



Konstrukce převodovky pro sportovní motocykl o zdvihovém objemu 250 ccm

Bakalářská práce

Studijní program:

B2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

Strojní inženýrství

Autor práce:

Petr Buchner

Vedoucí práce:

doc. Ing. Michal Petrů, Ph.D.

Katedra částí a mechanismů strojů





Zadání bakalářské práce

Konstrukce převodovky pro sportovní motocykl o zdvihovém objemu 250 ccm

Jméno a příjmení: **Petr Buchner**
Osobní číslo: S16000358
Studijní program: B2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: Strojní inženýrství
Zadávací katedra: Katedra částí a mechanismů strojů
Akademický rok: **2019/2020**

Zásady pro vypracování:

- 1/ Současný stav řešené problematiky
- 2/ Návrh konceptu řešení převodovky
- 3/ Výpočetní zpráva
- 4/ Konstruktivní řešení převodovky
- 5/ Ekonomické zhodnocení

Rozsah grafických prací:
Rozsah pracovní zprávy:
Forma zpracování práce:
Jazyk práce:

přílohy dle potřeby
50
tištěná/elektronická
Čeština



Seznam odborné literatury:

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

Vedoucí práce:

doc. Ing. Michal Petrů, Ph.D.
Katedra částí a mechanismů strojů

Datum zadání práce:

12. února 2020

Předpokládaný termín odevzdání:

12. srpna 2021

L.S.

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan

prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.
vedoucí katedry

Prohlášení

Prohlašuji, že svou bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, 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 nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

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

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má bakalářská práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

24. listopadu 2020

Petr Buchner

ANOTACE

Bakalářská práce se zabývá návrhem převodovky pro závodní motocykl třídy Moto3. První kapitola práce je věnována vysvětlení funkce převodovek používaných v motocyklech a jejich jednotlivých částí. Následuje seznámení s pravidly závodní třídy Moto3 a popis rozdílu mezi převodovkami konvenčních a závodních motocyklů. Práce pokračuje návrhem řešení převodovky, který je založen na výsledcích diplomové práce absolventa Technické univerzity v Liberci Ing. Tomáše Pavlů. Výpočtová zpráva, zahrnující kontrolní výpočty ozubení, hřídelí, zubových spojek, řetězového převodu a ložisek, ověřuje správnost návrhu. Následuje přehled výsledků a ekonomické zhodnocení řešení. Výsledkem práce je návrh motocyklové převodovky podložen pevnostními výpočty.

KLÍČOVÁ SLOVA

Moto3, sekvenční převodovka, motocyklová převodovka, závodní motocykl.

ANNOTATION

The bachelor thesis focuses on a design of a gearbox for a racing motorcycle of Moto3 class. The beginning of the thesis explains the function of a gearbox and its individual components. After that, thesis introduces rules of the Moto3 class and describes the difference between gearboxes of conventional and racing motorcycles. Thesis continues with the desing of the gearbox itself, this part is based on results of a diploma thesis done by a former student of Technical University of Liberec Ing. Tomáš Pavlů. Calculation report containing examination of gears, shafts, gear clutch, chain drive and bearings verifies the design. The results of the report are summarized and economical evaluation is discussed. The result of the thesis is a desing of a gearbox based on calculation report.

KEY WORDS

Moto3, sequential gearbox, motorcycle gearbox, racing motorcycle.

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat vedoucímu práce panu doc. Ing. Michalovi Petrů Ph.D. za ochotu a nápomocné rady při tvorbě práce, Ing. Pavlu Brabcovi, Ph.D. za pomoc se sháněním předlohy a Ing. Tomáši Pavlů za její poskytnutí. Dále všem svým blízkým za jejich podporu, trpělivost a motivaci.

OBSAH

Seznam použitých zkratk, symbolů a značek	8
Seznam obrázků, tabulek a grafů	11
1. Úvod	15
2. Cíl bakalářské práce.....	15
3. Rešerše.....	16
3.1. Konvenční motocyklové převodovky	16
3.2. Převodovky motocyklů třídy Moto3	21
4. Návrh převodovky	23
4.1. Předloha a vstupní hodnoty.....	23
5. Výpočtová zpráva	27
5.1. Postup	27
5.2. Ozubení.....	27
5.3. Kontrola zubové spojky.....	44
5.4. Návrh a kontrola řetězového převodu	45
5.5. Návrh a kontrola vstupní hřídele	47
5.6. Návrh a kontrola výstupní hřídele	62
5.7. Kontrola ložisek.....	77
5.8. Vyhodnocení výsledků výpočtové zprávy	80
6. Konstrukční řešení převodovky.....	81
7. Ekonomické zhodnocení převodovky	84
7.1. Odhad cen jednotlivých komponentů převodovky	84
7.2. Odhad celkové ceny převodovky	84
8. Závěr.....	85
Citovaná literatura	86
Seznam příloh.....	88

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A ZNAČEK

<i>CVT</i>	Continuously Variable Transmissions	[-]
<i>a</i>	Osová vzdálenost hřídelí převodovky	[mm]
<i>a_ř</i>	Osová vzdálenost řetězového převodu	[mm]
<i>P</i>	Výkon motoru	[kW]
<i>M_k</i>	Kroutící moment motoru	[Nm]
<i>n</i>	Otáčky motoru	[ot/min]
<i>z</i>	Počet zubů ozubeného kola	[-]
<i>i</i>	Převodový poměr	[-]
<i>m</i>	Modul ozubeného kola	[mm]
<i>x</i>	Jednotkové posunutí ozubeného kola	[-]
<i>b</i>	Šířka ozubeného kola	[mm]
<i>α</i>	Úhel záběru	[°]
<i>R_m</i>	Mez pevnosti	[MPa]
<i>R_e</i>	Mez kluzu	[MPa]
<i>J_{HV}</i>	Tvrдость zubu v jádře	[-]
<i>V_{HV}</i>	Tvrдость zubu na boku	[-]
<i>σ_{Hlim}</i>	Mez únavy v dotyku	[MPa]
<i>σ_{Flim}</i>	Mez únavy v ohybu	[MPa]
<i>p</i>	Rozteč ozubení	[mm]
<i>p_b</i>	Základní rozteč ozubení	[mm]
<i>α_w</i>	Provozní úhel záběru	[°]
<i>Δy</i>	Součinitel přisunutí	[-]
<i>d</i>	Průměr roztečné kružnice	[mm]
<i>d_b</i>	Průměr základní kružnice	[mm]
<i>d_a</i>	Průměr hlavové kružnice	[mm]
<i>d_f</i>	Průměr patní kružnice	[mm]
<i>d_w</i>	Průměr valivé kružnice	[mm]
<i>s</i>	Tloušťka zubu na roztečné kružnici	[mm]
<i>ε_α</i>	Součinitel záběru	[-]
<i>Z_E</i>	Součinitel mechanických vlastností materiálů	[√MPa]
<i>Z_H</i>	Součinitel tvaru zubů	[-]
<i>Z_ε</i>	Součinitel součtové délky dotkových křivek boků zubů	[-]
<i>K_A</i>	Součinitel vnějších dynamických sil	[-]
<i>K_V</i>	Součinitel rychlosti	[-]
<i>K_{Hα}</i>	Součinitel podílů jednotlivých zubů na dotyk	[-]
<i>K_{Hβ}</i>	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu podél šířky pro dotyk	[-]
<i>S_H</i>	Bezpečnost proti tvorbě pittingů	[-]
<i>F_t</i>	Obvodová síla na roztečné kružnici	[N]
<i>σ_{H0}</i>	Napětí v dotyku při ideálním zatížení přesných zubů	[MPa]
<i>K_H</i>	Součinitel přídatných zatížení	[-]
<i>σ_H</i>	Výpočtové napětí v dotyku	[MPa]
<i>F_{tmax}</i>	Jednorázové maximální zatížení	[N]
<i>σ_{Hmax}</i>	Největší napětí v dotyku	[MPa]
<i>σ_{HPmax}</i>	Dovolené napětí v dotyku při maximálním zatížení	[MPa]

S_F	Bezpečnost proti únavovému lomu	[-]
Y_{FS}	Součinitel tvaru zubu a koncentrace napětí	[-]
$Y_{F\beta}$	Součinitel sklonu zubu	[-]
$K_{F\alpha}$	Součinitel podílů jednotlivých zubů na ohyb	[-]
$K_{F\beta}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu podél šířky pro ohyb	[-]
K_F	Provozní součinitel v ohybu	[-]
Y_ε	Součinitel vlivu záběru profilu	[-]
σ_F	Ohybové napětí v nebezpečném průřezu	[MPa]
S_{FS}	Statická bezpečnost v ohybu	[-]
σ_{FSt}	Statická pevnost v ohybu při maximálním zatížení	[MPa]
σ_{Fmax}	Maximální místní ohybové napětí v patě zubu	[MPa]
p_D	Dovolené napětí v otláčení	[MPa]
τ_{DS}	Dovolené smykové napětí	[MPa]
n_{SP}	Počet zubů zubové spojky	[-]
B	Šířka zubu zubové spojky	[mm]
H	Výška zubu zubové spojky	[mm]
L	Délka zubu zubové spojky	[mm]
D	Roztečný průměr zubové spojky	[mm]
F_{SP}	Síla působící na zuby zubové spojky	[N]
S_p	Průřez jednoho zubu zubové spojky pro otláčení	[mm ²]
k_p	Bezpečnost proti otláčení	[-]
p	Napětí v otláčení	[MPa]
S_{τ_S}	Průřez jednoho zubu zubové spojky pro otláčení pro smyk	[mm ²]
τ_S	Smykové napětí	[MPa]
k_{τ_S}	Bezpečnost proti smyku	[-]
$p_{\check{r}}$	Rozteč řetězu	[mm]
$b_{\check{r}}$	Vnitřní šířka řetězu	[mm]
d_v	Průměr válečku řetězu	[mm]
B	Střední statická pevnost řetězu	[N]
$m_{\check{r}}$	Měrná hmotnost řetězu	[kg/m]
$d_{\check{r}}$	Roztečný průměr řetězového kola	[mm]
F_o	Obvodová síla na roztečné kružnici	[N]
$v_{\check{r}}$	Rychlost řetězu	[m/s]
F_{oc}	Odstředivá síla řetězu	[N]
$F_{t\check{r}}$	Tahová síla v řetězu	[N]
$k_{s\check{r}}$	Statická bezpečnost proti přetržení řetězu	[-]
$k_{d\check{r}}$	Dynamická bezpečnost proti přetržení řetězu	[-]
CAD	Computer-aided Design	[-]
l	Vzdálenost	[mm]
R_A	Reakce v bodě A	[N]
R_B	Reakce v bodě B	[N]
R_C	Reakce v bodě C	[N]
R_D	Reakce v bodě D	[N]
T	Tečné síly působící na hřídel	[N]
R	Radiální síla působící na hřídel	[N]
x	Souřadnice	[mm]

y	Souřadnice	[mm]
M_o	Celkový ohybový moment	[Nm]
M_{ored}	Redukovaný ohybový moment	[Nm]
α_B	Bachův opravný součinitel	[-]
S	Průřez hřídele	[mm ²]
σ_{red}	Redukované napětí v ohybu	[MPa]
σ_{Do}	Dovolené napětí v ohybu	[MPa]
W_o	Modul pružnosti v ohybu	[mm ³]
C_{III}	Součinitel snížení napětí	[-]
k_s	Bezpečnost proti statickému kombinovanému namáhání	[-]
D_s	Střední průměr drážkování	[mm]
l	Činná délka drážkování	[mm]
h	Opěrná výška drážkování	[mm]
K	Součinitel druhu drážkování	[-]
i	Počet drážek	[-]
σ_a	Amplituda normálového napětí	[MPa]
σ_m	Střední normálové napětí	[MPa]
σ_c	Mez únavy v ohybu	[MPa]
τ_a	Amplituda tečného napětí	[MPa]
τ_m	Střední tečné napětí	[MPa]
τ_c	Mez únavy v krutu	[MPa]
ε_{mo}	Součinitel velikosti součásti pro ohyb	[-]
ε_{po}	Součinitel stavu povrchu pro ohyb	[-]
β_o	Vrubový součinitel v ohybu	[-]
ε_{mk}	Součinitel velikosti součásti pro krut	[-]
ε_{pk}	Součinitel stavu povrchu pro krut	[-]
β_k	Vrubový součinitel v krutu	[-]
σ_c^*	Snížená mez únavy v ohybu	[MPa]
τ_c^*	Snížená mez únavy v krutu	[MPa]
$k_{c\sigma}$	Bezpečnost proti tvorbě únavového lomu při ohybu	[-]
$k_{c\tau}$	Bezpečnost proti tvorbě únavového lomu při krutu	[-]
k_c	Bezpečnost proti tvorbě únavového lomu	[-]
$F_{\ddot{r}}$	Síla od řetězového převodu	[N]
P_o	Ekvivalentní statické zatížení ložiska	[N]
F_r	Radiální síla působící na ložisko	[N]
s_o	Statická bezpečnost ložiska	[-]
C_o	Základní statická únosnost ložiska	[kN]
C	Základní dynamická únosnost ložiska	[kN]
L_{10h}	Základní hodinová trvanlivost ložiska	[h]
Kč	Koruna česká	[-]

