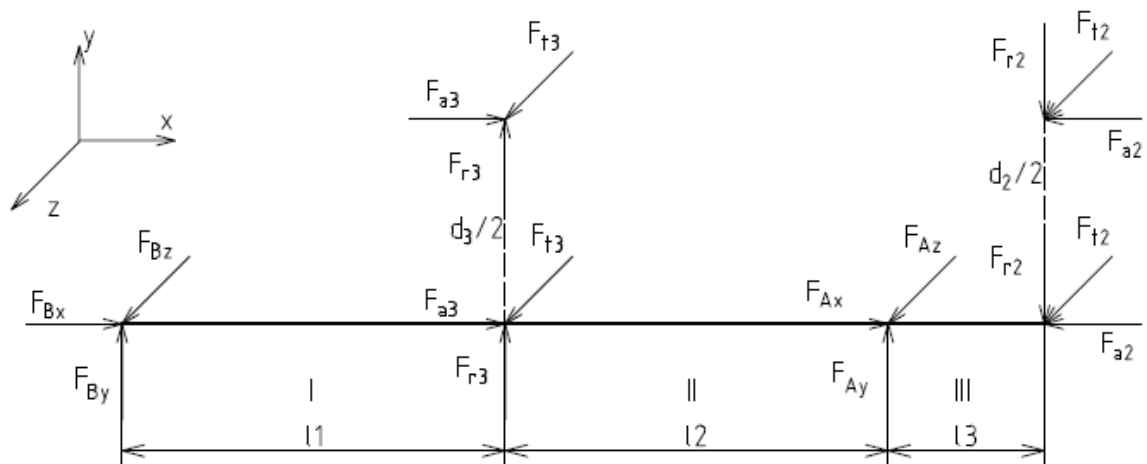
$$l_1 = 81 \text{ mm} \quad (243)$$

Vzdálenost středu šneku – střed pravého ložiska

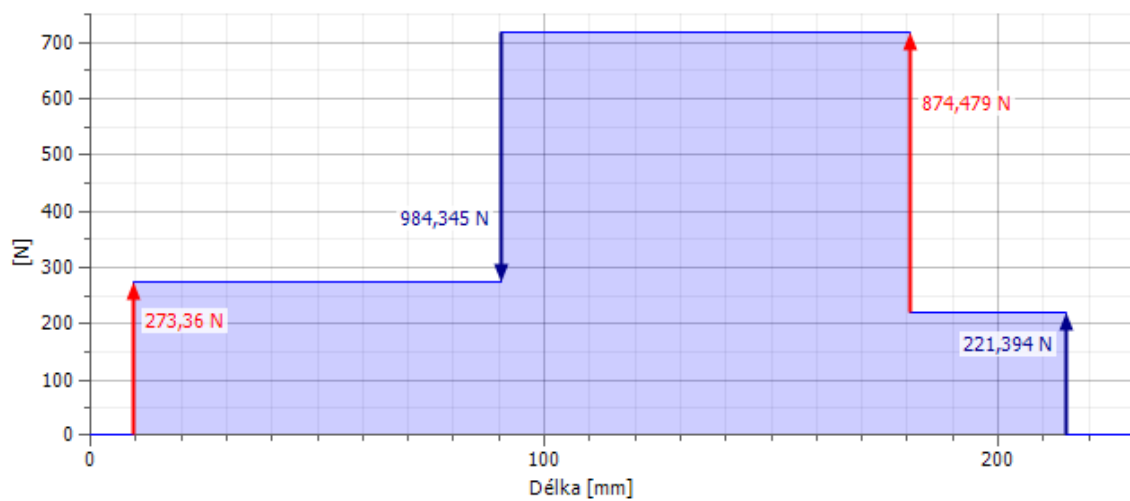
$$l_2 = 90 \text{ mm} \quad (244)$$

Vzdálenost středu pravého ložiska – střed kola

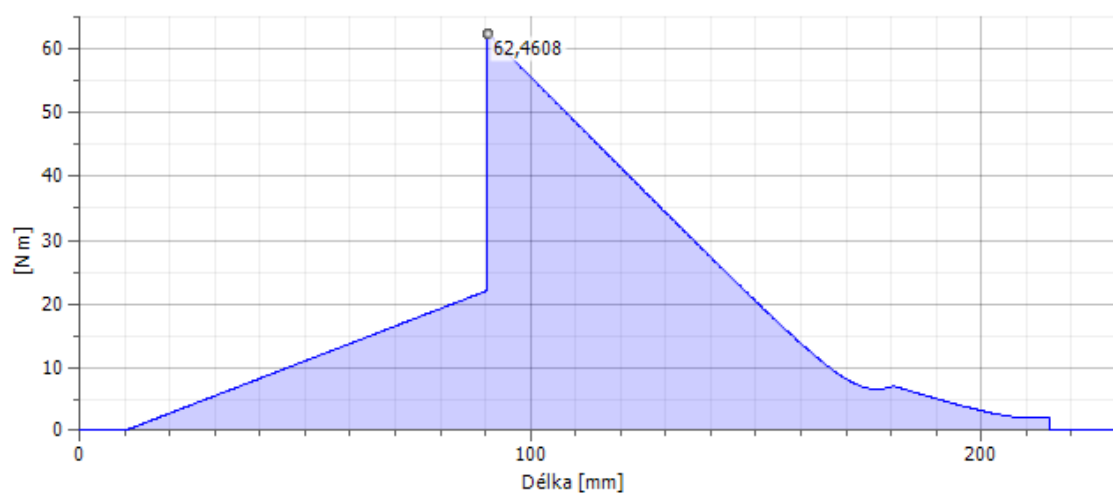
$$l_3 = 34,5 \text{ mm} \quad (245)$$



Obr. 10: Silové působení na šnekovém hřídeli.



Obr. 11: Průběh smykové síly na šnekovém hřídeli.



Obr. 12: Průběh celkového ohybového momentu šnekovém hřídeli.

Silové působení

Rovina XY

Reakce pod ložisky v ose x

$$F_{Bx} = 0 \text{ N} \quad (246)$$

$$F_{Ax} = -F_{a3} + F_{a2} + F_{Bx} = -2\,414,621 + 71,143 + 79,535 = -2\,343,478 \text{ N} \quad (247)$$

Reakce pod ložisky v ose y

$$F_{Ay} = \frac{F_{r3} \cdot l_1 + F_{a3} \cdot \frac{d_3}{2} + F_{r2} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) - F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2}}{(l_1 + l_2)} =$$
$$= \frac{912,431 \cdot 81 + 2\,414,621 \cdot \frac{35,5}{2} + 79,535 \cdot (81 + 90 + 34,5) - 71,143 \cdot \frac{63,457}{2}}{(81 + 90)} =$$
$$= 765,225 \text{ N} \quad (248)$$

$$F_{By} = F_{r3} - F_{Ay} + F_{r2} = 912,431 - 765,225 + 79,535 = 226,740 \text{ N} \quad (249)$$

Rovina XZ

Reakce pod ložisky v ose x

$$F_{Bx} = 0 \text{ N} \quad (250)$$

$$F_{Ax} = -2\,343,478 \text{ N} \quad (251)$$

Reakce pod ložisky v ose z

$$F_{Az} = \frac{-F_{t3} \cdot l_1 - F_{t2} \cdot (l_1 + l_2 + l_3)}{(l_1 + l_2)} =$$
$$= \frac{-369,329 \cdot 81 - 206,614 \cdot (81 + 90 + 34,5)}{(81 + 90)} = -423,245 \text{ N} \quad (252)$$

$$F_{Bz} = -F_{t3} - F_{Az} - F_{t2} = -369,329 - (-423,245) - 206,614 =$$
$$= -152,698 \text{ N} \quad (253)$$

Průběh ohybového momentu

Rovina XY

Interval I

$$M_{oY1} = 0 \text{ Nm} \quad (254)$$

$$M_{oY2} = F_{By} \cdot l_1 = 226,740 \cdot 81 = 18,366 \text{ Nm} \quad (255)$$

Interval II

$$M_{0YII1} = F_{By} \cdot l_1 + F_{a3} \cdot \frac{d_3}{2} = 226,740 \cdot 81 + 2\,414,621 \cdot \frac{35,5}{2} = 61,225 \text{ Nm} \quad (256)$$

$$\begin{aligned} M_{0YII2} &= 226,740 \cdot (81 + 90) + 2\,414,621 \cdot \frac{35,5}{2} - 912,431 \cdot 90 = \\ &= -0,487 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (257)$$

Interval III

$$\begin{aligned} M_{0YIII1} &= -F_{r2} \cdot l_3 + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} = -79,535 \cdot 34,5 + 71,143 \cdot \frac{63,457}{2} = \\ &= -0,487 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (258)$$

$$M_{0YIII1} = F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} = 71,143 \cdot \frac{63,457}{2} = 2,257 \text{ Nm} \quad (259)$$

Rovina XZ

Interval I

$$M_{0ZI1} = 0 \text{ Nm} \quad (260)$$

$$M_{0ZI2} = -F_{Bz} \cdot l_1 = -(-152,698) \cdot 81 = 12,369 \text{ Nm} \quad (261)$$

Interval II

$$M_{0ZII1} = -F_{Bz} \cdot l_1 = -(-152,698) \cdot 81 = 12,369 \text{ Nm} \quad (262)$$

$$\begin{aligned} M_{0ZII2} &= -F_{Bz} \cdot (l_1 + l_2) - F_{t3} \cdot l_2 = -(-152,698) \cdot (81 + 90) - 369,329 \cdot 90 = \\ &= -7,128 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (263)$$

Interval III

$$\begin{aligned} M_{0ZIII1} &= -F_{Bz} \cdot (l_1 + l_2) - F_{t3} \cdot l_2 = -(-152,698) \cdot (81 + 90) - 369,329 \cdot 90 = \\ &= -7,128 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (264)$$

$$\begin{aligned} M_{0ZIII2} &= -F_{Bz} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) - F_{t3} \cdot (l_2 + l_3) - F_{Az} \cdot l_3 = \\ &= -(-152,698) \cdot (81 + 90 + 34,5) - 369,329 \cdot (90 + 34,5) - (-423,245) \cdot 34,5 = 0 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (265)$$

Maximální ohybový moment na šnekovém hřídeli

$$M_{O_{\max 1}} = \sqrt{M_{OY_{\max}}^2 + M_{OZ_{\max}}^2} = \sqrt{61,225^2 + 12,369^2} = 62,460 \text{ Nm} \quad (266)$$

3.4.3 Výstupní hřídel

Vzdálenost pravého ložiska – střed šnekového kola

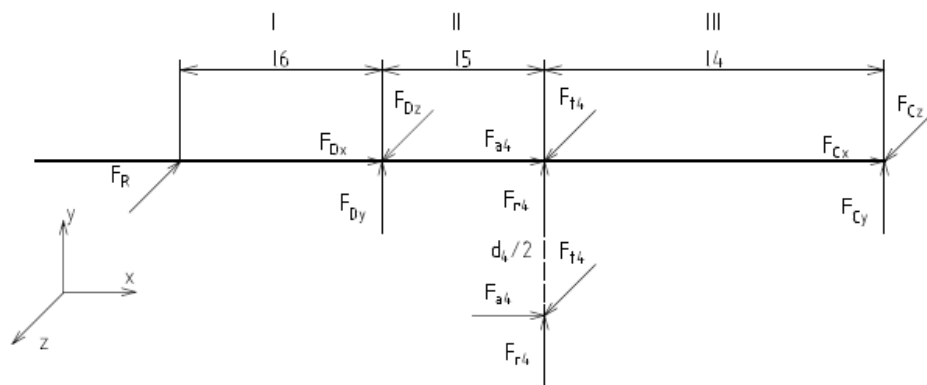
$$l_4 = 83,5 \text{ mm} \quad (267)$$

Vzdálenost středu šnekového kola – střed levého ložiska

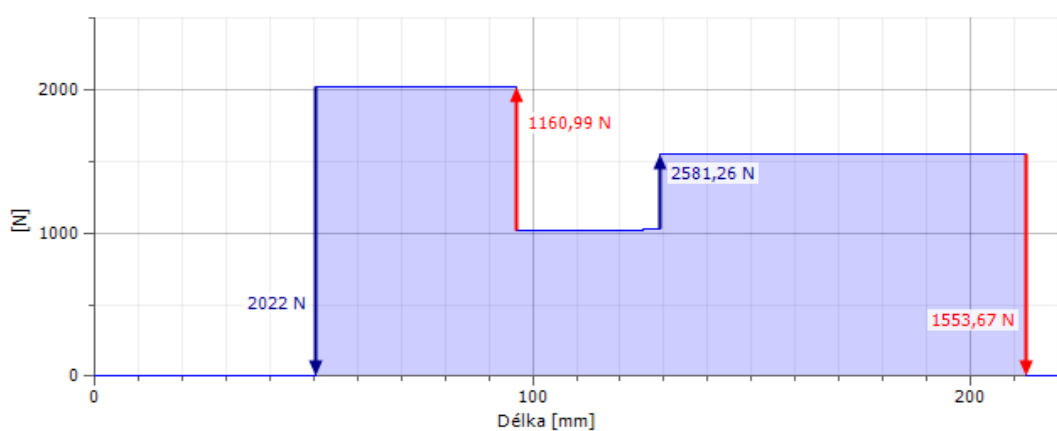
$$l_5 = 33,7 \text{ mm} \quad (268)$$

Vzdálenost středu levého ložiska – střed řetězového kola

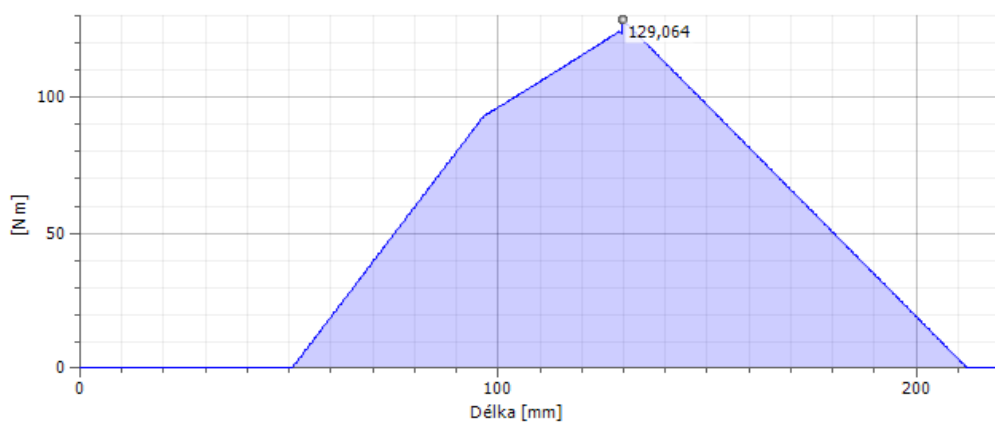
$$l_6 = 44,8 \text{ mm} \quad (269)$$



Obr. 13: Silové působení na šnekovém hřídeli.



Obr. 14: Průběh smykové síly na výstupním hřídeli.