SEZNAM OBRÁZKŮ, TABULEK A GRAFŮ

OBRÁZKY

Obr. 3.1 – Primární převod, podle [4].....	16
Obr. 3.2 – Sekundární převod, podle [5]	17
Obr. 3.3 – Manuální sekvenční převodovka [7].....	17
Obr. 3.4 – Řadící válec, řadící vidličky, podle [8]	18
Obr. 3.5 – Volně uložené ozubené kolo	18
Obr. 3.6 – Neutrální poloha posuvného kola	19
Obr. 3.7 – Ovládání spojky [9]	19
Obr. 3.8 – Rozpůlený blok motoru, podle [10].....	20
Obr. 3.9 – Kazetová převodovka [11]	20
Obr. 3.10 – Schéma řazení konvenčního motocyklu [12].....	21
Obr. 3.11 – Závodník Angel Nieto na motocyklu třídy Moto3 [15]	21
Obr. 3.12 – Schéma řazení závodních silničních motocyklů [12]	22
Obr. 4.1 – Motor – předloha [17].....	23
Obr. 4.2 – Převodovka – předloha [17].....	23
Obr. 4.3 – Schéma převodového ústrojí.....	26
Obr. 5.1 – Soukolí 1. stupně	31
Obr. 5.2 – Soukolí 2. stupně	33
Obr. 5.3 – Soukolí 3. stupně	35
Obr. 5.4 – Soukolí 4. stupně	37
Obr. 5.5 – Soukolí 5. stupně	39
Obr. 5.6 – Soukolí 6. stupně	41
Obr. 5.7 – Ozubené kolo spojky.....	44
Obr. 5.8 – Zubová spojka.....	44
Obr. 5.9 – Pastorek řetězového převodu.....	46
Obr. 5.10 – Návrh vstupní hřídele.....	47
Obr. 5.11 – Schéma polohy vstupní hřídele v převodovce.....	47
Obr. 5.12 – Schéma polohy ložisek a ozubených kol vstupní hřídele.....	48
Obr. 5.13 – Silové účinky ve směru osy y.....	48
Obr. 5.14 – Silové účinky ve směru osy z	48
Obr. 5.15 – Myšlený řez pro ohybový moment kolem osy z	50
Obr. 5.16 – Myšlený řez pro ohybový moment kolem osy y	50
Obr. 5.17 – Kritické průřezy a jejich poloha pro statickou kontrolu vstupní hřídele.....	53
Obr. 5.18 – Průřez <i>SI</i>	53
Obr. 5.19 – Průřez <i>SII</i>	54

Obr. 5.20 – Rozměry drážkování pro <i>SII</i>	55
Obr. 5.21 – Rozměry drážkování pro <i>SIII</i>	56
Obr. 5.22 – Kritické průřezy pro dynamické namáhání vstupní hřídele	57
Obr. 5.23 – Detail v místě A.....	57
Obr. 5.24 – Detail v místě C.....	59
Obr. 5.25 – Detail v místě D	60
Obr. 5.26 – Výstupní hřídel.....	62
Obr. 5.27 – Umístění výstupní hřídele	63
Obr. 5.28 – Schéma poloh ložisek a kol na výstupní hřídeli.....	63
Obr. 5.29 – Silové účinky na výstupní hřídeli ve směru osy <i>y</i>	63
Obr. 5.30 – Silové účinky na výstupní hřídeli ve směru osy <i>z</i>	64
Obr. 5.31 – Síly od řetězového převodu	64
Obr. 5.32 – Myšlený řez pro ohybový moment kolem osy <i>z</i> výstupní hřídele.....	66
Obr. 5.33 – Myšlený řez pro ohybový moment kolem osy <i>y</i> výstupní hřídele	66
Obr. 5.34 – Kritické průřezy a jejich poloha pro statickou kontrolu výstupní hřídele	69
Obr. 5.35 – Průřez <i>SIV</i>	69
Obr. 5.36 – Průřez <i>SV</i>	70
Obr. 5.37 – Průřez <i>SVI</i>	71
Obr. 5.38 – Průřez <i>SVII</i>	71
Obr. 5.39 – Kritické průřezy pro dynamické namáhání výstupní hřídele.....	72
Obr. 5.40 – Detail v místě G.....	73
Obr. 5.41 – Detail v místě I.....	75
Obr. 5.42 – Deformace hřídelí pomocí metody konečných prvků.....	76
Obr. 5.43 – Rozmístění ložisek na hřídelích.....	77
Obr. 6.1 – Holý model převodovky – izometrický pohled 1.....	81
Obr. 6.2 – Holý model převodovky – izometrický pohled 2.....	81
Obr. 6.3 – Model převodovky v bloku motoru	82
Obr. 6.4 – Model převodovky v bloku motoru – transparentní blok.....	82
Obr. 6.5 – Řadící mechanismus před a po úpravě bloku	83
Obr. 6.6 – Porovnání převodovky v DP a BP.....	83

TABULKY

Tabulka 4.1 – Vstupní hodnoty motoru [17].....	24
Tabulka 4.2 – Převodové poměry převodovky [17].....	24
Tabulka 4.3 – Vstupní hodnoty na hnací hřídeli	25
Tabulka 4.4 – Vstupní hodnoty na hnané hřídeli a na rozetě.....	25
Tabulka 4.5 – Hodnoty pro jednotlivé stupně na hnané hřídeli a na rozetě (max. výkon).....	25

Tabulka 5.1 – Vstupní hodnoty pro kontrolní výpočet 1. stupně	28
Tabulka 5.2 – Geometrie soukolí 1. stupně	29
Tabulka 5.3 – Hodnoty součinitelů pro únosnost v dotyku pro 1. stupeň	29
Tabulka 5.4 – Hodnoty součinitelů pro únosnost v ohybu pro 1. stupeň.....	30
Tabulka 5.5 – Geometrie soukolí 2. stupně	32
Tabulka 5.6 – Hodnoty součinitelů pro únosnost v dotyku pro 2. stupeň	32
Tabulka 5.7 – Hodnoty součinitelů pro únosnost v ohybu pro 2. stupeň.....	33
Tabulka 5.8 – Geometrie soukolí 3. stupně	34
Tabulka 5.9 – Hodnoty součinitelů pro únosnost v dotyku pro 3. stupeň	34
Tabulka 5.10 – Hodnoty součinitelů pro únosnost v ohybu pro 3. stupeň.....	35
Tabulka 5.11 – Geometrie soukolí 4. stupně	36
Tabulka 5.12 – Hodnoty součinitelů pro únosnost v dotyku pro 4. stupeň.....	36
Tabulka 5.13 – Hodnoty součinitelů pro únosnost v ohybu pro 4. stupeň	37
Tabulka 5.14 – Geometrie soukolí 5. stupně	38
Tabulka 5.15 – Hodnoty součinitelů pro únosnost v dotyku pro 5. stupeň.....	38
Tabulka 5.16 – Hodnoty součinitelů pro únosnost v ohybu pro 5. stupeň.....	39
Tabulka 5.17 – Geometrie soukolí 6. stupně	40
Tabulka 5.18 – Hodnoty součinitelů pro únosnost v dotyku pro 6. stupeň.....	40
Tabulka 5.19 – Hodnoty součinitelů pro únosnost v ohybu pro 6. stupeň.....	41
Tabulka 5.20 – Materiál ozubeného kola spojky	42
Tabulka 5.21 – Geometrie soukolí převodu z klikové hřídele na hnací hřídel.....	42
Tabulka 5.22 – Hodnoty součinitelů pro únosnost v dotyku – klika-hnací	42
Tabulka 5.23 – Hodnoty součinitelů pro únosnost v ohybu – klika-hnací.....	43
Tabulka 5.24 – Charakteristické rozměry řetězu 530 SDZZ [21]	45
Tabulka 5.25 – Velikosti sil působících na hnací hřídel.....	49
Tabulka 5.26 – Síly od řetězového převodu.....	65
Tabulka 5.27 – Reakce na výstupní hřídeli	65
Tabulka 5.28 – Mez pevnosti a kluzu pro ocel 15 230.7	69
Tabulka 7.1 – Odhad celkové ceny převodovky.....	85

GRAFY

Graf 5.1 – Ohybový moment na vstupní hřídeli	51
Graf 5.2 – Kroutící moment na vstupní hřídeli.....	51
Graf 5.3 – Redukovaný ohybový moment na vstupní hřídeli	52
Graf 5.4 – Redukované napětí na vstupní hřídeli	52
Graf 5.5 – Ohybový moment na výstupní hřídeli.....	67
Graf 5.6 – Kroutící moment na výstupní hřídeli.....	67

Graf 5.7 – Redukovaný ohybový moment na výstupní hřídeli.....	68
Graf 5.8 – Redukované napětí na výstupní hřídeli.....	68

1. ÚVOD

První motocykly se na světě začaly objevovat ke konci 19. století, našly využití v obou světových válkách, kde nahradily koně jako prostředek pro přenos informací [1]. Měření schopností jezdců a kvality strojů ve formě závodů se objevovala již na začátku 20. století. V roce 1949 byl založen seriál Mistrovství světa silničních motocyklů, jedná se o nejstarší motoristické mistrovství na světě. Mistrovství je rozděleno do tříd podle objemu motoru, jednou z nich je třída Moto3, ve které závodí motocykly s objemem motoru do 250 cm^3 . Jedná se o nejslabší třídu [2].

Hlavním cílem závodníků mistrovství světa a jejich stájí vždy bylo, je a bude tato klání vyhrávat. K vítězství je potřeba být nejrychlejší. Rychlost závodníka závisí na jeho schopnostech, ale také na motocyklu, se kterým závodí. Motocykl navržen konstruktérskými týmy jednotlivých stájí je v rámci pravidel a dostupných technologií neustále upravován, aby dával jezdcovi výhodu nad ostatními. Tuto výhodu lze získat efektivním využitím výkonu motoru motocyklu.

K tomu, aby byl výkon při závodě i v obyčejném provozu motocyklů takto využit slouží převodovka, která upravuje původní poměr kroutícího momentu a otáček motoru, tzv. převodový poměr. Podle toho, kolik stupňů převodovka obsahuje, tolik variant převodového poměru nabízí. Převodovka je složena z ozubených a řetězových kol, pomocí kterých je možné dostat výkon až na zadní kolo motocyklu, které nakonec přenáší výkon na vozovku. V motocyklech se používají tzv. sekvenční převodovky.

2. CÍL BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Cílem práce je popsat funkci sekvenční převodovky závodního motocyklu pro třídu Moto3, navrhnout a zkontrolovat její součásti. Vstupní hodnoty poskytne diplomová práce, jejímž cílem byl návrh motoru pro závodní motocykl.

Začnu rozborem současného řešení převodovek, jak konvenčních, tak závodních a popíši rozdíl mezi nimi, nastíním funkci jednotlivých součástí převodovky. Shromáždím potřebné vstupní hodnoty a představím řešení převodovky, které budu realizovat. Řešení podložím výsledky výpočtové zprávy, která se bude zabývat pevnostními kontrolami ozubení, hřídelí a kontrolou ložisek převodovky. Vyhodnotím výpočtovou zprávu a z výsledků sestavím 3D model převodovky a výkresy důležitých dílů. Pokusím se odhadnout potřebné výrobní náklady a na závěr shrnu poznatky a výstup, který práce poskytla.

3. REŠERŠE

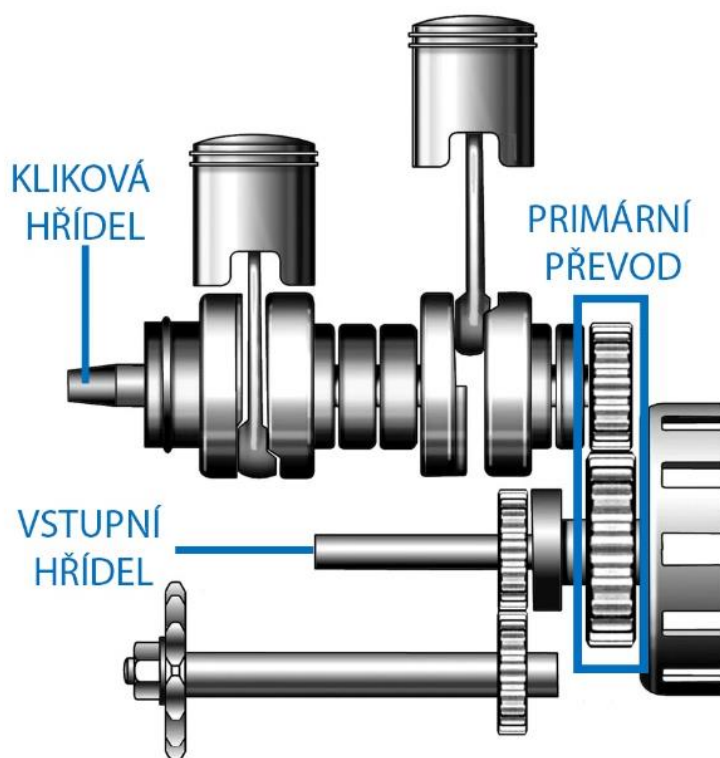
3.1. KONVENČNÍ MOTOCYKLOVÉ PŘEVODOVKY

3.1.1. ZÁKLADNÍ INFORMACE

Motocyklová převodovka slouží k převedení výkonu motoru na zadní kolo motocyklu. Převod z klikové hřídele na vstupní hřídel převodovky se nazývá *primární*. Převod z výstupní hřídele převodovky na rozetu se nazývá *sekundární*. Mezi těmito převody se nachází *převodovka* [3].

3.1.2. PRIMÁRNÍ PŘEVOD

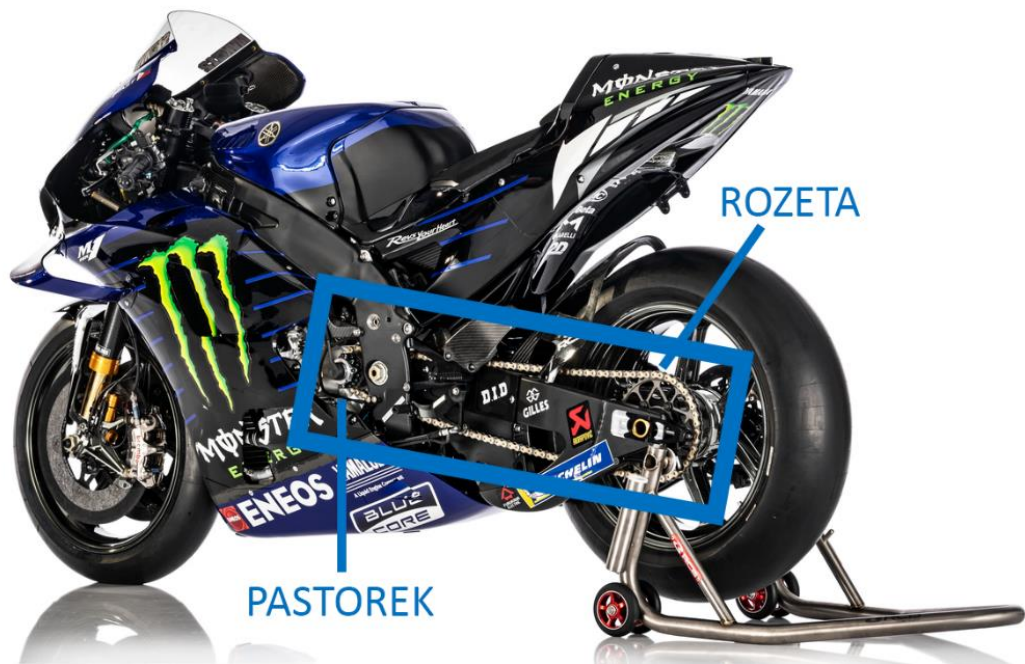
Pro primární převod se nejčastěji používají ozubená kola s přímými zuby (Obr. 3.1), u kterých nevzniká axiální síla, jako u převodů ozubenými koly se šikmými zuby. Ozubené kolo na vstupní hřídeli je spojeno se spojku, převod tedy přenáší výkon pouze pokud je spojka sepnutá, toho využíváme při řazení. Převod je realizován pomocí řetězového nebo řemenového převodu [3].



Obr. 3.1 – Primární převod, podle [4]

3.1.3. SEKUNDÁRNÍ PŘEVOD

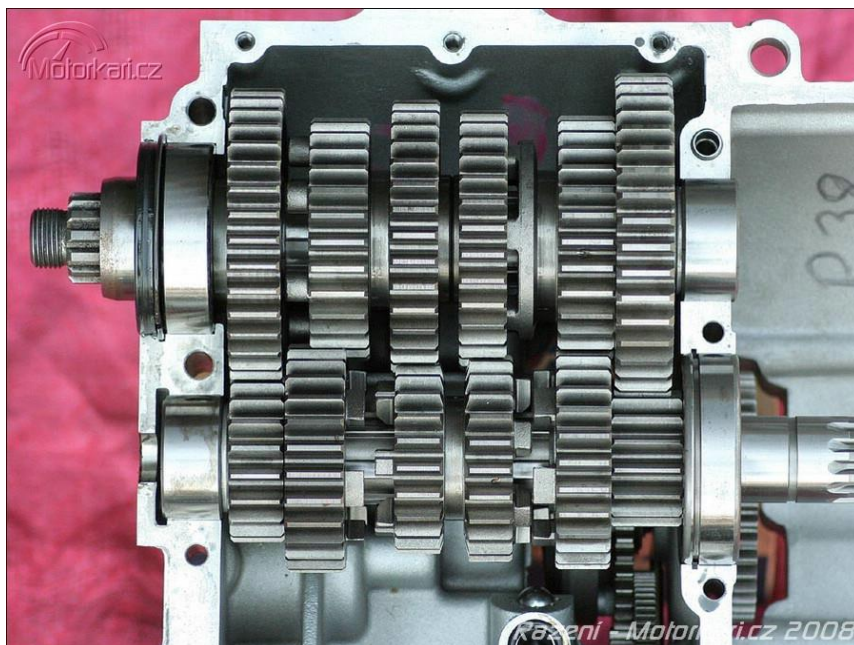
Pro sekundární převod se nejčastěji používá řetězový převod (Obr. 3.2). Řetězové kolo na výstupní hřídeli se nazývá pastorek a řetězové kolo na zadním kole motocyklu se nazývá rozeta. Další způsoby realizace sekundárního převodu jsou pomocí Kardanovy hřídele nebo pomocí řemenového převodu [3].



Obr. 3.2 – Sekundární převod, podle [5]

3.1.4. PŘEVODOVKA

U motocyklů se setkáme ve většině případů s *manuální sekvenční převodovkou* (Obr. 3.3). Ale u některých se můžeme setkat s automatickou převodovkou, kterou nazýváme variátor nebo také zkráceně CVT (Continuously Variable Transmissions) [6].



Obr. 3.3 – Manuální sekvenční převodovka [7]

Počet převodových stupňů manuálních sekvenčních převodovek se pohybuje od 4 do 6 převodových stupňů. Lze také narazit na dvouspojkové převodovky, jedna spojka se stará o liché převodové stupně a druhá spojka se stará o sudé převodové stupně [6].

3.1.5. POPIS FUNKCE MANUÁLNÍ SEKVENČNÍ PŘEVODOVKY

Manuální sekvenční převodovky řadí jednotlivé převodové stupně postupně za sebou, bez synchronizace. Řadící mechanismus je spojen s řadící pákou, která se ovládá pohybem levé nohy nahoru a dolů. Tento mechanismus pootáčí řadícím válcem (kulisou), který má v sobě drážky pro vedení řadících vidliček (Obr. 3.4).



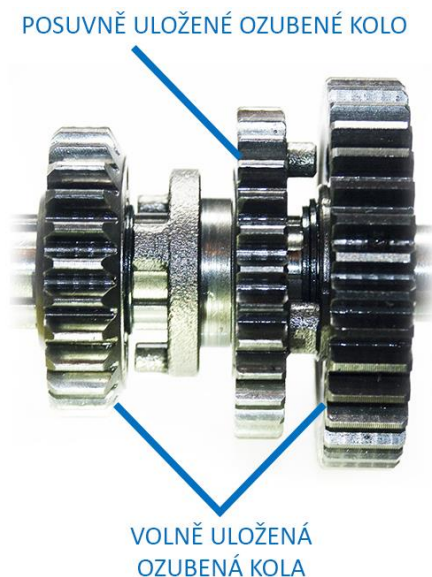
Obr. 3.4 – Řadící válec, řadící vidličky, podle [8]

Řadící vidličky se pohybují axiálně ve směru vstupní a výstupní hřídele a posouvají posuvná ozubená kola, která jsou přes drážkování spojena s hřídelemi, tato kola najdeme na obou hřídelích. Součástí posuvných ozubených kol je zubová spojka. Volně uložená ozubená kola nejsou spojena s hřídelemi, ale mají drážky pro zuby zubových spojek posuvných ozubených kol, jak je vidět na (Obr. 3.5).



Obr. 3.5 – Volně uložené ozubené kolo

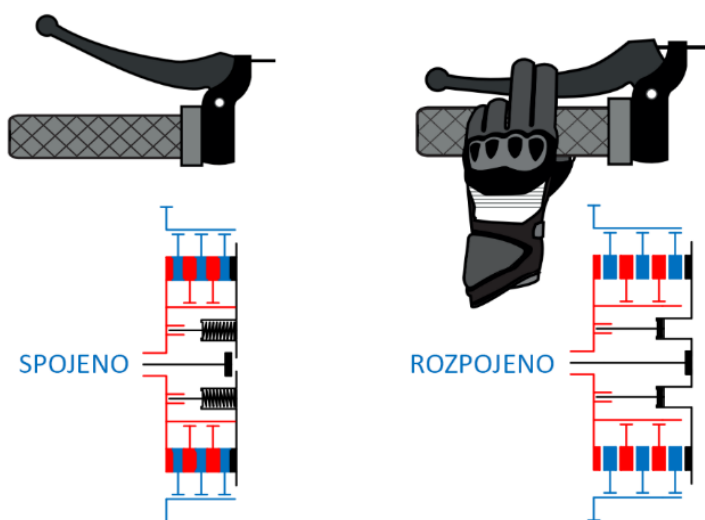
Nasune-li se zubová spojka do drážky, dojde ke spojení volně uloženého ozubeného kola s hřídelí. K zařazení požadované rychlosti dojde právě, když jsou jenom dvě ozubená kola v záběru pevně spojena se svou vlastní hřídelí. Aby nedošlo k poruše, jsou drážky v řadicím válci vyrobeny tak, aby mezi jednotlivými stupni byla vyřazena všechna ozubená kola, tzv. neutrál (Obr. 3.6) [3].



Obr. 3.6 – Neutrální poloha posuvného kola

3.1.6. SPOJKA

Důležitou roli v převodovce motocyklu hraje i spojka. Abychom mohli zařadit požadovaný rychlostní stupeň, musíme ji nejdříve rozpojit. Toho dosáhneme zmáčknutím spojkové páky na řídítkách motocyklu. Spojkový mechanismus funguje za pomoci bowdenu a spojkové hřídele (u některých motocyklů je spojka ovládaná hydraulicky) [4]. Spojková hřídel je většinou vedena vnitřkem vstupní hřídele, která proto musí být dutá. Spojková hřídel se po zmáčknutí spojkové páky axiálně posune proti pružinám spojky, které drží lamely spojky těsně u sebe, a oddálí je tak od sebe.



Obr. 3.7 – Ovládání spojky [9]

3.1.7. KONSTRUKCE PŘEVODOVEK

Převodovky se v nejjednodušším případě skládají ze 2 hřídelí, vstupní a výstupní. Přes vstupní hřídel výkon do převodovky vstupuje z klikové hřídele přes spojku (pomocí ozubených kol, řetězu nebo řemene) [3]. Ze vstupní na výstupní hřídel se výkon dostane přes ozubení. A z výstupní hřídele řetězovým převodem mezi pastorkem a rozetou přeneseme výkon na kolo motocyklu.

Ozubení v motocyklových převodovkách má přímé zuby. Šikmé ozubení se používá jen výjimečně. Ozubené kolo 1. převodového stupně bývá součástí vstupní hřídele.

Převodovka je uložena v bloku motoru, stejně jako kliková hřídel a další součásti motoru. Blok motoru je dělený buďto svisle (Obr. 3.8) nebo vodorovně.



Obr. 3.8 – Rozpůlený blok motoru, podle [10]

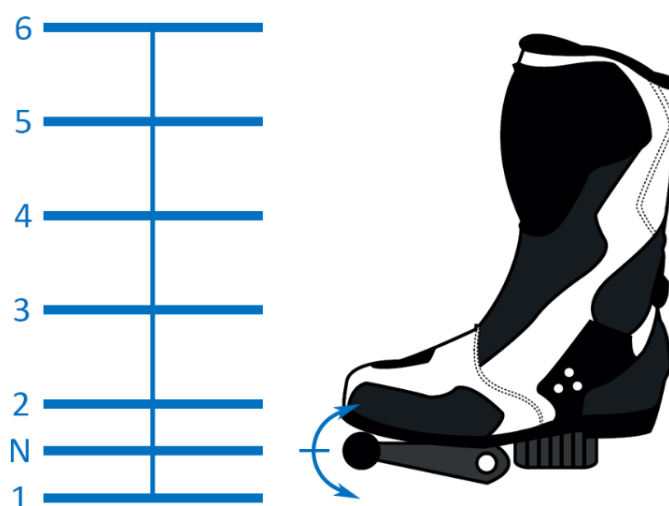
Pro rychlejší výměnu převodovky se používají tzv. *kazetové převodovky*. Při této variantě uložení není nutné dělit blok motoru, protože převodovka je na vstupu uložena do „víčka“, které se následně přišroubuje k bloku motoru (Obr. 3.9) [3].



Obr. 3.9 – Kazetová převodovka [11]

3.1.8. ŘAZENÍ

Řazení provádíme tak, že rozpojíme spojku a pohneme řadící pákou nahoru nebo dolů. Vyšší převody řadíme pohybem nahoru, nižší pohybem dolů, výjimkou je řazení neutrálu, ten není „pod“ 1. stupněm, ale mezi 1. a 2. stupněm. Pro objasnění situace slouží obrázek 3.10. Poté co zařadíme požadovaný stupeň, můžeme spojit spojku puštěním spojkové páky.



Obr. 3.10 – Schéma řazení konvenčního motocyklu [12]

3.2. PŘEVODOVKY MOTOCYKLŮ TŘÍDY MOTO3

3.2.1. SEZNÁMENÍ SE SOUTĚŽÍ

Moto3 je jednou ze závodních tříd Mistrovství světa silničních motocyklů pořádanou F.I.M (Mezinárodní federací motocyklistů) [13].

Závodit v ní mohou závodníci od 16 do 28 let, a to na strojích s jednoválcovým čtyřtákním motorem o objemu 250 ccm s vývrtem maximálně 81 mm. Minimální váha motoriky a závodníka dohromady je 152 kg [14].



Obr. 3.11 – Závodník Angel Nieto na motocyklu třídy Moto3 [15]

3.2.2. PŘEVODOVKY MOTOCYKLŮ MOTO3

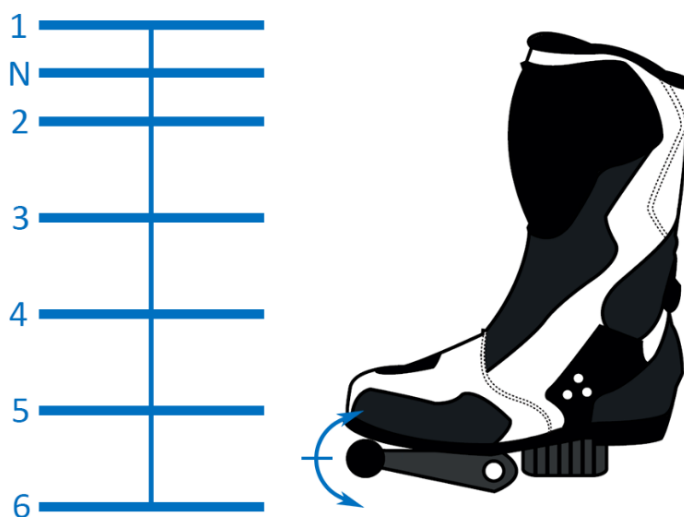
Princip převodovek závodních motocyklů třídy Moto3 je stejný, jako u motocyklů konvenčních. Soutěž má však jistá pravidla [14], která je třeba dodržovat, aby bylo možné se jí zúčastnit. Pravidla týkající se převodovek zní:

1. Je povoleno maximálně 6 převodových stupňů.
2. Dvouspojkové převodovky nejsou povoleny.
3. CVT (Variátory) nejsou povoleny.
4. Automatické převodovky nejsou povoleny. Manuální převodovky s asistencí quick-shifteru jsou povoleny.
5. Převodovky musí být konvenční. Bezztrátové řazení (Seamless Shifting) není povoleno.
6. Elektromechanické nebo elektrohydraulické systémy pro ovládání spojky nejsou povoleny.

Z 5. bodu je tedy potvrzeno, že se převodovka motocyklu třídy Moto3 neliší od převodovek konvenčních motocyklů. Pro snadnější vyjmutí a výměnu převodovky se používají kazetové převodovky [16].

3.2.3. ŘAZENÍ

U závodních silničních motocyklů se řadí jednotlivé stupně obráceně než u těch konvenčních, pro jezdce je takto pohodlnější řazení v zatáčkách a ve výjezdech [16]. Schéma řazení si můžete prohlédnout na obrázku 3.12.