Obr. 15: Průběh celkového ohybového momentu na výstupním hřídeli.

Silové působení

Rovina XY

Reakce pod ložisky v ose x

$$F_{Cx} = 0 \text{ N} \quad (270)$$

$$F_{Dx} = F_{Cx} - F_{a4} = 0 - 369,329 = -369,329 \text{ N} \quad (271)$$

Reakce pod ložisky v ose y

$$F_{Dy} = \frac{F_{a4} \cdot \frac{d_4}{2} - F_{r4} \cdot l_4}{(l_4 + l_5)} = \frac{-369,329 \cdot \frac{142,716}{2} - 912,431 \cdot 83,5}{(83,5 + 33,7)} =$$
$$= -425,200 \text{ N} \quad (272)$$

$$F_{Cy} = -F_{Dy} - F_{r4} = -(-425,200) - 912,431 = -487,231 \text{ N} \quad (273)$$

Rovina XZ

Reakce pod ložisky v ose x

$$F_{Cx} = 0 \text{ N} \quad (274)$$

$$F_{Dx} = F_{Cx} - F_{a4} = 0 - 369,329 = -369,329 \text{ N} \quad (275)$$

Reakce pod ložisky v ose z

$$F_{Dz} = \frac{F_R \cdot (l_4 + l_5 + l_6) - F_{t4} \cdot l_4}{(l_4 + l_5)} =$$
$$= \frac{2\,022 \cdot (83,5 + 33,7 + 44,8) - 2\,414,621 \cdot 83,5}{(83,5 + 33,7)} = 1\,047,6 \text{ N} \quad (276)$$

$$F_{Cz} = F_R - F_{Dz} - F_{t4} = 2\,022 - 1\,074,600 - 2\,414,621 =$$
$$= -1\,467,221 \text{ N} \quad (277)$$

Průběh ohybového momentu

Rovina XY

Interval I

$$M_{oYI1} = 0 \text{ Nm} \quad (278)$$

$$M_{oYI2} = 0 \text{ Nm} \quad (279)$$

Interval II

$$M_{oYII1} = 0 \text{ Nm} \quad (280)$$

$$M_{oYII2} = F_{Dy} \cdot l_5 = (-425,200) \cdot 33,7 = -14,329 \text{ Nm} \quad (281)$$

Interval III

$$M_{OYIII1} = F_{Dy} \cdot l_5 - F_{a4} \cdot \frac{d_4}{2} = (-425,200) \cdot 33,7 - 369,329 \cdot \frac{142,716}{2} = -40,684 \text{ Nm} \quad (282)$$

$$\begin{aligned} M_{OYIII2} &= F_{Dy} \cdot (l_5 + l_4) + F_{r4} \cdot l_4 - F_{a4} \cdot \frac{d_4}{2} = \\ &= (-425,200) \cdot (83,5 + 33,7) + 912,431 \cdot 83,5 - 369,329 \cdot \frac{142,716}{2} = 0 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (283)$$

Rovina XZ

Interval I

$$M_{OZI1} = 0 \text{ Nm} \quad (284)$$

$$M_{OZI2} = F_R \cdot l_6 = 2\,022 \cdot 44,8 = 90,586 \text{ Nm} \quad (285)$$

Interval II

$$M_{OZI1} = F_R \cdot l_6 = 2\,022 \cdot 44,8 = 90,586 \text{ Nm} \quad (286)$$

$$(287)$$

Interval III

$$\begin{aligned} M_{OZI1} &= F_R \cdot (l_6 + l_5) - F_{Dz} \cdot l_5 = 2\,022 \cdot (33,7 + 44,8) - 1\,047,600 \cdot 33,7 = \\ &= 122,513 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (288)$$

$$\begin{aligned} M_{OZI2} &= F_R \cdot (l_6 + l_5 + l_4) - F_{Dz} \cdot (l_5 + l_4) - F_{i4} \cdot l_4 = \\ &= 2\,022 \cdot (83,5 + 33,7 + 44,8) - 1\,047,600 \cdot (83,5 + 33,7) - 2\,414,621 \cdot 83,5 = 0 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (289)$$

Maximální ohybový moment na výstupním hřídeli

$$M_{O_{\max 2}} = \sqrt{M_{OY_{\max}}^2 + M_{OZ_{\max}}^2} = \sqrt{40,684^2 + 122,513^2} = 129,091 \text{ Nm} \quad (290)$$

3.4.4 Volba materiálů hřídelů

Na šnekový hřídel zvolena uhlíková ocel 1.1148, určená k cementování, z důvodu velké meze únavy v dotyku, kvůli šneku

$$\text{Mez pevnosti} \quad R_m = 495 \text{ MPa} \quad (291)$$

$$\text{Smluvní mez kluzu} \quad R_{p0.2} = 295 \text{ MPa} \quad (292)$$

$$\text{Tvrdost v jádře zubu} \quad J_{HV} = 150 \quad (293)$$

$$\text{Tvrdost na boku zubu} \quad V_{HV} = 650 \quad (294)$$

$$\text{Mez únavy v dotyku} \quad \sigma_{H\text{lim}} = 1\,210 \text{ MPa} \quad (295)$$

$$\text{Mez únavy v ohybu} \quad \sigma_{F\text{lim}} = 500 \text{ MPa} \quad (296)$$

Na výstupní hřídel zvolena konstrukční ocel 1.0060.

$$\text{Mez pevnosti} \quad R_m = 600 \text{ MPa} \quad (297)$$

$$\text{Smluvní mez kluzu} \quad R_{p0,2} = 310 \text{ MPa} \quad (298)$$

$$\text{Mez únavy v krutu} \quad \tau_{kc} = 150 \text{ MPa} \quad (299)$$

$$\text{Mez únavy v ohybu} \quad \sigma_{F\text{lim}} = 290 \text{ MPa} \quad (300)$$

3.4.5 Minimální průměr hřídelů a jejich bezpečnosti

Šnekový hřídel

Nejvíce namáhané místo na šnekovém hřídeli se nachází ve středu šneku, kde je největší ohybový moment.

Mez únavy materiálu a dovolené stříhové napětí pro materiál 1.1148

$$\sigma_{Co} = 0,5 \cdot R_m = 0,5 \cdot 495 = 247,5 \text{ MPa} \quad (301)$$

$$\tau_{DK} = 95 \text{ MPa} \quad (302)$$

Redukovaný ohybový moment

$$\begin{aligned} M_{Ored} &= \sqrt{M_{Omax1}^2 + 0,75 \cdot (\alpha_B \cdot M_{k3})^2} = \\ &= \sqrt{62,460^2 + 0,75 \cdot (0,6 \cdot 6,556)^2} = 62,553 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (303)$$

hodnota $\alpha_B = 0,6$ náleží stavu, kdy na hřídel působí statický krut a střídavý ohyb

Součinitel vlivu jakosti povrchu

$$k_a = a \cdot R_m^b = 4,51 \cdot 495^{-0,265} = 0,871 \quad (304)$$

kde koeficienty a a b , pro povrch dokončený obráběním, nabývají hodnot

$$\begin{aligned} a &= 4,51 \\ b &= -0,265 \end{aligned} \quad (305)$$

Součinitel vlivu velikosti tělesa

pro hodnotu předpokládaného průměru $2,79 \leq d_p \leq 51 \text{ mm}$

$$k_b = \left(\frac{d_p}{7,62} \right)^{-0,107} = \left(\frac{25}{7,62} \right)^{-0,107} = 0,881 \quad (306)$$

Součinitel vlivu způsobu zatěžování

$$k_c = 1 \quad (307)$$

Součinitel vlivu teploty

$$\begin{aligned} k_d &= 1,01 \\ \text{pro teplotu } 50 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (308)$$

Součinitel spolehlivosti

$$k_e = 0,897 \quad (309)$$

při počítání se spolehlivostí 90%

Součinitel zahrnující další vlivy

$$k_f = 1 \quad (310)$$

Korigované mez únavy materiálu

$$\begin{aligned} \sigma'_{Co} &= k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{Co} = \\ &0,871 \cdot 0,881 \cdot 1 \cdot 1,01 \cdot 0,897 \cdot 1 \cdot 247,5 = 172,022 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (311)$$

Vypočítaný minimální průměr hřídele

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{oRED}}{\pi \cdot \sigma'_{Co}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 62,553}{\pi \cdot 172,022}} = 15,472 \text{ mm} \quad (312)$$

Minimální průměr hřídele, je již dán velikostí patní kružnice šneku $d_{f3} = 26,980 \text{ mm}$

Bezpečnost šnekového hřídele

Napětí v ohybu

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o\max1}}{W_{o1}} = \frac{32 \cdot M_{o\max1}}{\pi \cdot d_k^3} = \frac{32 \cdot 62,460}{\pi \cdot 26,980^3} = 32,395 \text{ MPa} \quad (313)$$

Bezpečnost v ohybu

$$k_{o1} = \frac{\sigma'_{Co}}{\sigma_{o1}} = \frac{172,022}{32,395} = 6,209 \quad (314)$$

Napětí v krutu

$$\tau_{k1} = \frac{M_{k3}}{W_{k1}} = \frac{16 \cdot M_{k3}}{\pi \cdot d_k^3} = \frac{16 \cdot 6,556}{\pi \cdot 26,980^3} = 1,7 \text{ MPa} \quad (315)$$

Bezpečnost v krutu

$$k_{k1} = \frac{\tau_{DK}}{\tau_{k1}} = \frac{95}{1,7} = 55,878 \quad (316)$$

Celková bezpečnost

$$k_{d1} = \sqrt{\frac{k_{o1}^2 \cdot k_{k1}^2}{k_{o1}^2 + k_{k1}^2}} = \sqrt{\frac{6,209^2 \cdot 55,878^2}{6,209^2 + 55,878^2}} = 6,171 \quad (317)$$

Výstupní hřídel

Nejvíce namáhané místo na výstupním hřídeli se nachází v okolí příruby, kde je největší ohybový moment.

Mez únavy materiálu a dovolené sřihové napětí pro materiál 1.0060

$$\sigma_{Co} = 0,5 \cdot R_m = 0,5 \cdot 600 = 300 \text{ MPa} \quad (318)$$

$$\tau_{DK} = 120 \text{ MPa} \quad (319)$$

Redukovaný ohybový moment

$$\begin{aligned} M_{Ored} &= \sqrt{M_{Omax2}^2 + 0,75 \cdot (\alpha_B \cdot M_{k4})^2} = \\ &= \sqrt{129,091^2 + 0,75 \cdot (0,6 \cdot 172,303)^2} = 157,100 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (320)$$

hodnota $\alpha_B = 0,6$ náleží stavu, kdy na hřídel působí statický krut a střídavý ohyb

Součinitel vlivu jakosti povrchu

$$k_a = a \cdot R_m^b = 4,51 \cdot 495^{-0,265} = 0,871 \quad (321)$$

kde koeficienty a a b , pro povrch dokončený obráběním, nabývají hodnot

$$\begin{aligned} a &= 4,51 \\ b &= -0,265 \end{aligned} \quad (322)$$

Součinitel vlivu velikosti tělesa

pro hodnotu předpokládaného průměru $2,79 \leq d_p \leq 51 \text{ mm}$

$$k_b = \left(\frac{d_p}{7,62} \right)^{-0,107} = \left(\frac{25}{7,62} \right)^{-0,107} = 0,881 \quad (323)$$

Součinitel vlivu způsobu zatěžování

$$k_c = 1 \quad (324)$$

Součinitel vlivu teploty

$$k_d = 1,01 \quad (325)$$

pro teplotu 50°C

Součinitel spolehlivosti

$$k_e = 0,897 \quad (326)$$

při počítání se spolehlivostí 90%

Součinitel zahrnující další vlivy

$$k_f = 1 \quad (327)$$

Korigované mez únavy materiálu

$$\begin{aligned} \sigma'_{Co} &= k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{Co} = \\ &= 0,871 \cdot 0,881 \cdot 1 \cdot 1,01 \cdot 0,897 \cdot 1 \cdot 300 = 201,138 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (328)$$

Vypočítaný minimální průměr hřídele

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{oRED}}{\pi \cdot \sigma'_{Co}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 157,100}{\pi \cdot 201,138}} = 19,963 \text{ mm} \quad (329)$$

Minimální průměr hřídele v tomto místě je zvolen $d_k = 38 \text{ mm}$ a nachází se před přírubou na hřídeli.

Bezpečnost výstupního hřídele

Napětí v ohybu

$$\sigma_{O2} = \frac{M_{Omax2}}{W_{O2}} = \frac{32 \cdot M_{Omax2}}{\pi \cdot d_k^3} = \frac{32 \cdot 129,091}{\pi \cdot 38^3} = 23,963 \text{ MPa} \quad (330)$$

Bezpečnost v ohybu

$$k_{o2} = \frac{\sigma'_{Co}}{\sigma_{O2}} = \frac{201,138}{23,963} = 8,394 \quad (331)$$

Napětí v krutu

$$\tau_{k2} = \frac{M_{k4}}{W_{k2}} = \frac{16 \cdot M_{k4}}{\pi \cdot d_k^3} = \frac{16 \cdot 172,303}{\pi \cdot 38^3} = 15,992 \text{ MPa} \quad (332)$$

Bezpečnost v krutu

$$k_{k2} = \frac{\tau_{DK}}{\tau_{k2}} = \frac{120}{15,992} = 7,504 \quad (333)$$

Celková bezpečnost

$$k_{d2} = \sqrt{\frac{k_{o2}^2 \cdot k_{k2}^2}{k_{o2}^2 + k_{k2}^2}} = \sqrt{\frac{8,394^2 \cdot 7,504^2}{8,394^2 + 7,504^2}} = 5,594 \quad (334)$$

3.5 Ložiska

Ložiska na šnekovém hřídeli jsou namáhané radiální a axiální silou, které vznikají při kontaktu šnekového soukolí. Z tohoto důvodu jsou zvolena jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem 7205B. V ložiscích na výstupním hřídeli je dominantní radiální namáhání a proto jsou zde zvolena jednořadá kuličková ložiska 6007A. Výpočet je proveden pomocí katalogu výrobce ložisek ZKL. Parametry ložiska na šnekovém hřídeli: (vypočteno dle (14))

$$d = 25 \text{ mm}, D = 52 \text{ mm}, B = 15 \text{ mm}, C = 15,600 \text{ kN} \quad (335)$$

$$F_r = \sqrt{F_{Ay}^2 + F_{Az}^2} = \sqrt{765,225^2 + 423,245^2} = 874,774 \text{ N} \quad (336)$$

$$F_a = F_{Ax} = 2\,343,478 \text{ N} \quad (337)$$

$$P_L = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1,641 \text{ kN} \quad (338)$$

$$L_H = \left(\frac{C}{P}\right)^a \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} = 13\,083,3 \text{ hod} \quad (339)$$

$$13\,083,3 \geq 8\,000 \text{ h} \quad (340)$$

Parametry ložiska na výstupní hřídeli:

$$d = 35 \text{ mm}, D = 62 \text{ mm}, B = 14 \text{ mm}, C = 15,956 \text{ kN}$$

Dle stejného postupu, jsou vypočítány i ostatní ložiska. Životnost jednotlivých ložisek v následující tabulce:

Ložisko v bodě	Životnost
A	13 083,3 hod
B	2 835 188,3 hod
C	459 958,9 hod
D	857 269,9 hod

Tab. 11: Životnost jednotlivých ložisek.