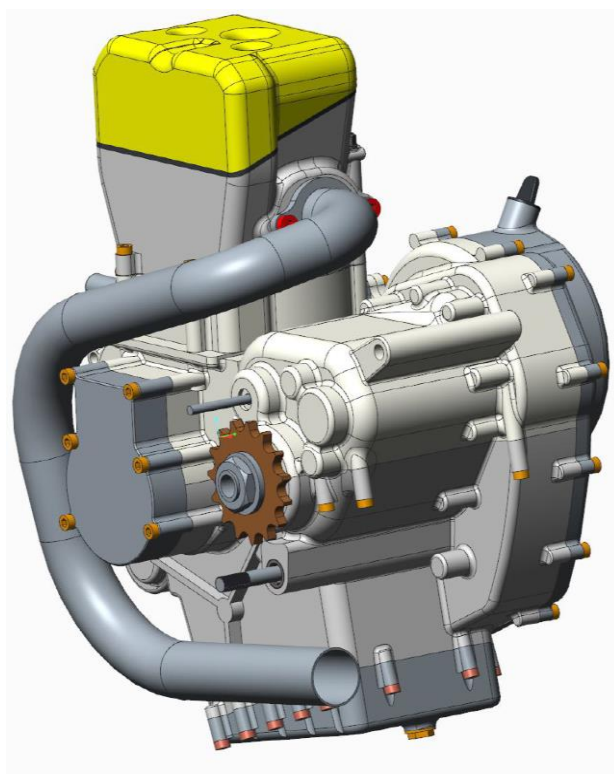
Obr. 3.12 – Schéma řazení závodních silničních motocyklů [12]

4. NÁVRH PŘEVODOVKY

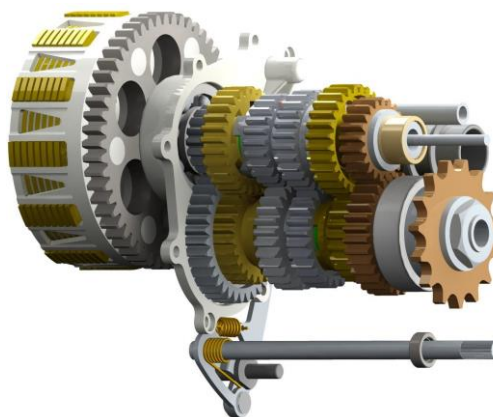
4.1. PŘEDLOHA A VSTUPNÍ HODNOTY

4.1.1. PŘEDLOHA

Návrh převodovky založím na výsledcích diplomové práce kolegy Pavlů [17]. Jeho úkolem bylo navrhnout motor právě pro třídu Moto3, zmiňovanou v minulé kapitole. Součástí jeho práce byla i převodovka, ale nebyla podložena pevnostními výpočty. Z jeho práce použiji hodnoty výkonu a kroutícího momentu motoru, převodové poměry převodovky a model sestavy, který použiji k tvorbě zástavby pro novou převodovku.



Obr. 4.1 – Motor – předloha [17]



Obr. 4.2 – Převodovka – předloha [17]

4.1.2. VSTUPNÍ HODNOTY

Pro pevnostní kontrolu ozubení, hřídelí a návrh ložisek je potřeba znát zatížení, které na převodovku od motoru působí. Vstupní hodnoty máme určeny pro 2 režimy motoru podle práce pana Pavlů. Režim maximálního kroutícího momentu a režim maximálního výkonu. Hodnoty režimu maximálního kroutícího momentu použijeme ke všem návrhovým výpočtům. Hodnoty režimu maximálního výkonu pro představu o vnější charakteristice motoru zobrazíme do tabulek, ale ve výpočtech je nebudeme používat, při maximálním výkonu totiž nedosahujeme maximálního kroutícího momentu, což snižuje silové zatížení převodovky. Je však možné namítnout, že dosahujeme nejvyšších otáček soustavy, ale s ohledem na již zmiňované nižší zatížení se nebudeme touto variantou zatížení zabývat.

Použiji stejnou osovou vzdálenost hřídelí převodovky jako kolega Pavlů $a = 52 \text{ mm}$. Osovou vzdálenost pastorku a rozety řetězového převodu odhadneme na $a_{\text{ř}} = 500 \text{ mm}$.

V následujících tabulkách (Tabulka 4.1, Tabulka 4.2) nalezneme vstupní hodnoty z diplomové práce [17].

	REŽIM MAXIMÁLNÍHO KROUTÍCÍHO MOMENTU	REŽIM MAXIMÁLNÍHO VÝKONU
$P \text{ [kW]}$	33,5	38
$M_k \text{ [Nm]}$	30,5	27,4
$n \text{ [ot/min]}$	10500	13250

Tabulka 4.1 – Vstupní hodnoty motoru [17]

PŘEVODOVÝ STUPEŇ	POČET ZUBŮ HNACÍHO KOLA z_1 [-]	POČET ZUBŮ HNANÉHO KOLA z_2 [-]	PŘEVODOVÝ POMĚR i [-]
CLIKOVÁ HŘÍDEL – SPOJKA	31	53	1,71
1	17	35	2,06
2	21	31	1,48
3	23	29	1,26
4	25	27	1,08
5	27	25	0,93
6	28	24	0,86
ŘETĚZOVÝ PŘEVOD	13	56	4,31

Tabulka 4.2 – Převodové poměry převodovky [17]

Data z těchto dvou tabulek použijeme pro výpočet hodnot kroutícího momentu a otáček na hnací (vstupní) hřídeli, hnané (výstupní) hřídeli a rozetě pro jednotlivé převodové stupně a oba režimy motoru. Pro získání hodnot do tabulky 4.3 upravíme hodnoty z tabulky 4.1 pomocí převodového poměru z tabulky 4.2.

	VSTUPNÍ HODNOTY NA HNACÍ HŘÍDELI PRO REŽIM MAXIMÁLNÍHO KROUTÍČÍHO MOMENTU	VSTUPNÍ HODNOTY NA HNACÍ HŘÍDELI PRO REŽIM MAXIMÁLNÍHO VÝKONU
M_k [Nm]	52,1	46,8
n [ot/min]	6141,5	7750,0

Tabulka 4.3 – Vstupní hodnoty na hnací hřídeli

PŘEVODOVÝ STUPEŇ	MOMENT NA HNANÉ HŘÍDELI [Nm]	OTÁČKY HNANÉ HŘÍDELE [ot/min]	MOMENT NA ROZETĚ [Nm]	OTÁČKY ROZETY [ot/min]
1	107,4	2983,0	462,5	692,5
2	77,0	4160,4	331,6	965,8
3	65,7	4870,9	283,2	1130,7
4	56,3	5686,6	242,6	1320,1
5	48,3	6632,8	208,0	1539,8
6	44,7	7165,1	192,5	1663,3

Tabulka 4.4 – Vstupní hodnoty na hnané hřídeli a na rozetě

PŘEVODOVÝ STUPEŇ	MOMENT NA HNANÉ HŘÍDELI [Nm]	OTÁČKY HNANÉ HŘÍDELE [ot/min]	MOMENT NA ROZETĚ [Nm]	OTÁČKY ROZETY [ot/min]
1	96,4	3764,3	415,3	873,9
2	69,1	5250,0	297,7	1218,8
3	59,0	6146,6	254,3	1426,9
4	50,6	7175,9	217,8	1665,8
5	43,4	8370,0	186,8	1943,0
6	40,1	9041,7	172,9	2099,0

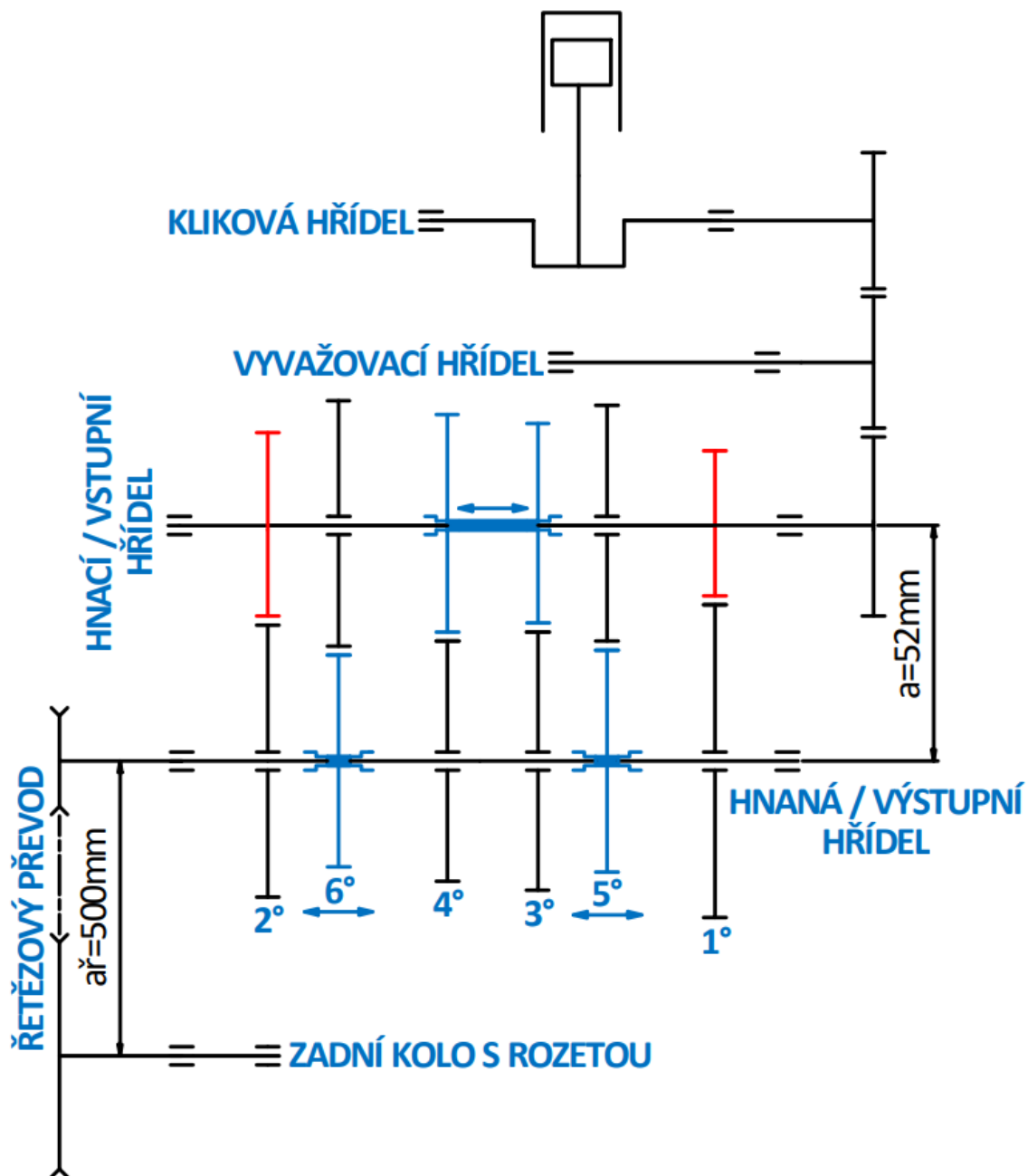
Tabulka 4.5 – Hodnoty pro jednotlivé stupně na hnané hřídeli a na rozetě (max. výkon)

Hodnoty v tabulkách 4.4 a 4.5 jsme získali pomocí vztahu převodového poměru a jednotlivých veličin.

4.1.3. SCHÉMA

Na schématu lze vidět, že výkon se z klikové hřídele na hnací nepřenášá přímo, ale nejdříve projde přes vyvažovací hřídel. Ta se využívá k vyvážení rotujících hmot motoru [17].

Červené čáry zvýrazňují kola spojená s hnací hřídelí pomocí drážkování. Modrá kola jsou kola posuvná. Posuvné kolo pro 3. a 4. převodový stupeň je složené. Černá kola jsou uložena volně.



Obr. 4.3 – Schéma převodového ústrojí

5. VÝPOČTOVÁ ZPRÁVA

5.1. POSTUP

Ve výpočtové zprávě budu postupovat v následujícím pořadí:

1. Kontrola ozubení (5.2)
2. Kontrola zubové spojky (5.3)
3. Návrh a kontrola řetězového převodu (5.3.3)
4. Návrh a kontrola vstupní hřídele (5.5)
5. Návrh a kontrola výstupní hřídele (5.6)
6. Návrh a kontrola ložisek (5.7)

Vstupní hodnoty pro výpočty jsou v tabulkách 4.3, 4.4, 4.5.

5.2. OZUBENÍ

Všechna ozubení budu navrhovat podle normy ČSN 01 4686 s pomocí podkladů od pana doc. Ing. Miroslav Bureše [18]. Postup spočívá v návrhu a výpočtu geometrie soukolí a následné kontrole proti únavě a statickému zatížení. Protože převodovka bude používána v závodním motocyklu, zvolím materiál s co nejlepšími mechanickými vlastnostmi, v závislosti na materiálu se budou měnit i rozměry, zvolím-li pevnější materiál budu moci použít např. menší šířku ozubení. Za vhodný materiál považuji ocel ČSN 16 523.40. Ocel je vhodná pro tepelné zpracování, zuby nejdříve budu cementovat a poté kalit, abych dosáhl požadovaných mechanických vlastností. Použiji ji na všechna ozubená kola převodovky kromě ozubeného kola spojky, pro toto kolo použiji ocel ČSN 12 010.80, hodnoty potřebných materiálových vlastností jsou v tabulkách 5.1 a 5.20.

K co nejvěrnějšímu zachování výchozí osově vzdálenosti hřídelí použiji stejný modul ozubených kol, jako v předloze, tedy $m = 2 \text{ mm}$ pro ozubená kola převodovky a $m = 2,5 \text{ mm}$ pro ozubené kolo spojky.

Zmíněná osová vzdálenost ale nebude stejná. Soukolí převodovky budou typu V. Budu je korigovat tak, abych dosáhl co nejvyšší únosnosti v dotyku a zabránil tak podřezání zubů. Tento krok osovou vzdálenost změním.

Kola budu navrhovat pro hodnotu maximálního kroutícího momentu, tedy podle tabulky 4.4. Hodnoty doporučených bezpečností použiji podle strojnických tabulek [19].

V kapitole 5.2.1 je k vidění celý postup návrhu a kontroly ozubení. V dalších kapitolách používám stejný postup, ale není podrobně rozepsán. Součinitelé ve výpočtech slouží k věrnějšímu napodobení podmínek, při kterých bude soukolí pracovat.

5.2.1. 1. PŘEVODOVÝ STUPEŇ

OZUBENÉ KOLO	1 = Pastorek	2 = Hnané	ČSN 16 523.80	
m [mm]	2			
z [-]	17	35	R_m [MPa]	1130
i [-]	2,06		R_e [MPa]	885
a [mm]	52,00		J_{HV} [-]	360
x [-]	0,6	1	V_{HV} [-]	650
b [mm]	28	28	σ_{Hlim} [MPa]	1330
α [°]	20		σ_{Flim} [MPa]	740

Tabulka 5.1 - Vstupní hodnoty pro kontrolní výpočet 1. stupně

Ze zadaných vstupních hodnot vypočteme geometrii soukolí.

5.2.1.a. GEOMETRIE SOUKOLÍ

$$p = \pi \cdot m = \pi \cdot 2 \text{ mm} = 6,283 \text{ mm} \quad (1)$$

$$p_b = p \cdot \cos \alpha = 6,28 \text{ mm} \cdot \cos 20^\circ = 5,904 \text{ mm} \quad (2)$$

$$\text{inv } \alpha = \text{tg } \alpha - \alpha = \text{tg } 20^\circ - 0,349 = 0,0149 \text{ rad} \quad (3)$$

$$\text{inv } \alpha_w = \frac{2 \cdot (x_1 + x_2) \cdot \text{tg } \alpha}{z_2 + z_1} + \text{inv } \alpha = \frac{2 \cdot (0,6 + 1) \cdot \text{tg } 20^\circ}{35 + 17} + 0,0149 \text{ rad} \\ = 0,0373 \text{ rad} \quad (4)$$

$$\alpha_w = \frac{\sqrt[3]{\text{inv } \alpha_w}}{0,693357 + 0,192484 \cdot \sqrt[3]{(\text{inv } \alpha_w)^2}} = \\ = \frac{\sqrt[3]{0,0373 \text{ rad}}}{0,693357 + 0,192484 \cdot \sqrt[3]{(0,0373 \text{ rad})^2}} = 0,467 \text{ rad} \cong 26,781^\circ \quad (5)$$

$$a_w = a \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = 52 \text{ mm} \cdot \frac{\cos 20^\circ}{\cos 26,781^\circ} \cong 54,735 \text{ mm} \quad (6)$$

$$\Delta y = (x_1 + x_2) - \frac{(a_w - a)}{m} = (0,6 + 1) - \frac{(54,735 \text{ mm} - 52 \text{ mm})}{2 \text{ mm}} = 0,232 \quad (7)$$

$$d_1 = m \cdot z_1 = 2 \text{ mm} \cdot 17 = 34 \text{ mm} \quad (8)$$

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha = 34 \text{ mm} \cdot \cos 20^\circ = 31,95 \text{ mm} \quad (9)$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m \cdot (1 + x_1 - \Delta y) = 34 \text{ mm} + 2 \cdot 2 \text{ mm} \cdot (1 + 0,6 - 0,232) = 39,47 \text{ mm} \quad (10)$$

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m \cdot (1,25 - x_1) = 34 \text{ mm} - 2 \cdot 2 \text{ mm} \cdot (1,25 - 0,6) = 31,4 \text{ mm} \quad (11)$$

$$d_{w1} = \frac{2 \cdot a_w}{i + 1} = \frac{2 \cdot 54,735 \text{ mm}}{2,06 + 1} = 35,788 \text{ mm} \quad (12)$$

$$s_1 = \frac{m}{2} \cdot (\pi + 4 \cdot x_1 \cdot \text{tg } \alpha) = \frac{2 \text{ mm}}{2} \cdot (\pi + 4 \cdot 0,6 \cdot \text{tg } 20^\circ) = 4,015 \text{ mm} \quad (13)$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 2 \text{ mm} \cdot 35 = 70 \text{ mm} \quad (14)$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha = 70 \text{ mm} \cdot \cos 20^\circ = 65,778 \text{ mm} \quad (15)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot (1 + x_2 - \Delta y) = 70 \text{ mm} + 2 \cdot 2 \text{ mm} \cdot (1 + 1 - 0,232) = 77,070 \text{ mm} \quad (16)$$

$$d_{f_2} = d_1 - 2 \cdot m \cdot (1,25 - x_1) = 70 \text{ mm} - 2 \cdot 2 \text{ mm} \cdot (1,25 - 1) = 69 \text{ mm} \quad (17)$$

$$d_{w_2} = 2 \cdot a_w - d_{w_1} = 2 \cdot 54,735 \text{ mm} - 35,788 \text{ mm} = 73,682 \text{ mm} \quad (18)$$

$$s_2 = \frac{m}{2} \cdot (\pi + 4 \cdot x_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha) = \frac{2 \text{ mm}}{2} \cdot (\pi + 4 \cdot 1 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ) = 4,597 \text{ mm} \quad (19)$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{a_1}^2 - d_{b_1}^2} + \sqrt{d_{a_2}^2 - d_{b_2}^2} - 2 \cdot a_w \cdot \sin \alpha_w}{2 \cdot p_b} = \quad (20)$$

= dosadíme výsledky (2), (5), (6), (9), (10), (15), (16), vše v mm a ° = 1,187

Hodnoty zpřehledníme v tabulce:

OZUBENÉ KOLO	1	2
m [mm]	2	
z [-]	17	35
i [-]	2,06	
a [mm]	52,00	
x [-]	0,6	1
b [mm]	28	28
α [°]	20	
p [mm]	6,283	
p_b [mm]	5,904	
α_w [°]	26,781	
a_w [mm]	54,735	
Δy [-]	0,232	
d [mm]	34	70
d_b [mm]	31,95	65,778
d_a [mm]	39,47	77,07
d_f [mm]	31,4	69
d_w [mm]	35,788	73,682
s [mm]	4,015	4,597
ε_α [-]	1,187	

Tabulka 5.2 – Geometrie soukolí 1. stupně

5.2.1.b. ÚNAVOVÁ ÚNOSNOST V DOTYKU

SOUČINITELE	
Z_E [√MPa]	190
Z_H [-]	2,1
Z_ε [-]	0,975
K_A [-]	1,5
K_V · K_{Hα} [-]	1,2
K_{Hβ} [-]	1,075

Tabulka 5.3 – Hodnoty součinitelů pro únosnost v dotyku pro 1. stupeň

Známe geometrii soukolí a můžeme provést kontrolu únavové únosnosti v dotyku, pokud vyjde bezpečnost soukolí větší než doporučená hodnota, neměla by kvalita boků zubů soukolí degradovat ve formě tvorby pittingů [18].

$$S_{Hmin} = 1,1 \quad (21)$$

$$F_t = \frac{2 \cdot M_k}{d_{w1}} = \frac{2000 \cdot 52,1 \text{ Nm}}{35,788 \text{ mm}} = 2914,09 \text{ N} \quad (22)$$

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_{w1}} \cdot \frac{i+1}{i}} =$$

$$= 190 \sqrt{\text{MPa}} \cdot 2,1 \cdot 0,975 \cdot \sqrt{\frac{2914,09 \text{ N}}{28 \text{ mm} \cdot 35,788 \text{ mm}} \cdot \frac{2,06+1}{2,06}} = 808,625 \text{ MPa} \quad (23)$$

$$K_H = K_A \cdot K_v \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} = 1,5 \cdot 1,2 \cdot 1,075 = 1,935 \quad (24)$$

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} = 808,625 \text{ MPa} \cdot \sqrt{1,935} = 1124,832 \text{ MPa} \quad (25)$$

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim}}{\sigma_H} = \frac{1390 \text{ MPa}}{1124,832 \text{ MPa}} = 1,236 \quad (26)$$

$$S_H > S_{Hmin} \checkmark$$

5.2.1.c. STATICKÁ ÚNOSNOST V DOTYKU

Výsledky této kontroly nám řeknou, zda bude docházet k trvalé deformaci nebo tvorbě křehkého lomu boků zubů při působení rázového zatížení [18].

$$F_{tmax} = 2 \cdot F_t = 2 \cdot 2914,09 \text{ N} = 5828,18 \text{ N} \quad (27)$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_{H0} \cdot \sqrt{\frac{F_{tmax}}{F_t}} \cdot K_H = 808,625 \text{ MPa} \cdot \sqrt{\frac{5828,18 \text{ N}}{2914,09 \text{ N}}} \cdot 1,935 = 1590,752 \text{ MPa} \quad (28)$$

$$\sigma_{HPmax} = 4 \cdot V_{HV} = 3000 \text{ MPa} \quad (29)$$

$$\sigma_{Hmax} < \sigma_{HPmax} \checkmark$$

5.2.1.d. ÚNAVOVÁ ÚNOSNOST PATY ZUBU V OHYBU

SOUČINITELÉ		
OZUBENÉ KOLO	1	2
Y_{FS} [-]	3,725	3
Y_β [-]	1	
K_A [-]	1,50	
$K_{F\alpha} \cdot K_v$ [-]	1,20	
$K_{F\beta}$ [-]	1,075	

Tabulka 5.4 – Hodnoty součinitelů pro únosnost v ohybu pro 1. stupeň

Kontrola stanoví bezpečnost proti tvorbě únavového lomu v oblasti paty zubu při ohybu [18].

$$S_{Fmin} = 1,4 \quad (30)$$

$$K_F = K_A \cdot K_v \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} = 1,5 \cdot 1,2 \cdot 1,075 = 1,935 \quad (31)$$

Pro přímé zuby platí vztah:

$$Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{\varepsilon_\alpha} = 0,2 + \frac{0,8}{1,187} = 0,874 \quad (32)$$

$$\sigma_{F1} = K_F \cdot Y_{FS1} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot \frac{F_t}{b \cdot m} = 1,935 \cdot 3,725 \cdot 1 \cdot 0,874 \cdot \frac{2914,09 \text{ N}}{28 \text{ mm} \cdot 2 \text{ mm}} = 327,873 \text{ MPa} \quad (33)$$

$$\sigma_{F2} = K_F \cdot Y_{FS2} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot \frac{F_t}{b \cdot m} = 1,935 \cdot 3 \cdot 1 \cdot 0,874 \cdot \frac{2914,09 \text{ N}}{28 \text{ mm} \cdot 2 \text{ mm}} = 264,059 \text{ MPa} \quad (34)$$

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{Flim}}{\sigma_{F1}} = \frac{700 \text{ MPa}}{327,873 \text{ MPa}} = 2,135 \quad (35)$$

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{Flim}}{\sigma_{F2}} = \frac{700 \text{ MPa}}{264,059 \text{ MPa}} = 2,651 \quad (36)$$

$$S_{F1}, S_{F2} > S_{Fmin} \checkmark$$

5.2.1.e. STATICKÁ BEZPEČNOST V OHYBU

Kontrola určí bezpečnost proti tvorbě trvalých deformací v oblasti paty zubu při působení rázového zatížení [18].

$$S_{FSmin} = 1,25 \quad (37)$$

Pro nitridovanou ocel:

$$\sigma_{FSt} = 1,6 \cdot \sigma_{Flim} = 1,6 \cdot 700 \text{ MPa} = 1750 \text{ MPa} \quad (38)$$

$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1} \cdot \frac{F_{tmax}}{F_t} = 327,873 \text{ MPa} \cdot \frac{5828,18 \text{ N}}{2914,09 \text{ N}} = 655,746 \text{ MPa} \quad (39)$$

$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} \cdot \frac{F_{tmax}}{F_t} = 264,0589 \text{ MPa} \cdot \frac{5828,18 \text{ N}}{2914,09 \text{ N}} = 528,118 \text{ MPa} \quad (40)$$

$$S_{FS1} = \frac{\sigma_{FSt}}{\sigma_{Fmax1}} = \frac{1750 \text{ MPa}}{655,746 \text{ MPa}} = 2,669 \quad (41)$$

$$S_{FS2} = \frac{\sigma_{FSt}}{\sigma_{Fmax2}} = \frac{1750 \text{ MPa}}{528,118 \text{ MPa}} = 3,314 \quad (42)$$

$$S_{FS1}, S_{FS2} > S_{FSmin} \checkmark$$



Obr. 5.1 – Soukolí 1. stupně

5.2.2. 2. PŘEVODOVÝ STUPEŇ

5.2.2.a. GEOMETRIE SOUKOLÍ

OZUBENÉ KOLO	1	2	OZUBENÉ KOLO	1	2
m [mm]	2		a_w [mm]	54,735	
z [-]	21	31	Δy [-]	0,232	
i [-]	1,48		d [mm]	42	62
a [mm]	52		d_b [mm]	39,47	58,26
x [-]	0,5	1,1	d_a [mm]	47,07	69,47
b [mm]	20	20	d_f [mm]	39	61,4
α [°]	20		d_w [mm]	44,21	65,26
p [mm]	6,283		s [mm]	3,87	4,74
p_b [mm]	5,904		ε_α [-]	1,2	
α_w [°]	26,781		-	-	

Tabulka 5.5 – Geometrie soukolí 2. stupně

5.2.2.b. ÚNAVOVÁ ÚNOSTNOST V DOTYKU

SOUČINITELÉ	
Z_E [√MPa]	190
Z_H [-]	2,1
Z_ε [-]	0,975
K_A [-]	1,5
K_V · K_{Hα} [-]	1,2
K_{Hβ} [-]	1,025

Tabulka 5.6 – Hodnoty součinitelů pro únosnost v dotyku pro 2. stupeň

$$S_{Hmin} = 1,1 \quad (43)$$

$$F_t = 2359,02 \text{ N} \quad (44)$$

$$\sigma_{H0} = 818,77 \text{ MPa} \quad (45)$$

$$K_H = 1,845 \quad (46)$$

$$\sigma_H = 1112,14 \text{ MPa} \quad (47)$$

$$S_H = 1,250 \quad (48)$$

$$S_H > S_{Hmin} \quad \checkmark$$

5.2.2.c. STATICKÁ ÚNOSTNOST V DOTYKU

$$F_{tmax} = 4718,05 \text{ N} \quad (49)$$

$$\sigma_{Hmax} = 1572,802 \text{ MPa} \quad (50)$$

$$\sigma_{HPmax} = 3000 \text{ MPa} \quad (51)$$

$$\sigma_{Hmax} < \sigma_{HPmax} \quad \checkmark$$

5.2.2.d. ÚNAVOVÁ ÚNOSNOST PATY ZUBU V OHYBU

SOUČINITELÉ		
OZUBENÉ KOLO	1	2
Y_{FS} []	3,5	3,2
Y_{β} []	1	
K_A []	1,50	
$K_{F\alpha} \cdot K_v$ []	1,20	
$K_{F\beta}$ []	1,025	