3.6 Volba maziva

Zvolené mazivo: VG 460

Kinematická viskozita

$$\nu_{40} = 477 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1} \quad (341)$$

3.6.1 Výpočet provozní teploty maziva

Mezní teplota pro syntetické oleje

$$t_{s\text{lim}} = 100 \text{ °C} \quad (342)$$

Součinitel pro skřín bez ventilátoru

$$\begin{aligned} c_1 &= \frac{3,4}{100} \cdot \left(\frac{n_3}{60} + 0,22\right)^{0,43} \cdot \left(10,8 - \frac{\nu_{40}}{100}\right)^{-0,636} \cdot u_{34}^{-0,18} \cdot (a_{34} - 20,4)^{0,26} \\ &= \frac{3,4}{100} \cdot \left(\frac{1\,092,5}{60} + 0,22\right)^{0,43} \cdot \left(10,8 - \frac{477}{100}\right)^{-0,636} \cdot 40^{-0,18} \cdot (98,108 - 20,4)^{0,26} = \\ &= 0,059 \end{aligned} \quad (343)$$

$$\begin{aligned}
c_0 &= \frac{5,23}{100} \cdot \left(\frac{n_3}{60} + 0,28 \right)^{0,68} \cdot \left(\left| \frac{v_{40}}{100} - 2,203 \right| \right)^{-0,0237} \cdot (a_{34} + 22,36)^{0,915} \\
&= \frac{5,23}{100} \cdot \left(\frac{1092,5}{60} + 0,28 \right)^{0,68} \cdot \left(\left| \frac{477}{100} - 2,203 \right| \right)^{-0,0237} \cdot (89,108 + 22,36)^{0,915} = \\
&= 27,761
\end{aligned} \tag{344}$$

Teplota okolního prostředí

$$t_0 = 20 \text{ °C} \tag{345}$$

Provozní teplota maziva ve skříní převodovky

$$\begin{aligned}
t_s &= t_0 + c_0 + c_1 \cdot \frac{K_A \cdot M_{k4}}{\left(\frac{a_{34}}{63} \right)^3} = 20 + 27,761 + 0,059 \cdot \frac{1,85 \cdot 172,303}{\left(\frac{89,108}{63} \right)^3} = \\
&= 54,373 \text{ °C}
\end{aligned} \tag{346}$$

Teplotní součinitel bezpečnostní pro mazání ostříkem při brodění šneku v olejové náplni

$$S_t = \frac{t_{s\text{lim}}}{t_s} = \frac{100}{54,373} = 1,839 \tag{347}$$

3.7 Pera

První pero slouží k přenosu krouticího momentu z elektromotoru na pastorek. Délka pera je dána výrobcem motoru, a proto je zapotřebí zkontrolovat zda tato délka vyhovuje. Rozměry pera jsou:

$$l = 32 \text{ mm}, \quad b_p = 6 \text{ mm}, \quad h_p = 6 \text{ mm} \tag{348}$$

Hloubka drážky v náboji

$$t = 2,5 \text{ mm} \tag{349}$$

Průměr hřídele v místě spoje

$$d_{h1} = 19 \text{ mm} \tag{350}$$

Obvodová síla

$$F_{obv} = \frac{2 \cdot M_{kl}}{d_{h1}} = \frac{2 \cdot 5,190}{19} = 546,316 \text{ N} \tag{351}$$

Je-li pero vyrobeno z oceli 1.0060, která má mez kluzu $R_e = 310 \text{ MPa}$, pak má mez kluzu ve smyku $R_{se} = 0,577R_e = 178,870 \text{ MPa}$.

Minimální délka pera

$$l_{pe} = \frac{F_{obv} \cdot k_n}{R_{se} \cdot b_p} l_{pe} = \frac{546,316 \cdot 2,8}{178,870 \cdot 6} = 1,420 \text{ mm} \tag{352}$$

kde $k_n = 2,8$ je návrhový součinitel.

Dále je provedena kontrola na otláčení

Dovolený tlak

$$p_D = 0,8 \cdot p_o = 0,8 \cdot 150 = 120 \text{ MPa} \quad (353)$$

kde hodnota $p_o = 150 \text{ MPa}$ je pro ocelový náboj

$$l_m \geq \frac{\frac{F_{obv} + p_D \cdot b_p}{t} + p_D \cdot b_p}{p_D} = \frac{\frac{546,316}{2,5} + 120 \cdot 6}{120} = 7,821 \text{ mm} \quad (354)$$

Hodnoty l_{pe} i l_m jsou menší než délka pera, spoj tedy vyhovuje.

Druhým spojem pomocí pera je spojení spoluzabírajícího kola a šnekového hřídele a dalším je spojení řetězového s výstupním hřídelem. Oba spoje jsou vypočítány stejným postupem a zvolená pera jsou uvedeny v následující tabulce.

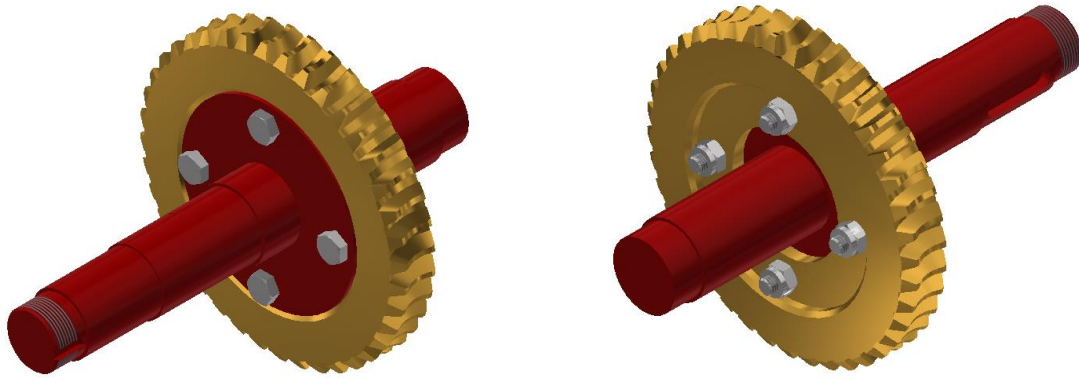
Průměr hřídele	Zatížení smykovou silou	Zvolené pero
20 mm	519 N	6e7x6x18
35 mm	9845,886 N	10e7x8x36

Tab. 12: Zvolená pera.

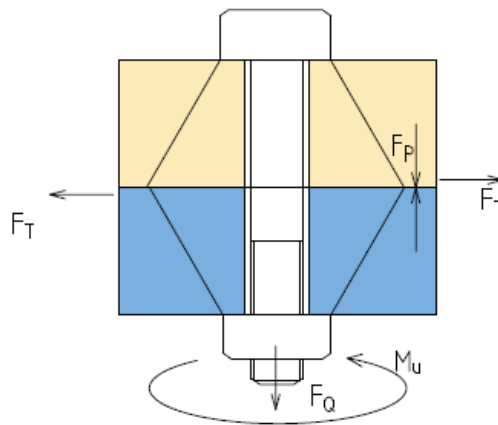
3.8 Předepjatý šroubový spoj

Spojení šnekového kola s výstupním hřídelem je možné realizovat několika způsoby. Jedním z nich je zajištění kola pomocí těsného pera, případně nalisování hřídele na náboj kola. Z důvodu úspory bronzového materiálu se vyrobí pouze věnec šnekového kola a spojí se s výstupním hřídelem nalisováním, případně šroubovým spojem.

Šroubový spoj je jeden z typů předepjatých spojů a skládá se ze dvou spojovaných součástí, kdy jedna z nich má vnitřní závit, který nahrazuje matici. Dalším způsobem je průchozí díra v obou součástech a spoj se realizuje pomocí šroubu a matice. V práci byl zvolen tento typ spoje a je zobrazen na obr. 16.



Obr. 16: Spojení náboje se šnekovým kolem.



Obr. 17: Schéma předepjatého šroubového spoje.

Třecí moment

$$M_T = M_{k4} \cdot k = 172,303 \cdot 1,5 = 258,454 \text{ Nm} \quad (355)$$

Třecí síla – kde $R_s = 40 \text{ mm}$ je roztečná kružnice šroubů

$$F_T = \frac{M_T}{4 \cdot R_s} = \frac{258,454}{4 \cdot 40} = 1\,615,341 \text{ N} \quad (356)$$

Provozní síla

$$F_N = \frac{F_T}{f} = \frac{1\,615,341}{0,18} = 8\,971,115 \text{ N} \quad (357)$$

Dolní mez kluzu pro šrouby pevnostní třídy 5.8: $\sigma_s = 420 \text{ MPa}$

Výpočet průřezu šroubu

$$A_s = \frac{F_N}{\sigma_T} = \frac{8\,971,115}{420} = 21,359 \text{ mm}^2 \quad (358)$$

Nejbližší větší průřez je $A_s = 36,6 \text{ mm}^2$, který náleží šroubu M8. Zvolený šroub je tedy M8x20-5.8

Díra a plocha díry pro šroub M8

$$d_s = 8,4 \text{ mm} \quad (359)$$

$$S_s = \frac{\pi \cdot d_s^2}{4} = \frac{\pi \cdot 8,4^2}{4} = 55,418 \text{ mm}^2 \quad (360)$$

Průměr klíče

$$D_k = 13 \text{ mm} \quad (361)$$

Délka a modul pružnosti v tahu pro šroub

$$l_s = 19 \text{ mm}, E_s = 210\,000 \text{ MPa} \quad (362)$$

Délka a modul pružnosti v tahu pro spojované součásti

$$l_p = 19 \text{ mm}, E_p = 210\,000 \text{ MPa} \quad (363)$$

$$D_n = D_k + \frac{l_p}{2} = 13 + \frac{19}{2} = 22 \text{ mm} \quad (364)$$

$$D_o = 8,4 \text{ mm} \quad (365)$$

Plocha spoje

$$S_p = \frac{\pi}{4} (D_n^2 - D_o^2) = \frac{\pi}{4} (22^2 - 8,4^2) = 324,715 \text{ mm}^2 \quad (366)$$

Tuhost šroubu

$$k_s = \frac{A_s \cdot E_s}{l_s} = \frac{36,6 \cdot 210\,000}{19} = 0,427 \text{ MN} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (367)$$

Tuhost spojovaných součástí

$$k_p = \frac{S_p \cdot E_p}{l_p} = \frac{324,715 \cdot 210\,000}{19} = 3,788 \text{ MN} \cdot \text{mm}^{-1} \quad (368)$$

Změna síly mezi spojovanými součástmi

$$\Delta F_p = F_N \cdot \frac{k_p}{k_s + k_p} = 8971,115 \cdot \frac{3,788}{0,427 + 3,788} = 8\,065,067 \text{ N} \quad (369)$$

Síla předpětí

$$F_Q = \Delta F_p = 8065,067 \text{ N} \quad (370)$$

Pro zajištění této síly je potřeba utažení matice pomocí utahovacího momentu

$$D_p = \frac{D_k + D_o}{2} = \frac{13 + 8,4}{2} = 10,7 \text{ mm} \quad (371)$$

Střední průměr závitu

$$d_z = 7,188 \text{ mm} \quad (372)$$

Rozteč závitu

$$p = p_h = 1,25 \text{ mm} \quad (373)$$

Úhel stoupání závitu

$$\gamma_s = \arctan\left(\frac{p_h}{\pi \cdot d_z}\right) = \arctan\left(\frac{1,25}{\pi \cdot 7,188}\right) = 3,168^\circ \quad (374)$$

Součinitel tření mezi plochami závitů

$$f_z = 0,15 \quad (375)$$

Úhel profilu závitu

$$\alpha' = 60^\circ \quad (376)$$

Třecí úhel v závitu

$$\varphi_z' = \arctan\left(\frac{f_z}{\cos\left(\frac{\alpha'}{2}\right)}\right) = \arctan\left(\frac{0,15}{\cos\left(\frac{60^\circ}{2}\right)}\right) = 9,826^\circ \quad (377)$$

Součinitel tření mezi spojovanými součástmi

$$f_p = 0,18 \quad (378)$$

Utahovací moment

$$\begin{aligned} M_u &= \frac{F_Q}{2} \cdot (d_z \cdot \tan(\gamma_s + \varphi_z') + f_p \cdot D_p) = \\ &= \frac{8065,067}{2} \cdot (7,188 \cdot \tan(3,168 + 9,826) + 0,18 \cdot 10,7) = 14,456 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (379)$$

Pro zajištění šroubů byly zvoleny samojistící matice s plastovým kroužkem, protože spoj se při montáži zašroubuje a nebude se dále rozebírat.

3.9 Řetězový převod

Řetězový převod zde slouží k převádění otáčivého pohybu mezi výstupním hřídelem a hřídelem, na který je připevněný buben.

Přenášený výkon a otáčky hnacího kola

$$P_4 = 498 \text{ W} \quad (380)$$

Rozteč hnacího kola

$$p_r = 25,4 \text{ mm} \quad (381)$$

Zvolený počet zubů hnacího a hnaného kola

$$z_1 = z_2 = 21 \quad (382)$$

Roztečná kružnice hnacího kola

$$d_t = \frac{p_r}{\sin\left(\frac{180}{z_1}\right)} = \frac{25,4}{\sin\left(\frac{180}{21}\right)} = 170,421 \text{ mm} \quad (383)$$

Obvodová rychlost hnacího kola

$$v_t = \pi \cdot n_4 \cdot d_t = \frac{\pi \cdot 27 \cdot 170,421}{60} = 0,246 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (384)$$

Tažná síla

$$F_R = \frac{M_{k4}}{\frac{d_t}{2}} = \frac{172,303 \cdot 2}{170,421} = 2 \text{ 022 N} \quad (385)$$

Převodový poměr

$$i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{21}{21} = 1 \quad (386)$$

Součinitel rázu	$Y = 1,5$	(387)
Součinitel výkonu	$k = 0,67$	(388)
Součinitel mazání	$I_2 = 0,6$	(389)
Součinitel provedení	$\varphi = 1$	(390)
Součinitel vzdálenosti os	$\sigma = 0,85$	(391)

Tab. 13: Zvolené součinitele (voleno dle (15)).

Stanovení diagramového výkonu

$$P_D = \frac{P_4}{k \cdot I_2 \cdot \varphi \cdot \sigma} = \frac{750}{0,67 \cdot 0,6 \cdot 1 \cdot 0,85} = 1 \text{ 457,419 W} \quad (392)$$

Pro daný výkon a otáčky zvolím řetěz 16B-1 jednořadý dle ČSN 02 3311 (DIN 8187)

Zvolená osová vzdálenost

$$a = 320 \text{ mm} \quad (393)$$

Určení počtu článků

$$X = 2 \cdot \frac{a}{p_r} + \frac{z_1 + z_2}{2} = 2 \cdot \frac{320}{25,4} + \frac{21 + 21}{2} = 46,197 \quad (394)$$

zvolený sudý počet článků $X = 46$

Koeficient $F = 1$

Vypočítaná osová vzdálenost

$$\begin{aligned} a &= \frac{p_r}{8} \left[2 \cdot X - z_1 - z_2 + \sqrt{(2 \cdot X - z_1 - z_2)^2 - F(z_2 - z_1)^2} \right] = \\ &= \frac{25,4}{8} \left[2 \cdot 46 - 21 - 21 + \sqrt{(2 \cdot 46 - 21 - 21)^2 - 1(21 - 21)^2} \right] = \\ &= 317,5 \text{ mm} \end{aligned} \quad (395)$$

Roztečné kružnice řetězových kol

$$d_{r1} = d_{r2} = \frac{p_r}{\sin\left(\frac{180}{z_1}\right)} = \frac{25,4}{\sin\left(\frac{180}{21}\right)} = 170,421 \text{ mm} \quad (396)$$

Celkové zatížení řetězu je součet tažná a odstředivé síly, avšak odstředivá síla je při daní rychlosti v tomto výpočtu zanedbatelná.

$$F_c = F_R + G = 2\,022 + 0 = 2\,022 \text{ N} \quad (397)$$

Pevnost při přetržení z katalogu

$$F_B = 60\,000 \text{ N} \quad (398)$$

Statický bezpečnostní koeficient

$$\gamma_{stat} \geq 7 \quad (399)$$

$$\gamma_{stat} = \frac{F_B}{F_c} = \frac{60\,000}{2\,022} = 29,673 \quad (400)$$

Dynamický bezpečnostní koeficient

$$\gamma_{dyn} \geq 5 \quad (401)$$

$$\gamma_{dyn} = \frac{F_B}{F_c \cdot Y} = \frac{60\,000}{2\,022 \cdot 1,5} = 19,782 \quad (402)$$

Měrný tlak v kloubech řetězu

$$p_i = 31 \text{ MPa} \quad (403)$$

Součinitel tření

$$I_1 = 0,6 \quad (404)$$

Dovolený tlak v kloubech řetězu

$$p_{dov} = p_i \cdot I_1 \cdot I_2 = 31 \cdot 0,6 \cdot 0,6 = 11,160 \text{ MPa} \quad (405)$$

Plocha článku řetězu

$$f = 210 \text{ mm}^2 \quad (406)$$

Výpočtový tlak v kloubech řetězu

$$p_v = \frac{F_c}{f} = \frac{2\,022}{210} = 9,629 \text{ MPa} \quad (407)$$

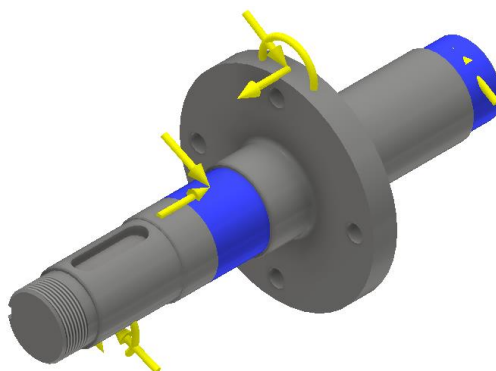
Podmínka $p_v \leq p_{dov}$

Řetěz 16B-1 dle ČSN 02 3311 (DIN 8187) vyhovuje.

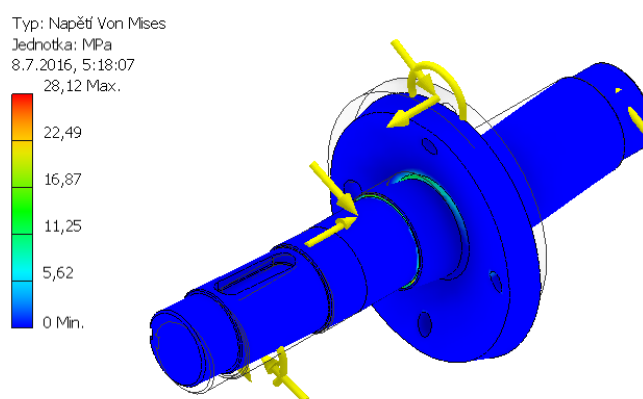
4 Metoda konečných prvků

Pevnostní kontrola na výstupním hřídeli je provedena pomocí metody konečných prvků (finite element method). Tato součást byla vybrána z důvodu největšího namáhání a velkého množství typů vrubů, ve kterých se koncentruje napětí.

Analýza součásti byla provedena v programu Autodesk Inventor Professional 2016. V tomto programu je umístění silového zatížení pouze ilustrativní, neodpovídá skutečné poloze. Typickým příkladem je zatížení příruby se čtyřmi otvory. Výsledek analýzy je dostatečně přesný a pro názornost plně dostačující. V místech vyznačených na hřídeli v Obr. 18, jsou přiřazeny okrajové podmínky, které jsou dány uložením v ložiscích.



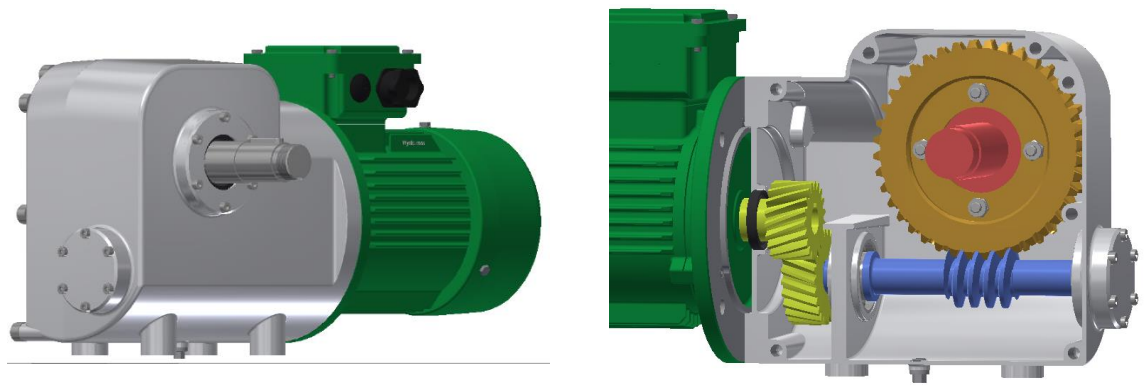
Obr. 18: Zavedení silového působení a okrajových podmínek



Obr. 19: Průběh napětí na hřídeli

Z výsledku vyplývá, že největší napětí je v místě přechodů mezi dvěma průměry. Napětí 27 MPa je výrazně menší, než dovolená mez únavy materiálu.

5 3D model



Obr. 20: Převodová skříň s motorem a uspořádání skříně



Obr. 21: Výstupní hřídel a mechanismus napínání řetězu



Obr. 22: Čelní soukolí a celková sestava

6 Ekonomické zhodnocení

V následující tabulce jsou uvedeny ceny dílů, které lze běžně koupit.

Název součásti	Počet kusů	Cena (bez DPH)
Elektromotor	1	2 500,00 Kč
Ložiska ZKL	4	870,00 Kč
Hřídelové těsnící kroužky-Gufero	2	24,60 Kč
Spojovací materiál		128,67 Kč
Pera	3	9,30 Kč
Řetězový převod	1	1 574,74 Kč
Rám	1	1 200,00 Kč
Celkem		6 307,31 Kč

Tab. 14: Ceny nakoupených dílů.

Cena vyráběných součástí se nedá jednoznačně určit, bude se však odvíjet podle sériovosti výroby. Dále je velice těžké odhadnout rozmezí, ve kterém se ceny pohybují, jelikož se cena míchaček nejčastěji odvíjí od toho, kolik betonu s ní lze namíchat. Přibližné cenové rozpětí prodávaných míchaček je uvedeno v Tab. 15

Výkon	Cena
500 W	4 500-15 900 Kč
750 W	5 200-19 450 Kč
1 000 W	7 300-35 000 Kč

Tab. 15: Cenové rozpětí míchaček.

U dvou míchaček stejného výrobce a stejného výkonu, se při zvýšení objemu bubnu o 30 litrů (navýšení o 20%) může cena zvýšit až o 7 000 Kč (navýšení až 50%).

7 Závěr

V bakalářské práci byl navržen pohonný systém míchačky na beton podle zadaných parametrů. Konstrukce se skládá z elektromotoru, převodové skříně, řetězového převodu a svařovaného rámu.

Na začátku této práce byl proveden popis a průzkum různých typů míchaček a jejich konstrukčního řešení. Následný návrh se zabýval konstrukcí řetězem poháněného bubnu. Bylo také potřeba zvolit elektromotor, který odpovídal zadanému výkonu a otáčkám. Elektromotor byl zvolen od firmy SEW-EURODRIVE s označením DFT 80N4

První úkolem bylo zvolení vhodného převodového ústrojí a jeho uspořádání. Celkový převodový poměr $i = 50$ byl rozdělen mezi šnekový převod, který umožňuje dosáhnout vysokého převodového poměru, ale jeho účinnost nedosahuje vysokých hodnot a proto je doplněn čelním soukolím. Z důvodu vyšší únosnosti a plynulosti chodu bylo zvoleno čelní soukolí se šikmými zuby. Po zvolení vhodných převodů následoval návrhový výpočet rozměrů kol. Při tomto výpočtu se určil normalizovaný modul, počet zubů a zbylá geometrie převodových kol. Pevnostní kontrola, v ohybu a dotyku, u ozubených kol vyšla kladně i díky správné volbě materiálu a splňuje minimální požadavky na bezpečnost. Jako kontrola správnosti výpočtu, sloužil výpočtový model vytvořený v programu Autodesk Inventor Professional 2016, který disponuje funkcí generující ozubená soukolí.

V další části se práce zabývá návrhem hřídelů. Nejprve bylo nutné zjistit silové působení na šnekovém a výstupním hřídeli pomocí rovnic rovnováhy. Průběh silového působení, tedy průběh smykové síly a ohybového momentu, je znázorněn v grafech vygenerovaných pomocí programu Autodesk Inventor, který opět sloužil jako kontrola ručního výpočtu. Zároveň byly určeny reakce v ložiskách. Součástí návrhu bylo zjištěné minimálních průměrů hřídelů pro dané zatížení. V práci byly vypočítány pouze nejnamáhanější místa, která vyšla s kladnými bezpečnostmi $k_{d1}=6,171$ a $k_{d2}=5,597$. Ostatní místa na hřídelích budou mít bezpečnost vyšší.

Ložiska byla zvolena pro každý hřídel jiná. Při kontaktu šnekového soukolí a díky volbě kol se šikmými zuby, vznikají na šnekovém hřídeli axiální síly, které ovlivňují výběr ložisek. Musela být zvolena jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem a axiální síly jsou zachyceny uložení těchto ložisek v převodové skříně. Na výstupním hřídeli je však dominantní síla radiální a proto zde byla zvolena pouze ložiska jednořadá kuličková. Ložiska jsou

od výrobce ZKL, který nabízí ve svém internetovém katalogu možnost jednoduchého a rychlého výpočtu.

Spojení čelních ozubených kol a řetězového kola s hřídelí je realizováno pomocí těsných per. V práci je uveden výpočet pouze jednoho pera, zjišťující minimální délku pera a kontrolo na otláčení. Výpočet pro zbývající pera je postupově stejný, pouze se mění hodnoty průměrů hřídelů a zatížení.

Předepjatý šroubový spoj byl zvolen jako nejvhodnější řešení pro spojení věnce šnekového kola s výstupním hřídelem. Šnekové kolo nemusí být celé z bronzového materiálu, právě díky tomuto spoji. Nejdříve bylo nutné zvolit vhodnou velikost šroubů, jejich počet a možnost zajištění, které je provedeno samojistící maticí. Následně bylo potřeba vypočítat utahovací moment, aby bylo dosaženo potřebné síly v předpětí.

Dále následoval výpočet řetězového převodu, který pohání hřídel s přírubou na uchycení míchacího bubnu. Pro volbu vhodného řetězu bylo nutné určit diagramový výkon, ze kterého byl zvolen jednořadý válečkový řetěz 16B. Dopočítaná tažná síla byla potřebná k návrhu výstupního hřídele a ložisek, ve kterých je uložený. Pevnostní kontrola daného řetězu vyšla kladně. Celý výpočet se řídil doporučeným postupem návrhu, který uvádí na svých internetových stránkách výrobce řetězu

V práci byla použita Metoda Konečných Prvků (FEM). Analyzovaná součást, výstupní hřídel, byla zvolena z důvodu velkého namáhání a tato analýza proběhla pomocí programu Autodesk Inventor. Umístění silového působení na dané součásti zcela neodpovídá reálnému zatížení, ale jako doplňující kontrola, je plně dostačující. Největší hodnota byla podle předpokladu v místě přechodu, kde je vrub a také vysoký ohybový moment.

Celá sestava byla vymodelována v programu Autodesk Inventor a z vybraných dílů byla vytvořena výkresová dokumentace. Součástí návrhu je také svařovaný rám, který není pevnostně dimenzován. Svařovaná konstrukce vyhovuje pouze konstrukčnímu upevnění pohonného systému.

Z ekonomického zhodnocení vyplývá, že velikost bubnu míchačky je hlavním faktorem určujícím cenu výsledného produktu. Po sečtení nákladů nakupovaných součástí, přibližné ceny vyráběných dílů a správné velikosti bubnu, bude míchačka cenově konkurenceschopná.

Cíle zadání se podařilo úspěšně splnit s rozsahem $\pm 3\%$ od zadaných parametrů. Výstupní otáčky se od zadaných nepatrně liší, je to dáno volbou normalizovaných převodových poměrů.

Literatura

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. LEINVEBER, J. a VÁVRA, P. *Strojnické tabulky.* Úvaly : Albra, 20005. ISBN 80-736-01-06.
4. SHIGLEY, Joseph E., MISCHKE, Charles K. a BUDYNAS, Richard G. *Konstruování strojních součástí.* Brno : VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
5. <http://www.elvaprofi.cz/>. [Online] [Citace: 25. Červen 2016.] [http://www.elvaprofi.cz/stavebni-technika/michacky/belle_bwe-200.html#prettyPhoto\[gallery1\]/0/](http://www.elvaprofi.cz/stavebni-technika/michacky/belle_bwe-200.html#prettyPhoto[gallery1]/0/).
6. <http://www.filamos.cz/>. [Online] [Citace: 25. Červen 2016.] <http://www.filamos.cz/stavebni-stroje/injektazni-technika/injektazni-a-omitaci-cerpadla/>.
7. <http://www.filamos.cz/>. [Online] [Citace: 25. Červen 2016.] <http://www.filamos.cz/stavebni-stroje/michacky/kontinualni-michacka-km-40/>.
8. <http://www.haus-shop.cz/>. [Online] [Citace: 25. Červen 2016.] <http://www.haus-shop.cz/michacky/hecht-2180-stavebni-michacka/>.
9. http://www.sbazar.cz. [Online] [Citace: 25. Červen 2016.] <http://www.sbazar.cz/01472582/detail/16684349-michackunabizim-michacku>.
10. http://www.dum.bazos.cz. [Online] [Citace: 25. Červen 2016.] <https://dum.bazos.cz/inzerat/62746539/Michacka.php>.
11. <http://stroje.hyperinzerce.cz/>. [Online] [Citace: 25. Červen 2016.] <http://stroje.hyperinzerce.cz/michacky-beton/inzerat/11557397-michacka-na-beton-nabidka-nymburk/>.
12. <http://stroje.hyperinzerce.cz/>. [Online] [Citace: 25. Červen 2016.] <http://stroje.hyperinzerce.cz/michacky-beton/prod%E1m+stavebn%ED+m%EDcha%E8ku+dom%E1c%ED+v%FDroby/>.
13. SEW-DriveConfigurator. <http://www.sew-eurodrive.cz/>. [Online] [Citace: 5. Listopad 2015.] <https://portal.drivegate.biz/configurator>.
14. ZKL Katalog Ložisek. http://www.zkl.cz. [Online] [Citace: 15. Duben 2016.] <http://www.zkl.cz/cs/katalog/loziska>.
15. Řetězy Vamberk. <http://www.retezy-vam.com>. [Online] [Citace: 18. Duben 2016.] http://www.retezy-vam.com/images/stories/PDF/vypocet_valeckoveho_retezu.pdf.