Tabulka 5.7 – Hodnoty součinitelů pro únosnost v ohybu pro 2. stupeň

$$S_{Fmin} = 1,4 \quad (52)$$

$$K_F = 1,845 \quad (53)$$

$$Y_{\varepsilon} = 0,867 \quad (54)$$

$$\sigma_{F1} = 330,165 \text{ MPa} \quad (55)$$

$$\sigma_{F2} = 301,8654 \text{ MPa} \quad (56)$$

$$S_{F1} = 2,120 \quad (57)$$

$$S_{F2} = 2,319 \quad (58)$$

$$S_{F1}, S_{F2} > S_{Fmin} \checkmark$$

5.2.2.e. STATICKÁ BEZPEČNOST V OHYBU

$$S_{FSmin} = 1,25 \quad (59)$$

$$\sigma_{FSt} = 1750 \text{ MPa} \quad (60)$$

$$\sigma_{Fmax1} = 655,746 \text{ MPa} \quad (61)$$

$$\sigma_{Fmax2} = 528,118 \text{ MPa} \quad (62)$$

$$S_{FS1} = 2,650 \quad (63)$$

$$S_{FS2} = 2,899 \quad (64)$$

$$S_{FS1}, S_{FS2} > S_{FSmin} \checkmark$$



Obr. 5.2 – Soukolí 2. stupně

5.2.3. 3. PŘEVODOVÝ STUPEŇ

5.2.3.a. GEOMETRIE SOUKOLÍ

OZUBENÉ KOLO	1	2	OZUBENÉ KOLO	1	2
m [mm]	2		a_w [mm]	54,735	
z [-]	23	29	Δy [-]	0,232	
i [-]	1,26		d [mm]	46	58
a [mm]	52		d_b [mm]	43,23	54,5
x [-]	0,6	1	d_a [mm]	51,47	65,07
b [mm]	18	18	d_f [mm]	43,4	57
α [°]	20		d_w [mm]	48,42	61,05
p [mm]	6,283		s [mm]	4,02	4,6
p_b [mm]	5,904		ε_α [-]	1,2	
α_w [°]	26,781		-	-	

Tabulka 5.8 – Geometrie soukolí 3. stupně

5.2.3.b. ÚNAVOVÁ ÚNOSNOST V DOTYKU

SOUČINITELÉ	
Z_E [√MPa]	190
Z_H [-]	2,1
Z_ε [-]	0,97
K_A [-]	1,5
K_V · K_{Hα} [-]	1,2
K_{Hβ} [-]	1,025

Tabulka 5.9 – Hodnoty součinitelů pro únosnost v dotyku pro 3. stupeň

$$S_{Hmin} = 1,1 \quad (65)$$

$$F_t = 2153,89 \text{ N} \quad (66)$$

$$\sigma_{H0} = 814,729 \text{ MPa} \quad (67)$$

$$K_H = 1,845 \quad (68)$$

$$\sigma_H = 1106,652 \text{ MPa} \quad (69)$$

$$S_H = 1,256 \quad (70)$$

$$S_H > S_{Hmin} \checkmark$$

5.2.3.c. STATICKÁ ÚNOSNOST V DOTYKU

$$F_{tmax} = 4307,785 \text{ N} \quad (71)$$

$$\sigma_{Hmax} = 1565,043 \text{ MPa} \quad (72)$$

$$\sigma_{HPmax} = 3000 \text{ MPa} \quad (73)$$

$$\sigma_{Hmax} < \sigma_{HPmax} \checkmark$$

5.2.3.d. ÚNAVOVÁ ÚNOSNOST PATY ZUBU V OHYBU

SOUČINITELÉ		
OZUBENÉ KOLO	1	2
Y_{FS} [-]	3,5	3,2
Y_{β} [-]	1	
K_A [-]	1,50	
$K_{F\alpha} \cdot K_v$ [-]	1,20	
$K_{F\beta}$ [-]	1,025	

Tabulka 5.10 – Hodnoty součinitelů pro únosnost v ohybu pro 3. stupeň

$$S_{Fmin} = 1,4 \quad (74)$$

$$K_F = 1,845 \quad (75)$$

$$Y_{\varepsilon} = 0,867 \quad (76)$$

$$\sigma_{F1} = 334,958 \text{ MPa} \quad (77)$$

$$\sigma_{F2} = 306,248 \text{ MPa} \quad (78)$$

$$S_{F1} = 2,090 \quad (79)$$

$$S_{F2} = 2,286 \quad (80)$$

$$S_{F1}, S_{F2} > S_{Fmin} \checkmark$$

5.2.3.e. STATICKÁ BEZPEČNOST V OHYBU

$$S_{FSmin} = 1,25 \quad (81)$$

$$\sigma_{FSt} = 1750 \text{ MPa} \quad (82)$$

$$\sigma_{Fmax1} = 669,917 \text{ MPa} \quad (83)$$

$$\sigma_{Fmax2} = 612,495 \text{ MPa} \quad (84)$$

$$S_{FS1} = 2,612 \quad (85)$$

$$S_{FS2} = 2,857 \quad (86)$$

$$S_{FS1}, S_{FS2} > S_{FSmin} \checkmark$$



Obr. 5.3 – Soukolí 3. stupně

5.2.4. 4. PŘEVODOVÝ STUPEŇ

5.2.4.a. GEOMETRIE SOUKOLÍ

OZUBENÉ KOLO	1	2	OZUBENÉ KOLO	1	2
m [mm]	2		a_w [mm]	54,735	
z [-]	25	27	Δy [-]	0,232	
i [-]	1,08		d [mm]	50	54
a [mm]	52		d_b [mm]	46,98	50,74
x [-]	0,8	0,8	d_a [mm]	56,27	60,27
b [mm]	16,5	16,5	d_f [mm]	48,20	52,20
α [°]	20		d_w [mm]	52,63	56,84
p [mm]	6,283		s [mm]	4,31	4,31
p_b [mm]	5,904		ε_α [-]	1,2	
α_w [°]	26,781		-	-	

Tabulka 5.11 – Geometrie soukolí 4. stupně

5.2.4.b. ÚNAVOVÁ ÚNOSNOST V DOTYKU

SOUČINITELÉ	
Z_E [√MPa]	190
Z_H [-]	2,1
Z_ε [-]	0,97
K_A [-]	1,5
K_V · K_{Hα} [-]	1,2
K_{Hβ} [-]	1,020

Tabulka 5.12 – Hodnoty součinitelů pro únosnost v dotyku pro 4. stupeň

$$S_{Hmin} = 1,1 \quad (87)$$

$$F_t = 1981,581 \text{ N} \quad (88)$$

$$\sigma_{H0} = 811,358 \text{ MPa} \quad (89)$$

$$K_H = 1,836 \quad (90)$$

$$\sigma_H = 1099,382 \text{ MPa} \quad (91)$$

$$S_H = 1,264 \quad (92)$$

$$S_H > S_{Hmin} \quad \checkmark$$

5.2.4.c. STATICKÁ ÚNOSNOST V DOTYKU

$$F_{tmax} = 3963,162 \text{ N} \quad (93)$$

$$\sigma_{Hmax} = 1554,761 \text{ MPa} \quad (94)$$

$$\sigma_{HPmax} = 3000 \text{ MPa} \quad (95)$$

$$\sigma_{Hmax} < \sigma_{HPmax} \quad \checkmark$$

5.2.4.d. ÚNAVOVÁ ÚNOSNOST PATY ZUBU V OHYBU

SOUČINITELÉ		
OZUBENÉ KOLO	1	2
Y_{FS} [-]	3,3	3,3
Y_{β} [-]	1	
K_A [-]	1,50	
$K_{F\alpha} \cdot K_v$ [-]	1,20	
$K_{F\beta}$ [-]	1,02	

Tabulka 5.13 – Hodnoty součinitelů pro únosnost v ohybu pro 4. stupeň

$$S_{Fmin} = 1,4 \quad (96)$$

$$K_F = 1,836 \quad (97)$$

$$Y_{\varepsilon} = 0,867 \quad (98)$$

$$\sigma_{F1} = 315,487 \text{ MPa} \quad (99)$$

$$\sigma_{F2} = 315,487 \text{ MPa} \quad (100)$$

$$S_{F1} = 2,219 \quad (101)$$

$$S_{F2} = 2,219 \quad (102)$$

$$S_{F1}, S_{F2} > S_{Fmin} \checkmark$$

5.2.4.e. STATICKÁ BEZPEČNOST V OHYBU

$$S_{FSmin} = 1,25 \quad (103)$$

$$\sigma_{FSt} = 1750 \text{ MPa} \quad (104)$$

$$\sigma_{Fmax1} = 630,974 \text{ MPa} \quad (105)$$

$$\sigma_{Fmax2} = 630,974 \text{ MPa} \quad (106)$$

$$S_{FS1} = 2,773 \quad (107)$$

$$S_{FS2} = 2,773 \quad (108)$$

$$S_{FS1}, S_{FS2} > S_{FSmin} \checkmark$$



Obr. 5.4 – Soukolí 4. stupně

5.2.5. 5. PŘEVODOVÝ STUPEŇ

5.2.5.a. GEOMETRIE SOUKOLÍ

OZUBENÉ KOLO	1	2	OZUBENÉ KOLO	1	2
m [mm]	2		a_w [mm]	54,735	
z [-]	27	25	Δy [-]	0,232	
i [-]	1,08		d [mm]	54	50
a [mm]	52		d_b [mm]	50,74	46,98
x [-]	0,8	0,8	d_a [mm]	60,27	56,27
b [mm]	16,5	16,5	d_f [mm]	52,20	48,20
α [°]	20		d_w [mm]	56,84	52,63
p [mm]	6,283		s [mm]	4,31	4,31
p_b [mm]	5,904		ε_α [-]	1,2	
α_w [°]	26,781		-	-	

Tabulka 5.14 – Geometrie soukolí 5. stupně

5.2.5.b. ÚNAVOVÁ ÚNOSNOST V DOTYKU

SOUČINITELÉ	
Z_E [√MPa]	190
Z_H [-]	2,1
Z_ε [-]	0,97
K_A [-]	1,5
K_V · K_{Hα} [-]	1,2
K_{Hβ} [-]	1,020

Tabulka 5.15 – Hodnoty součinitelů pro únosnost v dotyku pro 5. stupeň

$$S_{Hmin} = 1,1 \quad (110)$$

$$F_t = 1834,797 \text{ N} \quad (111)$$

$$\sigma_{H0} = 780,729 \text{ MPa} \quad (112)$$

$$K_H = 1,836 \quad (113)$$

$$\sigma_H = 1057,881 \text{ MPa} \quad (114)$$

$$S_H = 1,314 \quad (115)$$

$$S_H > S_{Hmin} \checkmark$$

5.2.5.c. STATICKÁ ÚNOSNOST V DOTYKU

$$F_{tmax} = 3669,594 \text{ N} \quad (116)$$

$$\sigma_{Hmax} = 1496,069 \text{ MPa} \quad (117)$$

$$\sigma_{HPmax} = 3000 \text{ MPa} \quad (118)$$

$$\sigma_{Hmax} < \sigma_{HPmax} \checkmark$$

5.2.5.d. ÚNAVOVÁ ÚNOSNOST PATY ZUBU V OHYBU

SOUČINITELÉ		
OZUBENÉ KOLO	1	2
Y_{FS} []	3,3	3,3
Y_{β} []	1	
K_A []	1,50	
$K_{F\alpha} \cdot K_v$ []	1,20	
$K_{F\beta}$ []	1,02	

Tabulka 5.16 – Hodnoty součinitelů pro únosnost v ohybu pro 5. stupeň

$$S_{Fmin} = 1,4 \quad (119)$$

$$K_F = 1,836 \quad (120)$$

$$Y_{\varepsilon} = 0,867 \quad (121)$$

$$\sigma_{F1} = 292,118 \text{ MPa} \quad (122)$$

$$\sigma_{F2} = 292,118 \text{ MPa} \quad (123)$$

$$S_{F1} = 2,396 \quad (124)$$

$$S_{F2} = 2,396 \quad (125)$$

$$S_{F1}, S_{F2} > S_{Fmin} \checkmark$$

5.2.5.e. STATICKÁ BEZPEČNOST V OHYBU

$$S_{FSmin} = 1,25 \quad (126)$$

$$\sigma_{FSt} = 1750 \text{ MPa} \quad (127)$$

$$\sigma_{Fmax1} = 584,235 \text{ MPa} \quad (128)$$

$$\sigma_{Fmax2} = 584,235 \text{ MPa} \quad (129)$$

$$S_{FS1} = 2,995 \quad (130)$$

$$S_{FS2} = 2,995 \quad (131)$$

$$S_{FS1}, S_{FS2} > S_{FSmin} \checkmark$$



Obr. 5.5 – Soukolí 5. stupně

5.2.6. 6. PŘEVODOVÝ STUPEŇ

5.2.6.a. GEOMETRIE SOUKOLÍ

OZUBENÉ KOLO	1	2	OZUBENÉ KOLO	1	2
m [mm]	2		a_w [mm]	54,735	
z [-]	28	24	Δy [-]	0,232	
i [-]	0,857		d [mm]	56	48
a [mm]	52		d_b [mm]	52,623	45,105
x [-]	0,8	0,8	d_a [mm]	62,270	54,270
b [mm]	15	15	d_f [mm]	54,2	46,200
α [°]	20		d_w [mm]	58,945	50,525
p [mm]	6,283		s [mm]	4,306	4,306
p_b [mm]	5,904		ε_α [-]	1,2	
α_w [°]	26,781		-	-	

Tabulka 5.17 – Geometrie soukolí 6. stupně

5.2.6.b. ÚNAVOVÁ ÚNOSNOST V DOTYKU

SOUČINITELÉ	
Z_E [√MPa]	190
Z_H [-]	2,1
Z_ε [-]	0,97
K_A [-]	1,5
K_V · K_{Hα} [-]	1,2
K_{Hβ} [-]	1,020

Tabulka 5.18 – Hodnoty součinitelů pro únosnost v dotyku pro 6. stupeň

$$S_{Hmin} = 1,1 \quad (132)$$

$$F_t = 1769,269 \text{ N} \quad (133)$$

$$\sigma_{H0} = 805,873 \text{ MPa} \quad (134)$$

$$K_H = 1,836 \quad (135)$$

$$\sigma_H = 1091,951 \text{ MPa} \quad (136)$$

$$S_H = 1,273 \quad (137)$$

$$S_H > S_{Hmin} \checkmark$$

5.2.6.c. STATICKÁ ÚNOSNOST V DOTYKU

$$F_{tmax} = 3538,537 \text{ N} \quad (138)$$

$$\sigma_{Hmax} = 1544,252 \text{ MPa} \quad (139)$$

$$\sigma_{HPmax} = 3000 \text{ MPa} \quad (140)$$

$$\sigma_{Hmax} < \sigma_{HPmax} \checkmark$$

5.2.6.d. ÚNAVOVÁ ÚNOSNOST PATY ZUBU V OHYBU

SOUČINITELÉ		
OZUBENÉ KOLO	1	2
Y_{FS} [-]	3,3	3,3
Y_{β} [-]	1	
K_A [-]	1,50	
$K_{F\alpha} \cdot K_v$ [-]	1,20	
$K_{F\beta}$ [-]	1,02	

Tabulka 5.19 – Hodnoty součinitelů pro únosnost v ohybu pro 6. stupeň

$$S_{Fmin} = 1,4 \quad (141)$$

$$K_F = 1,836 \quad (142)$$

$$Y_{\varepsilon} = 0,867 \quad (143)$$

$$\sigma_{F1} = 310,073 \text{ MPa} \quad (144)$$

$$\sigma_{F2} = 310,073 \text{ MPa} \quad (145)$$

$$S_{F1} = 2,258 \quad (146)$$

$$S_{F2} = 2,258 \quad (147)$$

$$S_{F1}, S_{F2} > S_{Fmin} \checkmark$$

5.2.6.e. STATICKÁ BEZPEČNOST V OHYBU

$$S_{FSmin} = 1,25 \quad (148)$$

$$\sigma_{FSt} = 1750 \text{ MPa} \quad (149)$$

$$\sigma_{Fmax1} = 620,147 \text{ MPa} \quad (150)$$

$$\sigma_{Fmax2} = 620,147 \text{ MPa} \quad (151)$$

$$S_{FS1} = 2,822 \quad (152)$$

$$S_{FS2} = 2,922 \quad (153)$$

$$S_{FS1}, S_{FS2} > S_{Fmin} \checkmark$$



Obr. 5.6 – Soukolí 6. stupně

5.2.7. PŘEVOD Z KLIKOVÉ HŘÍDELE NA HNACÍ HŘÍDEL

ČSN 12010.80	
R_m [MPa]	440
R_e [MPa]	275
J_{HV} [-]	135
V_{HV} [-]	650
σ_{Hlim} [MPa]	1210
σ_{Flim} [MPa]	500

Tabulka 5.20 – Materiál ozubeného kola spojky

5.2.7.a. GEOMETRIE SOUKOLÍ

OZUBENÉ KOLO	1	2	OZUBENÉ KOLO	1	2
m [mm]	2,5		a_w [mm]	52	
z [-]	31	53	Δy [-]	0	
i [-]	1,71		d [mm]	77,5	132,5
a [mm]	105		d_b [mm]	72,826	124,509
x [-]	0	0	d_a [mm]	82,500	137,5
b [mm]	12	12	d_f [mm]	71,250	126,25
α [°]	20		d_w [mm]	77,5	132,5
p [mm]	7,854		s [mm]	3,927	3,927
p_b [mm]	7,380		ε_α [-]	1,713	
α_w [°]	20		–	-	

Tabulka 5.21 – Geometrie soukolí převodu z klikové hřídele na hnací hřídel

5.2.7.b. ÚNAVOVÁ ÚNOSNOST V DOTYKU

SOUČINITELÉ	
$Z_E[\sqrt{MPa}]$	190
$Z_H[-]$	2,5
$Z_\epsilon[-]$	0,86
$K_A[-]$	1,75
$K_V \cdot K_{H\alpha}[-]$	1,2
$K_{H\beta}[-]$	1

Tabulka 5.22 – Hodnoty součinitelů pro únosnost v dotyku – klika-hnací

$$S_{Hmin} = 1,1 \quad (154)$$

$$F_t = 787,097 \text{ N} \quad (155)$$

$$\sigma_{H0} = 473,115 \text{ MPa} \quad (156)$$

$$K_H = 2,1 \quad (157)$$

$$\sigma_H = 685,608 \text{ MPa} \quad (158)$$

$$S_H = 1,765 \quad (159)$$

$$S_H > S_{Hmin} \checkmark$$

5.2.7.c. STATICKÁ ÚNOSNOST V DOTYKU

$$F_{t_{max}} = 1574,194 \text{ N} \quad (160)$$

$$\sigma_{H_{max}} = 969,597 \text{ MPa} \quad (161)$$

$$\sigma_{HP_{max}} = 2600 \text{ MPa} \quad (162)$$

$$\sigma_{H_{max}} < \sigma_{HP_{max}} \checkmark$$

5.2.7.d. ÚNAVOVÁ ÚNOSNOST PATY ZUBU V OHYBU

SOUČINITELÉ		
OZUBENÉ KOLO	1	2
Y_{FS} []	4	3,85
Y_{β} []	1	
K_A []	1,75	
$K_{F\alpha} \cdot K_{Fv}$ []	1,20	
$K_{F\beta}$ []	1	

Tabulka 5.23 – Hodnoty součinitelů pro únosnost v ohybu – klika-hnací

$$S_{Fmin} = 1,4 \quad (163)$$

$$K_F = 2,1 \quad (164)$$

$$Y_{\varepsilon} = 0,667 \quad (165)$$

$$\sigma_{F_1} = 147,021 \text{ MPa} \quad (166)$$

$$\sigma_{F_2} = 141,508 \text{ MPa} \quad (167)$$

$$S_{F_1} = 3,401 \quad (168)$$

$$S_{F_2} = 3,533 \quad (169)$$

$$S_{F_1}, S_{F_2} > S_{Fmin} \checkmark$$

5.2.7.e. STATICKÁ BEZPEČNOST V OHYBU

$$S_{FSmin} = 1,25 \quad (170)$$

$$\sigma_{FSt} = 1250 \text{ MPa} \quad (171)$$

$$\sigma_{Fmax1} = 294,043 \text{ MPa} \quad (172)$$

$$\sigma_{Fmax2} = 283,016 \text{ MPa} \quad (173)$$

$$S_{FS1} = 4,251 \quad (174)$$

$$S_{FS2} = 4,417 \quad (175)$$

$$S_{FS1}, S_{FS2} > S_{FSmin} \checkmark$$



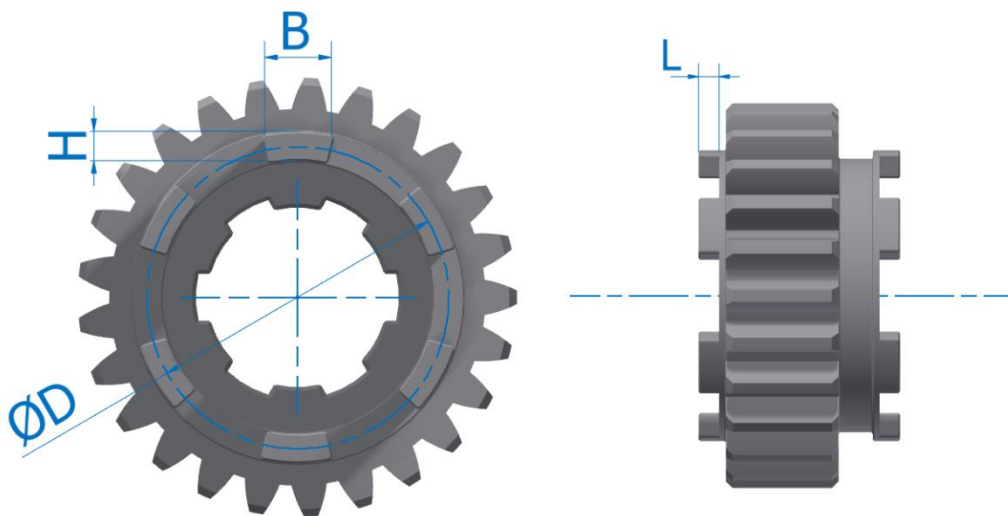
Obr. 5.7 – Ozubené kolo spojky

5.2.8. VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Všechna ozubená soukolí vyhovují doporučené bezpečnosti. Největší pravděpodobnost poruchy navržených ozubených kol je kvůli únavě v dotyku i přesto, že navržená soukolí jsou korigovaná právě tak, aby byla tato únosnost co nejvyšší.

Polovina ozubených kol nebude pevně spojena s hřídelí, tato kola nemají drážkování, z některých vyčnívají zuby zubové spojky nebo naopak obsahují drážky pro zubovou spojku. Bezpečnost této spojky budu kontrolovat v následující kapitole.

5.3. KONTROLA ZUBOVÉ SPOJKY



Obr. 5.8 – Zubová spojka

Zubová spojka slouží ke spojení posuvně uložených ozubených kol s koly volně uloženými na hřídelích. Pokud jsou 2 ozubená kola spojena, přenáší se přes spojku kroutící moment M_K , na rameni poloměru $D/2$ tak působí síla F_{SP} , vlivem této síly na zubech vzniká tlakové, smykové a ohybové napětí. První dvě zmíněná nás budou zajímat nejvíce. Spoj budeme kontrolovat na otláčení a na smyk. Největší kroutící moment přes zuby bude přenášen, pokud bude na hnané hřídeli zařazen 1. rychlostní stupeň. Hodnotu M_K známe z tabulky 4.4.

Dovolené otačení a dovolené smykové napětí nalezneme ve strojnických tabulkách [19]. Použiji nejnižší hodnoty pro slitinové oceli.

$$p_D = 260 \text{ MPa} \quad (176)$$

$$\tau_{DS} = 160 \text{ MPa} \quad (177)$$

$$M_K = 107,4 \text{ Nm} \quad (178)$$

$$n_{SP} = 6 \quad (179)$$

$$B = 7,5 \text{ mm} \quad (180)$$

$$H = 3,75 \text{ mm} \quad (181)$$

$$L = 3 \text{ mm} \quad (182)$$

$$D = 38,75 \text{ mm} \quad (183)$$

5.3.1. KONTROLA NA OTLAČENÍ

$$p = \frac{F_{SP}}{S_p} = \frac{2 \cdot M_K}{D \cdot n_{SP} \cdot H \cdot L} = \frac{2 \cdot 107400 \text{ Nmm}}{38,75 \text{ mm} \cdot 6 \cdot 3,75 \text{ mm} \cdot 3 \text{ mm}} = 82,090 \text{ MPa} \quad (184)$$

$$k_p = \frac{p_D}{p} = \frac{260 \text{ MPa}}{82,090 \text{ MPa}} = 3,167 \quad (185)$$

$$p_D > p \quad \checkmark$$

5.3.2. KONTROLA NA SMYK

$$\tau_S = \frac{F_{SP}}{S_{\tau_S}} = \frac{2 \cdot M_K}{D \cdot n_{SP} \cdot B \cdot H} = \frac{2 \cdot 107400 \text{ Nmm}}{38,75 \text{ mm} \cdot 6 \cdot 7,5 \text{ mm} \cdot 3,75 \text{ mm}} = 32,836 \text{ MPa} \quad (186)$$

$$k_{\tau_S} = \frac{\tau_{DS}}{\tau_S} = \frac{0,6 \cdot c_{III} \cdot R_e}{\tau_S} = \frac{0,6 \cdot 0,45 \cdot 1030 \text{ MPa}}{32,836 \text{ MPa}} = 8,469 \quad (187)$$

$$\tau_{DS} > \tau_S \quad \checkmark$$

5.3.3. VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Navržená zubová spojka dokáže přenášet zatížení převodovky. Nedojde k usmýknutí nebo zdeformování dosedacích ploch spojky vlivem otačení.

5.4. NÁVRH A KONTROLA ŘETĚZOVÉHO PŘEVODU

Jako vhodný řetěz pro převodovku motocyklu jsem zvolil řetěz 530 SDZZ od české firmy ČZ Řetězy s.r.o., podle rozteče a vnitřní šířky řetězu navrhují řetězové kolo hnané hřídele převodovky. Jako materiál zvolím ocel 14 220.4, tento materiál je vhodný pro kola s nízkým počtem zubů. Výpočet řetězu je založen na materiálech firmy ČZ Řetězy [20].

ŘETĚZ	$p_{\check{r}}$ [mm]	$b_{\check{r}}$ [mm]	d_v [mm]	F_B [N]	$m_{\check{r}}$ [kg/m]
520 SDZZ	15,875	9,53	10,3	48600	1,4

Tabulka 5.24 – Charakteristické rozměry řetězu 530 SDZZ [21]

5.4.1. VÝPOČET SÍLY V ŘETĚZU

Pro výpočet použijeme hodnoty pro 1. převodový stupeň na hnané hřídeli.

$$d_{\dot{r}} = \frac{p_{\dot{r}}}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{15,875 \text{ mm}}{\sin \frac{180^\circ}{14}} = 66,335 \text{ mm} \quad (188)$$

$$F_o = \frac{2 \cdot M_K}{d_{\dot{r}}} = \frac{2 \cdot 107400 \text{ Nmm}}{66,335 \text{ mm}} = 3238,110 \text{ N} \quad (189)$$

$$v_{\dot{r}} = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot r = 2 \cdot \pi \cdot \frac{2983 \text{ ot/min}}{60} \cdot \frac{66,335 \text{ mm}}{2 \cdot 1000} = 10,361 \text{ m/s} \quad (190)$$

$$F_{oc} = m_{\dot{r}} \cdot v_{\dot{r}}^2 = 1,4 \text{ kg/m} \cdot (10,361 \text{ m/s})^2 = 150,290 \text{ N} \quad (191)$$

$$F_{t\dot{r}} = F_o + F_{oc} = 3384,4 \text{ N} \quad (192)$$

5.4.2. KONTROLA PROTI PŘETRŽENÍ PŘI STATICKÉM ZATÍŽENÍ

$$k_{s\dot{r}} = \frac{F_B}{F_{t\dot{r}}} = \frac{48600 \text{ N}}{3384,4 \text{ N}} = 14,36 \quad (193)$$

$$k_{s\dot{r}} > 7 \checkmark$$

5.4.3. KONTROLA PROTI PŘETRŽENÍ PŘI DYNAMICKÉM ZATÍŽENÍ

Součinitel rázu pro spalovací motor volíme $Y = 2,5$.

$$k_{d\dot{r}} = \frac{F_B}{Y \cdot F_{t\dot{r}}} = \frac{48600 \text{ N}}{2,5 \cdot 3384,4 \text{ N}} = 5,744 \quad (194)$$

$$k_{d\dot{r}} > 5 \checkmark$$

5.4.4. VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Řetěz jsme kontrovali proti přetržení jak při statickém, tak dynamickém zatížení. Pro statické je doporučená bezpečnost více než 7 a pro dynamické více než 5. Řetěz tedy vyhovuje. Kontrola tlaku v kloubu řetězu nebyla provedena, protože by nevycházela. Dovolené hodnoty tlaku jsou určeny pro provozní dobu asi 10000 hodin, to je pro řetěz motocyklu zbytečně dlouhá životnost.