Přílohy

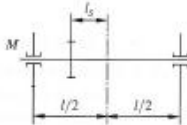
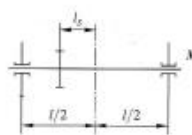
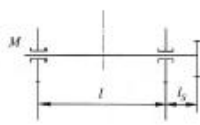
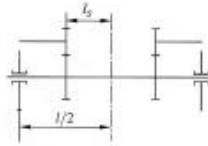
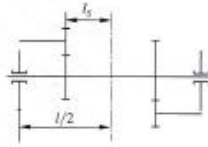
(P 1.)

Součinitel mechanických vlastností materiálů Z_E . [Výběr z ISO 6336-2:1996(E)]

materiál pastorku	modul pružnosti materiálu pastorku E_1 (MPa)	Součinitel mechanických vlastností materiálů Z_E ($\sqrt{\text{MPa}}$) ^a materiál kola a jeho modul pružnosti E_2 (MPa) ^b					
		ocel	litá ocel	tvárná litina	litý cínový bronz	cínový bronz	litina s lupínkovým grafitem (šedá litina)
		$2,6 \cdot 10^5$	$2,2 \cdot 10^5$	$1,73 \cdot 10^5$	$1,03 \cdot 10^5$	$1,13 \cdot 10^5$	$1,18 \cdot 10^5$ až $1,26 \cdot 10^5$
ocel	$2,6 \cdot 10^5$	189,8	188,9	181,4	155,0	159,8	162,0 až 165,4
litá ocel	$2,2 \cdot 10^5$	-	188,0	180,5	-	-	161,4
tvárná litina	$1,73 \cdot 10^5$	-	-	173,9	-	-	156,6
litina s lupínkovým grafitem	$1,18 \cdot 10^5$	-	-	-	-	-	143,7
až (šedá litina)	$1,26 \cdot 10^5$	-	-	-	-	-	až 146,0

Příloha 1: Součinitel mechanických vlastnosti materiálu.

(P 2.)

součinitel polohy pastorku vůči ložiskům K' (1) s navýšením tuhosti		součinitel polohy pastorku vůči ložiskům K' (1) bez navýšení tuhosti		označení	provedení	
0,48	0,80			(a)		pro $l_s/l < 0,3$
-0,48	-0,80			(b)		pro $l_s/l < 0,3$
1,33	1,33			(c)		pro $l_s/l < 0,5$
-0,36	-0,60			(d)		pro $l_s/l < 0,3$
-0,36	-1,00			(e)		pro $l_s/l < 0,3$

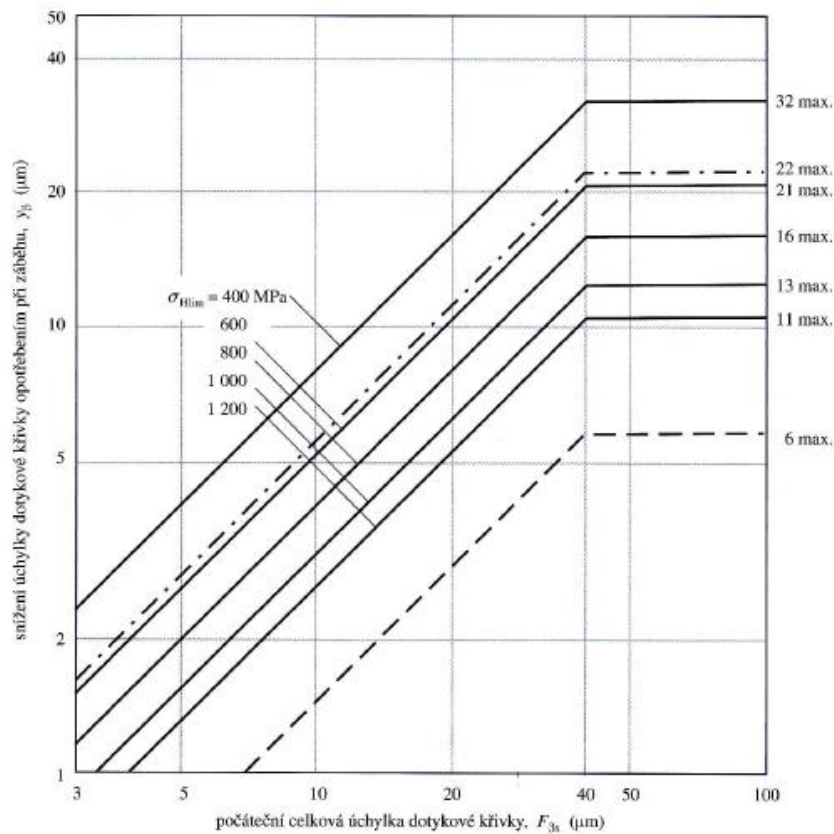
Příloha 2: Součinitel polohy pastorku vůči ložiskům.

(P 3.)

vzáložný průměr d (mm)	šířka ozubení b (mm)	stupeň přesnosti Q_{ISO}						
		4	5	6	7	8	9	10
$5 \leq d \leq 20$	$4 \leq b \leq 10$	3,1	4,4	6,0	8,5	12,0	17,0	25,0
	$10 < b \leq 20$	3,5	4,9	7,0	10,0	14,0	20,0	28,0
	$20 < b \leq 40$	4,0	5,5	8,0	11,0	16,0	22,0	32,0
	$40 < b \leq 80$	4,7	6,5	9,5	13,0	19,0	26,0	37,0
$20 < d \leq 50$	$4 \leq b \leq 10$	3,2	4,5	6,5	9,0	13,0	18,0	26,0
	$10 < b \leq 20$	3,6	5,0	7,0	10,0	14,0	20,0	29,0
	$20 < b \leq 40$	4,1	6,0	8,0	12,0	16,0	23,0	33,0
	$40 < b \leq 80$	4,8	7,0	9,5	14,0	19,0	27,0	38,0
$50 < d \leq 125$	$4 \leq b \leq 10$	3,4	4,8	6,5	9,5	13,0	19,0	27,0
	$10 < b \leq 20$	3,8	5,5	7,5	11,0	15,0	21,0	30,0
	$20 < b \leq 40$	4,3	6,0	8,5	12,0	17,0	24,0	34,0
	$40 < b \leq 80$	5,0	7,0	10,0	14,0	20,0	28,0	40,0
$125 < d \leq 280$	$80 < b \leq 160$	6,0	8,5	12,0	17,0	24,0	34,0	48,0
	$160 < b \leq 250$	7,0	10,0	14,0	20,0	28,0	40,0	56,0
	$4 \leq b \leq 10$	3,6	5,0	7,0	10,0	14,0	20,0	29,0
	$10 < b \leq 20$	4,0	5,5	8,0	11,0	16,0	23,0	32,0
$280 < d \leq 560$	$20 < b \leq 40$	4,5	6,5	9,0	13,0	18,0	25,0	36,0
	$40 < b \leq 80$	5,0	7,5	10,0	15,0	21,0	29,0	42,0
	$80 < b \leq 160$	6,0	8,5	12,0	17,0	25,0	35,0	49,0
	$160 < b \leq 250$	7,5	10,0	15,0	21,0	29,0	41,0	58,0

Příloha 3: Mezní úchylna sklonu zubu.

(P 4.)



Příloha 4: Snížení úchylna dotykové křivky opotřeбенím při záběru.

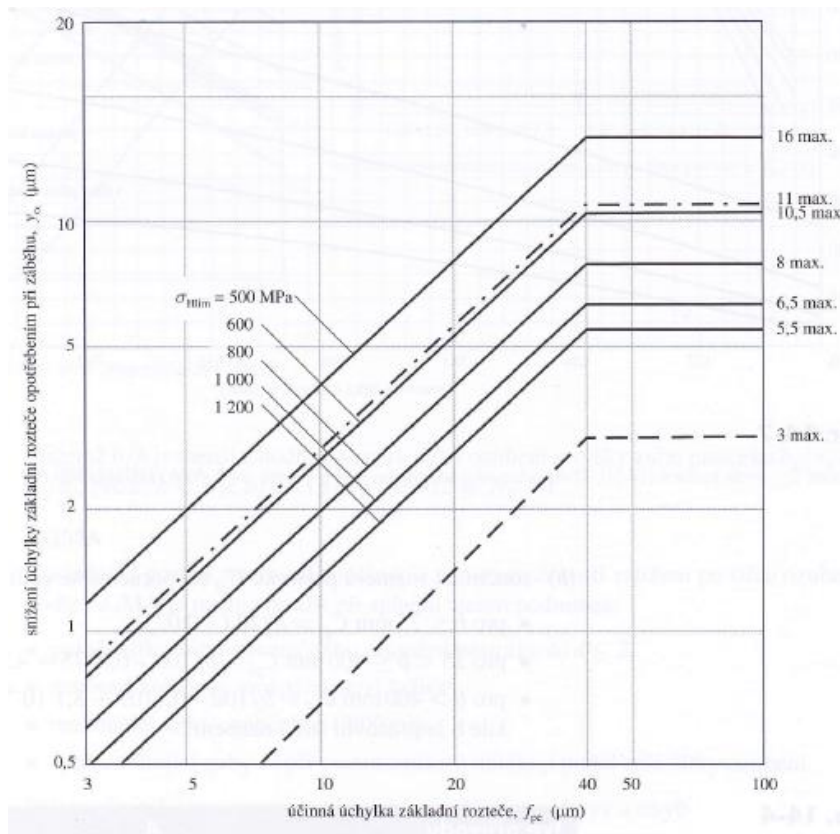
(P 5.)

Mezní úchylnka čelní rozteče čelních ozubených kol f_{pr} (Výběr z ČSN ISO 1328-1)

vztahný průměr d (mm)	modul b (mm)	stupeň přesnosti Q_{ISO}						
		4	5	6	7 $\pm f_{pr}$ (μm)	8	9	10
$5 \leq d \leq 20$	$0,5 \leq m \leq 2$	3,3	4,7	6,5	9,5	13,0	19,0	26,0
	$2 < m \leq 3,5$	3,7	5,0	7,5	10,0	15,0	21,0	29,0
$20 < d \leq 50$	$0,5 \leq m \leq 2$	3,5	5,0	7,0	10,0	14,0	20,0	28,0
	$2 < m \leq 3,5$	3,9	5,5	7,5	11,0	15,0	22,0	31,0
	$3,5 \leq m \leq 6$	4,3	6,0	8,5	12,0	17,0	24,0	34,0
	$6 < m \leq 10$	4,9	7,0	10,0	14,0	20,0	28,0	40,0
$50 < d \leq 125$	$0,5 \leq m \leq 2$	3,8	5,5	7,5	11,0	15,0	21,0	30,0
	$2 < m \leq 3,5$	4,1	6,0	8,5	12,0	17,0	23,0	33,0
	$3,5 \leq m \leq 6$	4,6	6,5	9,0	13,0	18,0	26,0	36,0
	$6 < m \leq 10$	5,0	7,5	10,0	15,0	21,0	30,0	42,0
	$10 < m \leq 16$	6,5	9,0	13,0	18,0	25,0	35,0	50,0
$125 < d \leq 280$	$0,5 \leq m \leq 2$	4,2	6,0	8,5	12,0	17,0	24,0	34,0
	$2 < m \leq 3,5$	4,6	6,5	9,0	13,0	18,0	26,0	36,0
	$3,5 \leq m \leq 6$	5,0	7,0	10,0	14,0	20,0	28,0	40,0
	$6 < m \leq 10$	5,5	8,0	11,0	16,0	23,0	32,0	45,0
	$10 < m \leq 16$	6,5	9,5	13,0	19,0	27,0	38,0	53,0
$280 < d \leq 560$	$0,5 \leq m \leq 2$	4,7	6,5	9,5	13,0	19,0	27,0	38,0
	$2 < m \leq 3,5$	5,0	7,0	10,0	14,0	20,0	29,0	41,0
	$3,5 \leq m \leq 6$	5,5	8,0	11,0	16,0	22,0	31,0	44,0
	$6 < m \leq 10$	6,0	8,5	12,0	17,0	25,0	35,0	49,0
	$10 < m \leq 16$	7,0	10,0	14,0	20,0	29,0	41,0	58,0

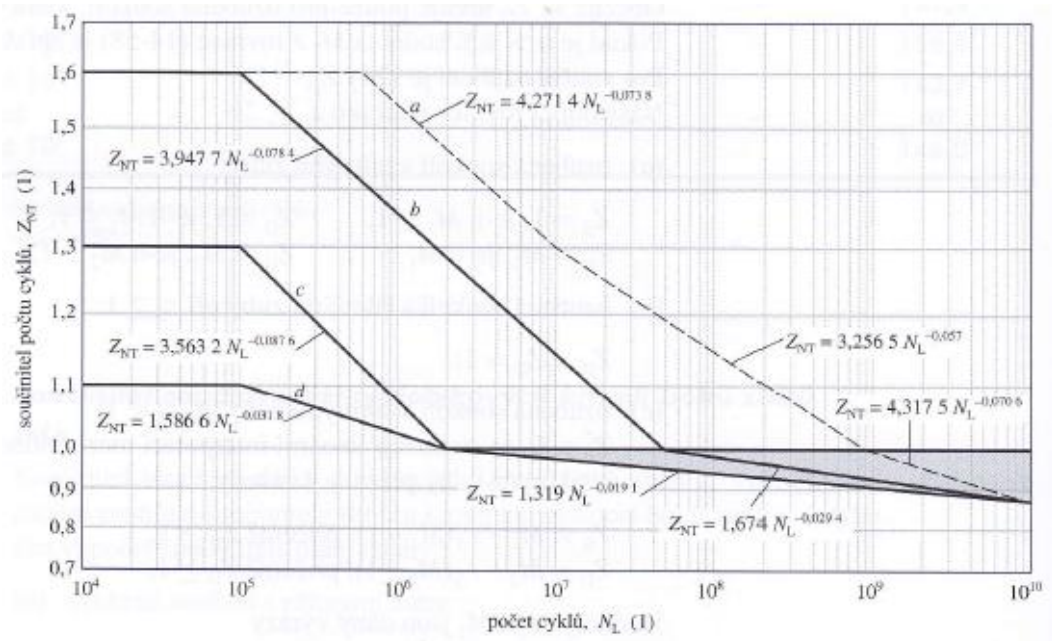
Příloha 5: Mezní úchylnka čelní rozteče ozubených kol.

(P 6.)



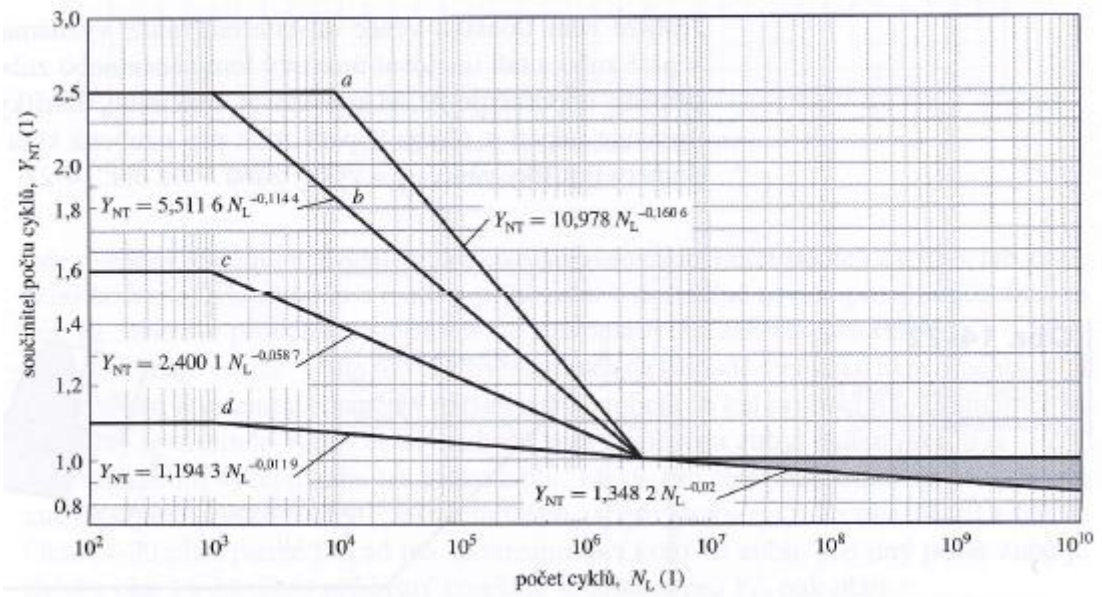
Příloha 6: Snížení úchylnky rozteče opotřebením při záběru.

(P 7.)



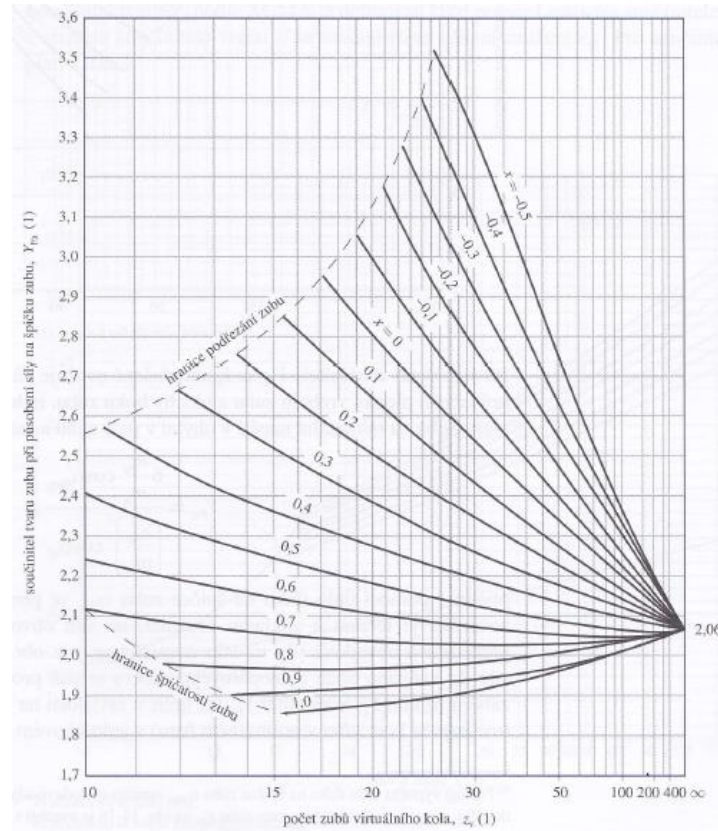
Příloha 7: Součinitel počtu cyklů.

(P 8.)



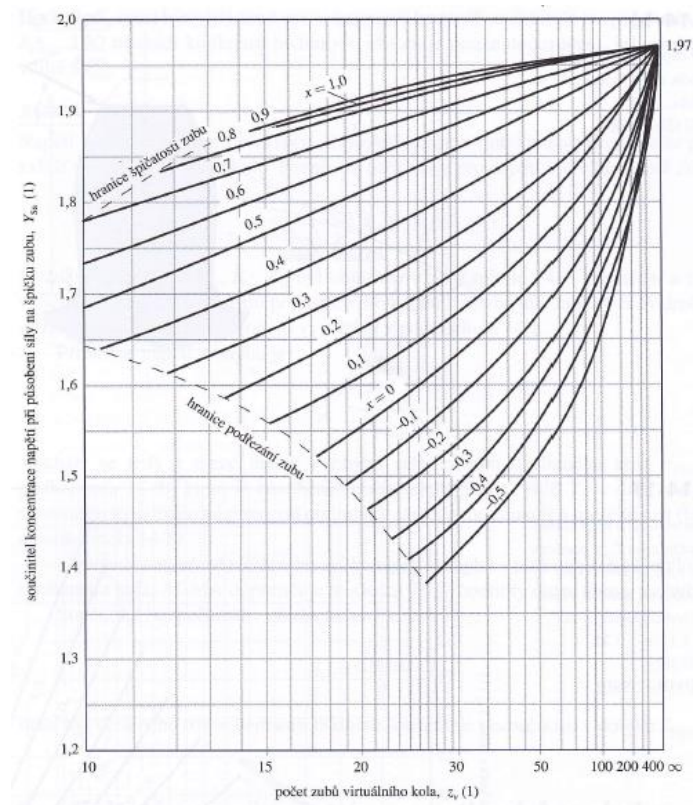
Příloha 8: Součinitel počtu cyklů.

(P 9.)



Příloha 9: Součinitel tvaru zubu při působení síly na špičku zubu.

(P 10.)



Příloha 10: Součinitel koncentrace napětí při působení síly na špičku zubu.

(P 11.)

Součinitel materiálu Y_W . (G. Niemann, H. Winter, *Maschinenelemente* Bd. 3: Schraubrad, Kegelrad, Schnecken, Ketten, Riemen, Reibradgetriebe, Kupplungen, Bremsen, Freiläufe, Springer-Verlag, Berlin, 1986)

materiál věnce šnekového kola	bronz CuSn12	bronz CuSn12Ni	bronz CuAl10Ni	perlitická tvárná litina $R_m = 400 \text{ MPa}$	šedá litina $R_m = 250 \text{ MPa}$
$Y_W (1)$	1,0	0,95	1,1	1,3	1,4

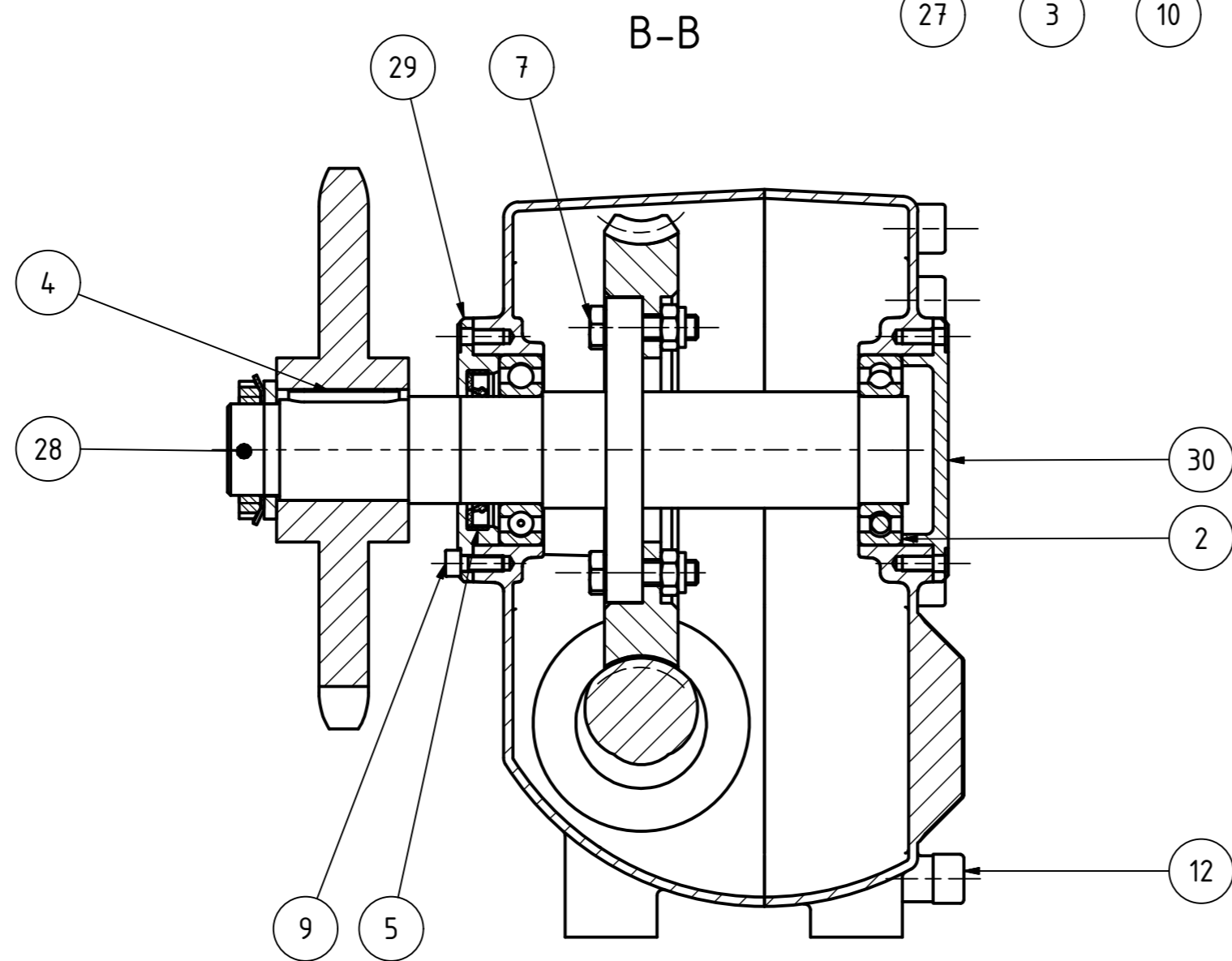
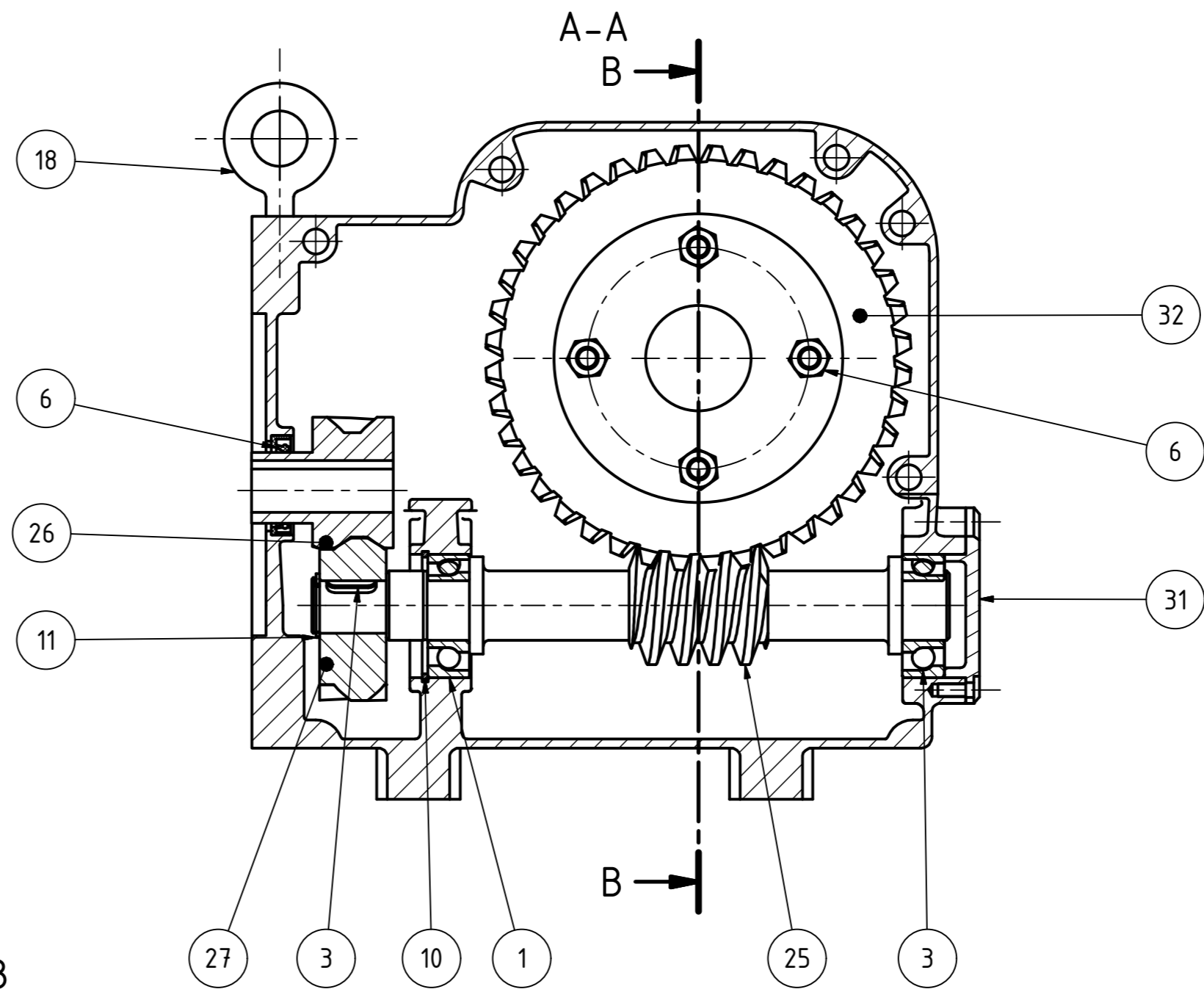
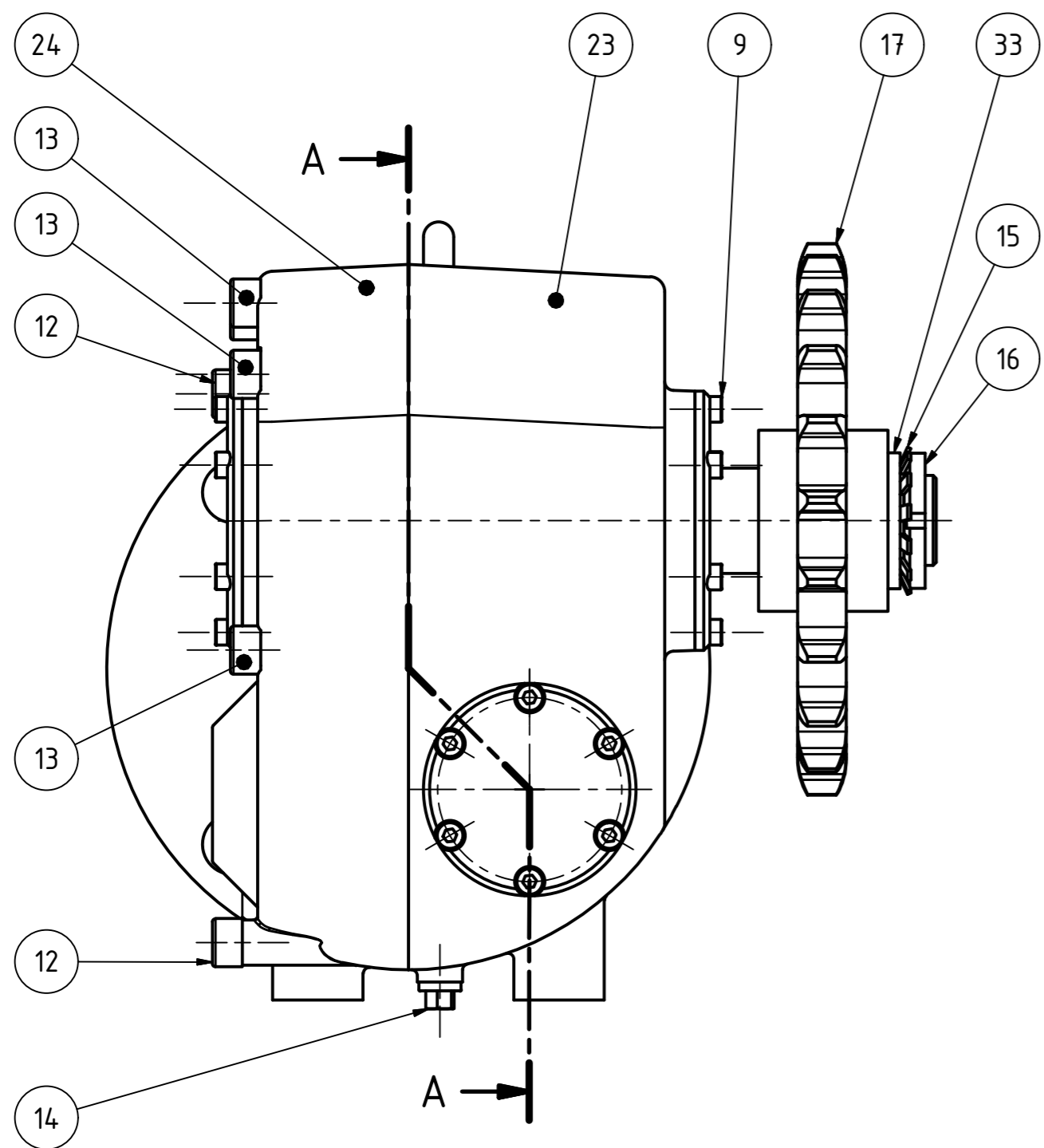
Příloha 11: Součinitel materiálu.

(P 12.)

Součinitel počtu cyklů Y_{NL} . (Výběr z DIN 3996)

součinitel počtu cyklů Y_{NL} (1)	počet cyklů N_L (1)	materiál/stupeň přesnosti ozubení ^a
1,25 $(3 \cdot 10^6 / N_L)^{0,16}$ 1,0	$< 8,3 \cdot 10^5$ $8,3 \cdot 10^5 \leq N_L \leq 3 \cdot 10^6$ $> 3 \cdot 10^6$	CuSn12 a CuSn12Ni/DIN 8
1,5 $(3 \cdot 10^6 / N_L)^{0,16}$ 1,0	$< 2,3 \cdot 10^5$ $2,3 \cdot 10^5 \leq N_L \leq 3 \cdot 10^6$ $> 3 \cdot 10^6$	CuSn12 a CuSn12Ni/DIN 9
1,75 $(3 \cdot 10^6 / N_L)^{0,16}$ 1,0	$< 9,5 \cdot 10^4$ $9,5 \cdot 10^4 \leq N_L \leq 3 \cdot 10^6$ $> 3 \cdot 10^6$	CuSn12 a CuSn12Ni/DIN 10
2,0 $(3 \cdot 10^6 / N_L)^{0,16}$ 1,0	$< 4 \cdot 10^4$ $4 \cdot 10^4 \leq N_L \leq 3 \cdot 10^6$ $> 3 \cdot 10^6$	CuSn12 a CuSn12Ni/DIN 11
2,5 $(3 \cdot 10^6 / N_L)^{0,16}$ 1,0	$< 1 \cdot 10^4$ $1 \cdot 10^4 \leq N_L \leq 3 \cdot 10^6$ $> 3 \cdot 10^6$	CuSn12 a CuSn12Ni/DIN 12
2,0 $(3 \cdot 10^6 / N_L)^{0,09}$ 1,0	$< 4 \cdot 10^4$ $4 \cdot 10^4 \leq N_L \leq 3 \cdot 10^6$ $> 3 \cdot 10^6$	CuAl10Ni / -
2,5 $(3 \cdot 10^6 / N_L)^{0,09}$ 1,0	$< 1 \cdot 10^4$ $1 \cdot 10^4 \leq N_L \leq 3 \cdot 10^6$ $> 3 \cdot 10^6$	perlitická tvárná litina $R_m = 400 \text{ MPa}$ / -
2,0 $(3 \cdot 10^6 / N_L)^{0,16}$ 1,0	$< 1 \cdot 10^3$ $1 \cdot 10^3 \leq N_L \leq 3 \cdot 10^6$ $> 3 \cdot 10^6$	šedá litina $R_m = 250 \text{ MPa}$ / -

Příloha 12: Součinitel počtu cyklů.



Změna	Datum	Index	Podpisy
Měřítko 1:2	Navrhl Kreslil Přezkoušel		
Č.seznamu	Technolog		
Č.sestavy	Normaliz.		
Starý výkr.	Schválil		
Nový výkr.	Datum	1.7.2016	


TU v Liberci

PŘEVODOVÁ SKŘÍŇ

S01

List

1	2		3		4	
	ODK.	OZNAČENÍ VÝKRES	POLOTOVAR MATERIÁL	ČÍS. ZÁSOBNÍKU POZNÁMKA	MN. JED.	
A	1	LOŽISKO ZKL 7205B			2	
		ČSN 02 4645			ks.	
A	2	LOŽISKO ZKL 6007A			2	
		ČSN 20 4645			ks.	
B	3	PERO 6e7x6x18			1	
		ČSN 02 2562			ks.	
B	4	PERO 10e7x8x36			1	
		ČSN 02 2562			ks.	
B	5	ĎESNÍCÍ KROU. G 35x52x7			1	
		ČSN 02 9401			ks.	
B	6	ĎESNÍCÍ KROU. G 30x42x7			1	
		ČSN 02 9401			ks.	
C	7	SAMOJISTÍCÍ MATICE M8			4	
		ISO 7040			ks.	
C	8	ŠROUB M8x40			4	
		ISO 4017			ks.	
C	9	ŠROUB M5x14			18	
		ISO 4017			ks.	
C	10	POJISTNÝ KROUŽEK 52x2			1	
		ČSN 02 2931			ks.	
C	11	POJISTNÝ KROUŽEK 20x1,2			1	
		ČSN 02 2930			ks.	
D	12	ŠROUB M10x70			3	
		ISO 4017			ks.	
D	13	ŠROUB M10x80			4	
		ISO 4017			ks.	
D	14	VÝPUSTNÝ ŠROUB M10			1	
		DIN 908			ks.	
D	15	POJISTNÁ PODLOŽKA MB30			1	
		ISO 2982-2			ks.	
E	16	POJISTNÁ MATICE M30x1,5			1	
		ISO 2982-2			ks.	
E	17	ŘETĚZOVÉ KOLO			1	
		ŘETĚZY VAMBERK			ks.	
E	18	OKO			1	
					ks.	
E	19					
E	20					
E	21					
E	22					

Změna		Datum	Index	Podpisy	 TU v Liberci PŘEVODOVÁ SKŘÍŇ
Měřítko	Pozn.	Navrhl			
N		Kreslil	V.HAMALA		Typ
		Přezkoušel			
Č.seznamu		Technolog			S01
Č.sestavy		Normaliz.			
Starý výkr.		Schválil			
Nový výkr.		Datum	1.7.2016		

1

2

3

4

1	2		3		4	
ODK.	OZNAČENÍ		POLOTOVAR		ČÍS. ZÁSOBNÍKU	MN.
	VÝKRES		MATERIÁL		POZNÁMKA	JED.
23	SKŘÍŇ PRAVÁ		ODLITEK			1
	S01-V01		EN AC-42100			ks.
24	SKŘÍŇ LEVÁ		ODLITEK			1
	S01-V02		EN AC-42100			ks.
25	ŠNEKOVÝ HŘÍDEL		Ø40-235 ČSN 10084			1
	S01-V03		1.1148			ks.
26	PASTOREK		Ø60-50 ČSN EN 10084			1
	S01-V04		1.1148			ks.
27	SPOLUZABÍRAJÍCÍ KOLO		Ø70-25 ČSN EN 10084			1
	S01-V05		1.1148			ks.
28	VÝSTUPNÍ HŘÍDEL		Ø100-225 ČSN EN 10025-2			1
	S01-V06		1.0060			ks.
29	HORNÍ VÍČKO HŘÍDELE		Ø90-14 ČSN EN 755-3			1
	S01-V07		EN AW-5251			ks.
30	VÍČKO HORNÍ		Ø90-14 ČSN EN 755-3			1
	S01-V08		EN AW-5251			ks.
31	VÍČKO SPODNÍ		Ø90-14 ČSN EN 755-3			1
	S01-V09		EN AW-5251			ks.
32	ŠNEKOVÉ KOLO		Ø155-26 ČSN EN 1414			1
	S01-V10		CG-CuAl10Ni			ks.
33	KROUŽEK		Ø48-5 ČSN EN 10025-2			1
	S01-V11		1.0060			ks.
34						
35						
36						
37						
38						
39						
40						
41						
42						
43						
44						

Změna		Datum	Index	Podpisy
Měřítko	Pozn.	Navrhl		
N		Kreslil	V.HAMALA	Název
		Přezkoušel		
Č.seznamu		Technolog		Typ
Č.sestavy		Normaliz.		čís.výkresu
Starý výkr.		Schválil		
Nový výkr.		Datum	1.7.2016	



TU v Liberci

PŘEVODOVÁ_SKŘÍŇ

S01

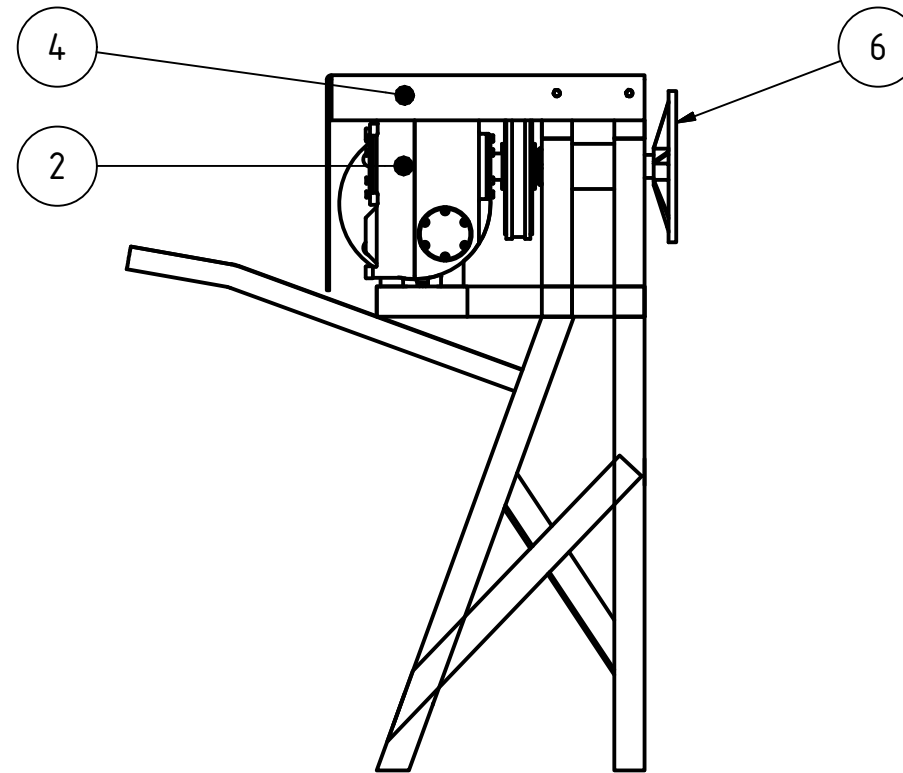
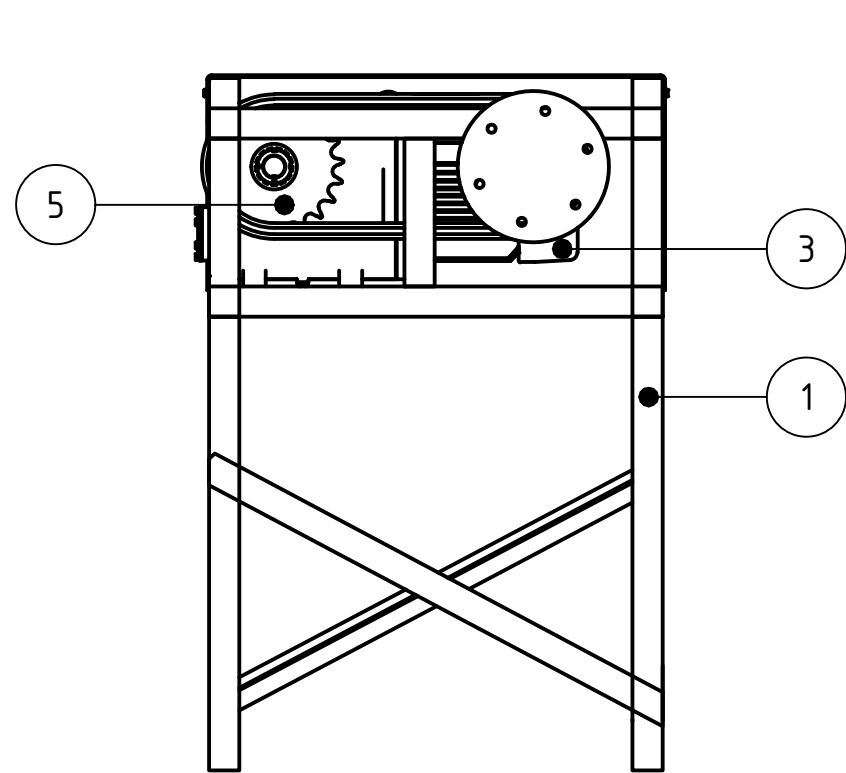
List 2/2

1


2

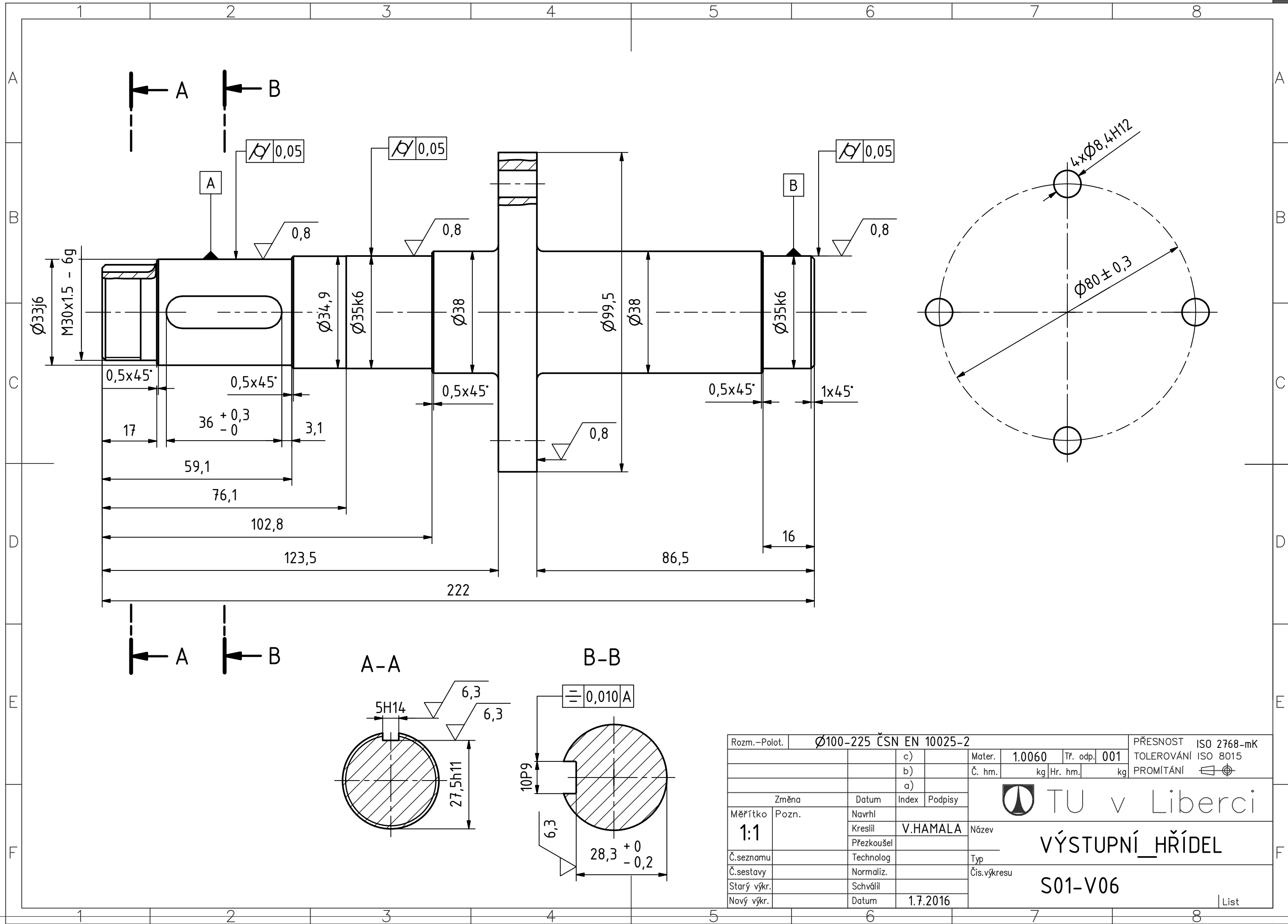
3

4

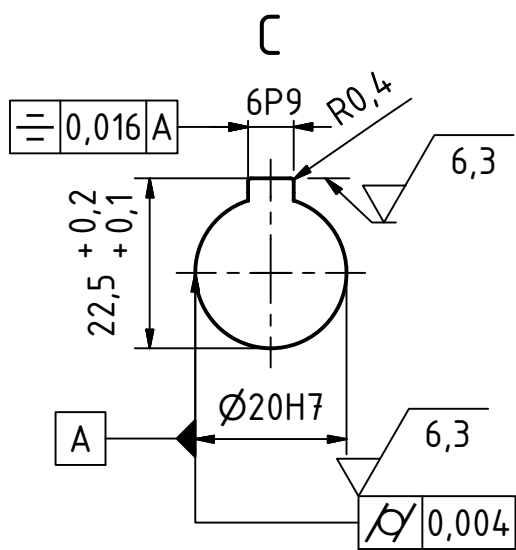
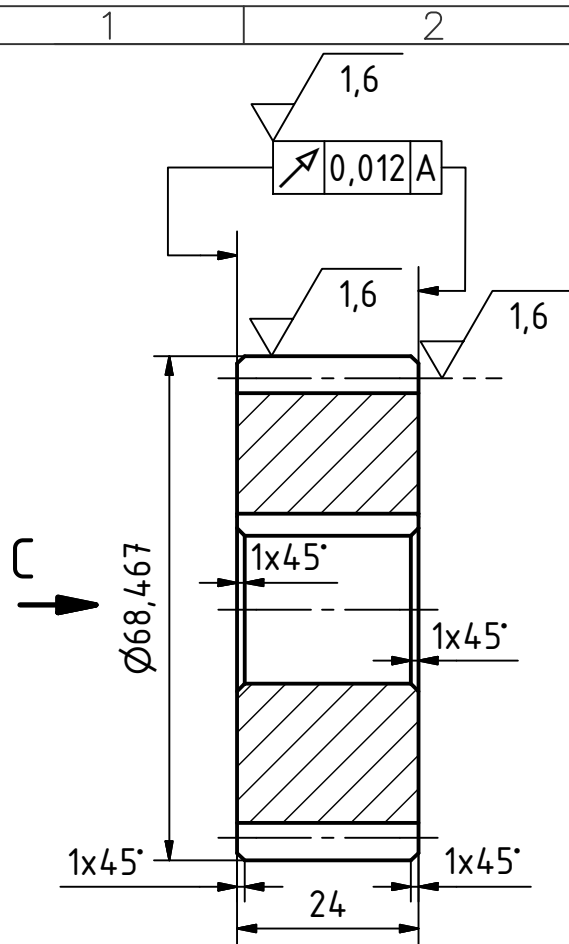


ODK.	OZNAČENÍ VÝKRES	POLOTOVAR MATERIÁL	ČÍS. ZÁSOBNÍKU POZNÁMKA	MN. JED.
1	SVARENÝ RÁM			1 ks.
2	PŘEVODOVÁ SKŘÍŇ			1 ks.
3	ELEKTROMOTOR			1 ks.
4	PLECHOVÝ KRYT			1 ks.
5	ŘETĚZOVÝ PŘEVOD			1 ks.
6	PŘÍRUBA BUBNU			1 ks.

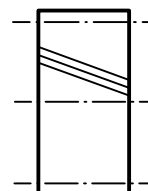
Změna		Datum	Index	Podpisy	 TU v Liberci CELKOVÁ_SESTAVA S02 List
Měřítko	Pozn.	Navrhl			
1:10		Kreslil	V.HAMALA	Název	
Č.seznamu		Přezkoušel		Typ	
Č.sestavy		Technolog		Čís.výkresu	
Starý výkr.		Normaliz.			
Nový výkr.		Schválil			
		Datum	1.7.2016		



Rozm.-Polot.	Ø100-225 ČSN EN 10025-2			PŘESNOST	ISO 2768-mK
		c)		Mater.	1.0060
		b)		Tř. odp.	001
		a)		Č. hm.	kg Hr. hm.
					kg
				PROMÍTÁNÍ	
Změna	Datum	Index	Podpisy	 VÝSTUPNÍ_HŘÍDEL S01-V06	
Měřítko	Pozn.	Navrhl	V.HAMALA		
Č.seznamu		Kreslil			
Č.sestavy		Přezkoušel			
Starý výkr.		Technolog		Typ	
Nový výkr.		Normaliz.		Čís.výkresu	
		Schválil			
		Datum	1.7.2016		



3		4	
Modul	m		2,5
Počet zubů	z		24
Normální z kladní profil	-		ČSN 01 4607
Úhel sklonu boční křivky zubu	beta		20°
Smysl stoup. boční křivky zubu	-		PRAVÝ
Jednotkové posunutí	x		-
Stupeň přesnosti podle	-		6-E ČSN 01 4862
Kontrolované mezní úchyly	dvoubokého odvalu za otáčku	F''i	0,04
	dvoubokého odvalu za rozteč	f''i	0,012
	sklonu zubu	Fb	0,012
	vzdálenosti os	fa	0,04
Kontrolní rozměr	mezní úchylo jm. vzdál. os přes v lečky	horní dolní	Ea''s Ea''i
			0,012 -0,08
Spoluzabírající kolo	číslo výkresu	-	
	počet zubů	z	19
	vzdálenost os	aw	56,847
Modul	m _t		2,644
Počet zubů hřebenu, segmentu	z		-
Průměr základní kružnice	db		59,221
Průměr roztečné kružnice	d		63,457
Průměr patní kružnice	df		57,207
úhel sklonu boční křivky zubu na základním válci	beta _t		17,814°
úhel os	Σ		-



Rozm.-Polot.		Ø70-25 ČSN EN 10084		PŘESNOST ISO 2768-mK	
		c)	Mater.	1.1148	Tř. odp. 007
		b)	Č. hm.	kg	Hr. hm. kg
		a)	PROMÍTÁNÍ		
Změna		Datum	Index	Podpisy	
Měřítko	Pozn.	Navrhl	Kreslil	Název	
1:1		V.HAMALA	Přezkoušel	SPOLUZABÍRAJÍCÍ_KOLO	
Č.seznamu		Technolog		Typ	
Č.sestavy		Normaliz.		Čís.výkresu	
Starý výkr.		Schválil		S01-V05	
Nový výkr.		Datum	1.7.2016	List	

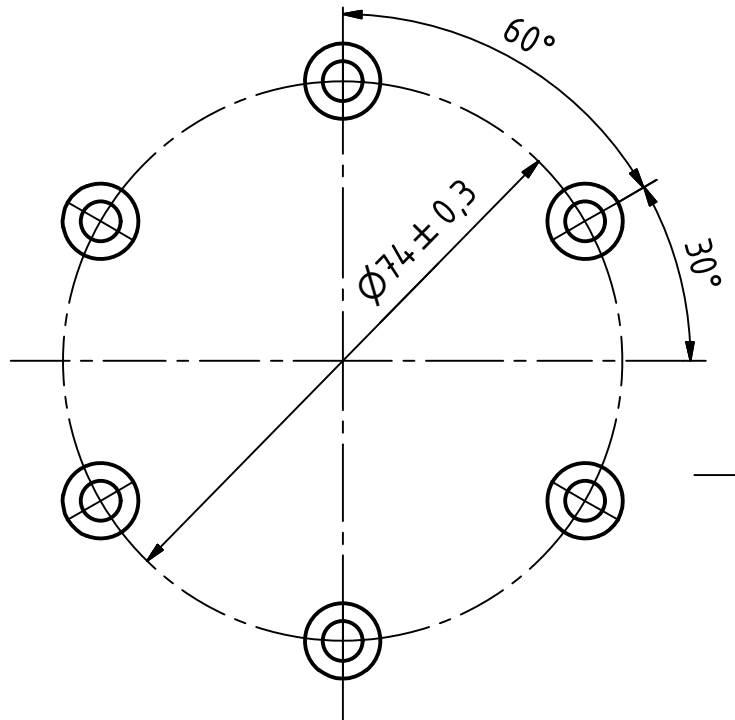
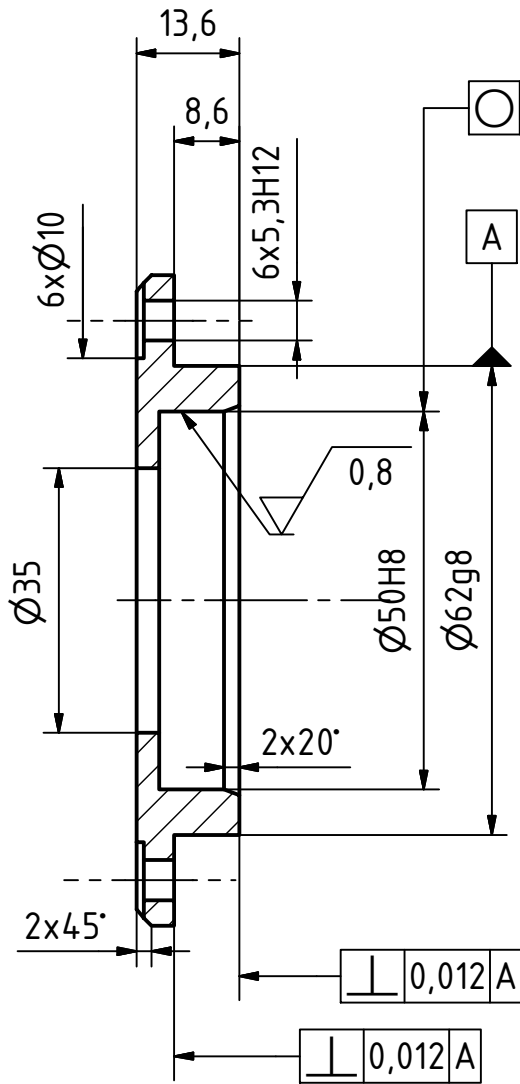


TU v Liberci

SPOLUZABÍRAJÍCÍ_KOLO

S01-V05

List



Rozm.-Polot.		Ø90-14 ČSN EN 755-3			PŘESNOST ISO 2768-mK	
		c)	Mater.	EN AW-5251	Tr. odp.	813
		b)	Č. hm.	kg	Hr. hm.	kg
		a)			TOLEROVÁNÍ ISO 8015	
						PROMÍTÁNÍ
Změna		Datum	Index	Podpisy		
Měřítka	Pozn.	Navrhl	Kreslil	V.HAMALA		
1:1		Přezkoušel			HORNÍ_VÍČKO_HŘÍDELE	
Č.seznamu		Technolog			Typ	
Č.sestavy		Normaliz.			Čis.výkresu	
Starý výkr.		Schválil			S01-V07	
Nový výkr.		Datum	1.7.2016		List	