Obr. 5.9 – Pastorek řetězového převodu

5.5. NÁVRH A KONTROLA VSTUPNÍ HŘÍDELE

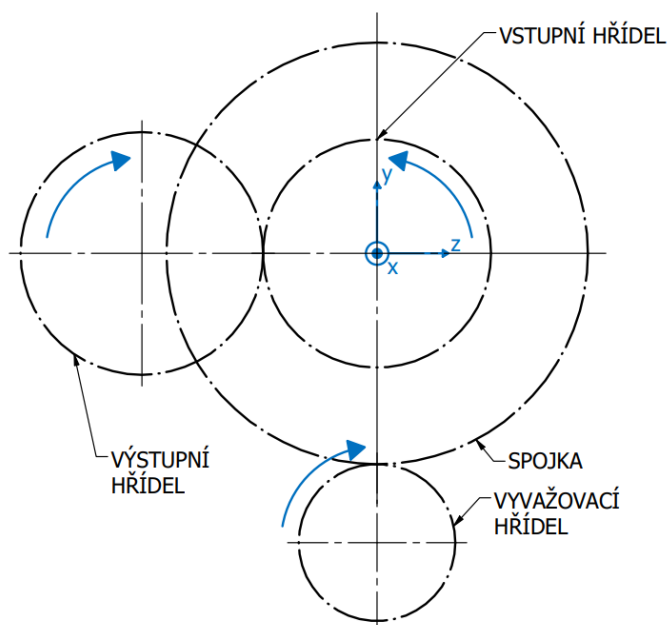
5.5.1. VSTUPNÍ HODNOTY, MATERIÁL A SCHÉMATA

Návrh hřídele jsem provedl pomocí CAD softwaru, vhodnost návrhu ověřím následujícími kontrolními výpočty. Protože kolo 1. převodového stupně je součástí hřídele, máme určen materiál, ocel 16 523.40, ze kterého bude hřídel vyrobena. Na obrázku 5.10 lze vidět že hřídel je dutá, je tomu proto, aby bylo umožněno ovládání spojky a mazání.

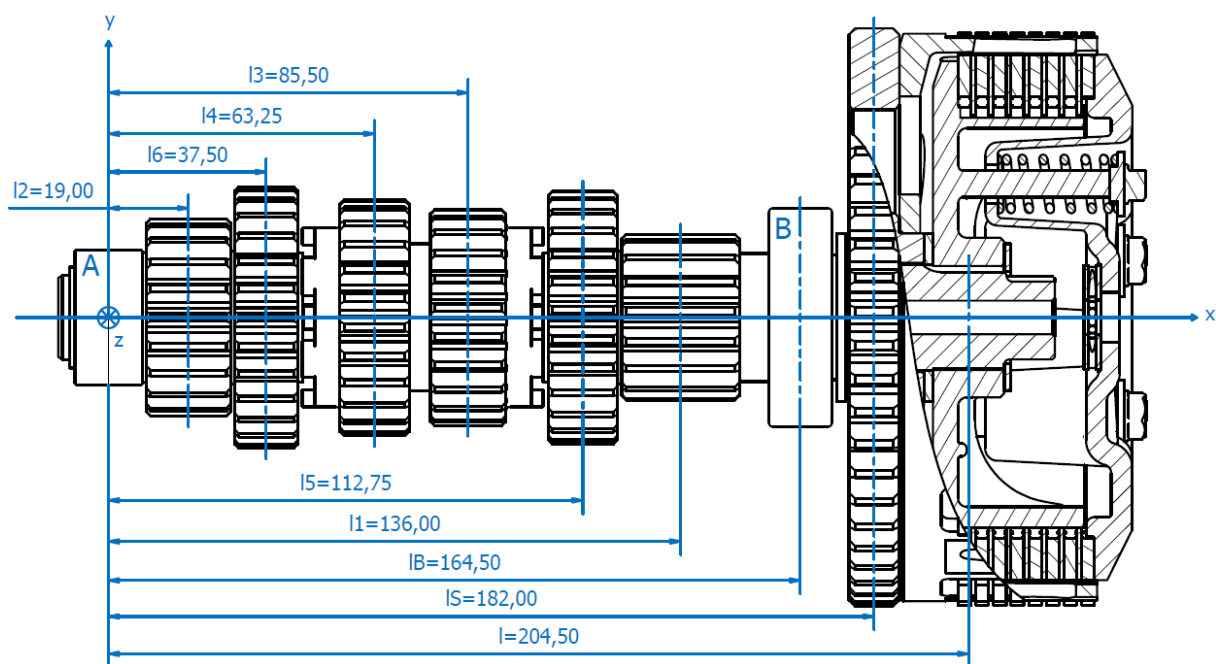


Obr. 5.10 – Návrh vstupní hřídele

Kontrolu začneme vytvořením schémat zatížení hřídele. Ve schématech znázorníme polohu a směr otáčení hřídele v převodovce (Obr. 5.11), polohu ložisek a ozubených kol (Obr. 5.12).

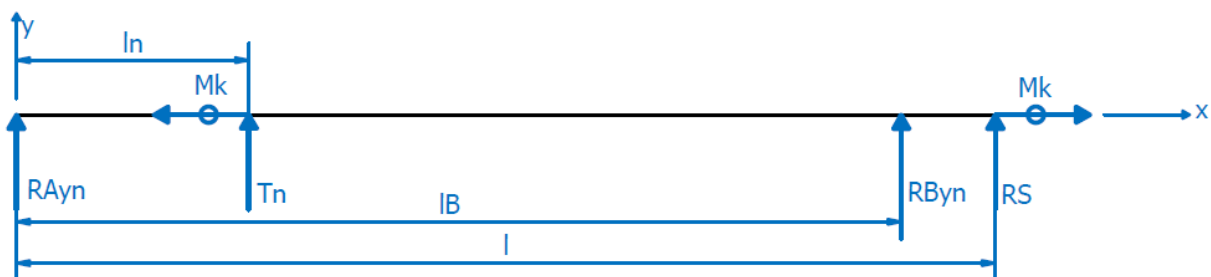


Obr. 5.11 – Schéma polohy vstupní hřídele v převodovce

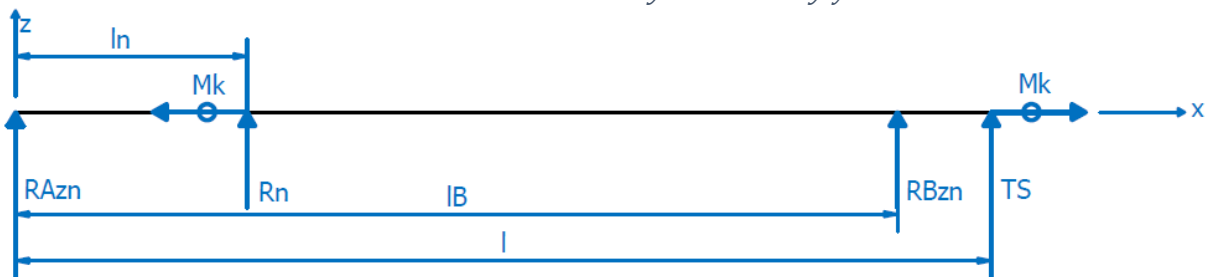


Obr. 5.12 – Schéma polohy ložisek a ozubených kol vstupní hřídele

Obr. 5.12, výsledky kapitoly 5.2 a tabulky 4.1 mi umožní sestavit schéma silových účinků ve směrech os y a z . Síly od ozubení spojky se na hřídel přenáší přes evolventní drážkování hřídele ve vzdálenosti l v ose x od počátku souřadnicového systému. Pro zjednodušení předpokládám, že síly od zbylých ozubení se přenáší na hřídel přes rovnoboké drážkování ve vzdálenostech l_1 až l_6 , to však ve skutečnosti neplatí, jelikož kola 5 a 6 jsou volně uložena a kola 3 a 4 jsou spojena s hřídelí a mohou se posouvat doleva a doprava. Směry reakcí v následujících obrázcích nemusí odpovídat realitě, jejich směr zjistím až v následující podkapitole (5.5.2).



Obr. 5.13 – Silové účinky ve směru osy y



Obr. 5.14 – Silové účinky ve směru osy z

5.5.2. VÝPOČET REAKCÍ V PODPORÁCH

Podle schémat sestavím rovnice rovnováhy. Síly R_{Ayn} , R_{Azn} , R_{Byn} , R_{Bzn} jsou neznámé. Jejich hodnoty získám po úpravě rovnic rovnováhy ze vztahů (203), (204), (205), (206). Síly T_n a R_n jsou složky síly od ozubení zařazeného stupně, ty vypočítám pomocí vztahů (195), (196). Síly T_S a R_S jsou síly působící na hřídel od ozubení spojky, ty vypočítám pomocí vztahů (197), (198), tyto síly jsou konstantní při všech převodových stupních. Značení n u sil a poloh je číslo od 1 do 6 a určuje, jaký stupeň je zařazen. Vycházím z režimu maximálního kroutícího momentu. Pro vstupní hřídel platí, že $M_k = 52,1 Nm$.

$$T_n = \frac{2 \cdot M_k}{d_{w1n}} \quad (195)$$

$$R_n = T_n \cdot \operatorname{tg} \alpha_{wn} \quad (196)$$

$$T_S = \frac{2 \cdot M_k}{d_{1S}} = \frac{2 \cdot 52100 \text{ Nmm}}{77,5 \text{ mm}} = 787,097 \text{ N} \quad (197)$$

$$R_S = T_S \cdot \operatorname{tg} \alpha = 787,097 \text{ N} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 286,479 \text{ N} \quad (198)$$

Rovnice rovnováhy:

$$R_{Ayn} + T_n + R_{Byn} + R_S = 0 \quad (199)$$

$$R_{Azn} + R_n + R_{Bzn} + T_S = 0 \quad (200)$$

$$T_n \cdot l_n + R_{Byn} \cdot l_B + R_S \cdot l = 0 \quad (201)$$

$$R_n \cdot l_n + R_{Bzn} \cdot l_B + T_S \cdot l = 0 \quad (202)$$

Upravené rovnice rovnováhy pro výpočet neznámých:

$$R_{Ayn} = -T_n - R_{Byn} - R_S \quad (203)$$

$$R_{Azn} = -R_n - R_{Bzn} - T_S \quad (204)$$

$$R_{Byn} = \frac{-T_n \cdot l_n - R_S \cdot l}{l_B} \quad (205)$$

$$R_{Bzn} = \frac{-R_n \cdot l_n - T_S \cdot l}{l_B} \quad (206)$$

Výsledky jsou zaznamenány v následující tabulce:

n [-]	R_{Ayn} [N]	T_n [N]	R_{Byn} [N]	R_S [N]	R_{Azn} [N]	R_n [N]	R_{Bzn} [N]	T_S [N]
1	-435,212	2914,090	-2765,357	286,479	-63,425	1470,784	-2194,456	787,097
2	-2016,893	2359,025	-628,611	286,479	-861,724	1190,635	-1116,008	787,097
3	-964,731	2153,892	-1475,640	286,479	-330,682	1087,102	-1543,517	787,097
4	-1150,005	1981,581	-1118,055	286,479	-424,192	1000,133	-1363,038	787,097
5	-507,548	1834,797	-1613,729	286,479	-99,934	926,049	-1613,212	787,097
6	-1296,279	1769,269	-759,469	286,479	-498,019	892,976	-1182,054	787,097

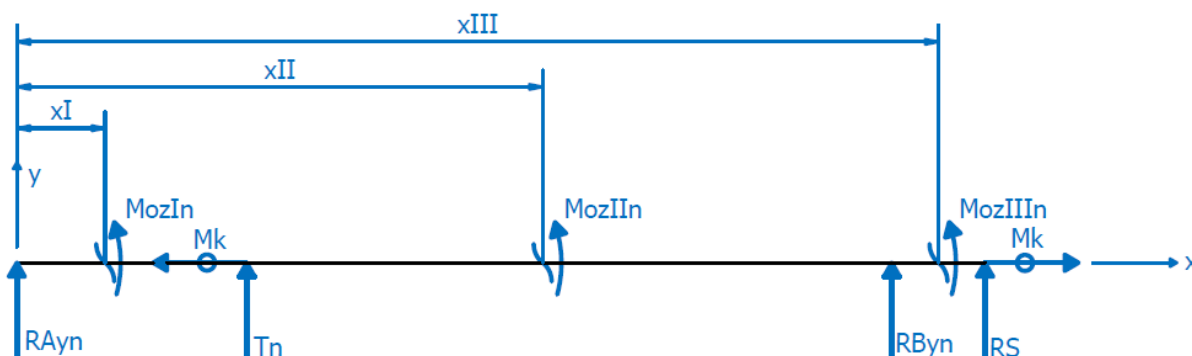
Tabulka 5.25 – Velikosti sil působících na hnací hřídel

5.5.3. URČENÍ OHYBOVÉHO, KROUTÍČÍHO A REDUKOVANÉHO MOMENTU

Hřídel je zatížena kombinovaným namáháním (ohyb a krut). Ke zjištění ohybového momentu použijí metodu myšleného řezu. Velikost krouťícího momentu již znám, důležité je uvědomit si, kde se přenáší. Logicky dojdou k odpovědi, že pouze mezi zařazeným n -tým kolem a kolem spojky.

5.5.3.a. OHYBOVÝ MOMENT

Hřídel rozdělím myšleným řezem na 3 intervaly. 1. interval je pro $x_I \in < 0; l_n >$, 2. interval pro $x_{II} \in < l_n; l_B >$, 3. interval pro $x_{III} \in < l_B; l >$. Ze vztahů (207), (208), (209), (210), (211), (212) určíme ohybové momenty k ose y a z . Využitím Pythagorovy věty (213) vypočteme celkový ohybový moment.

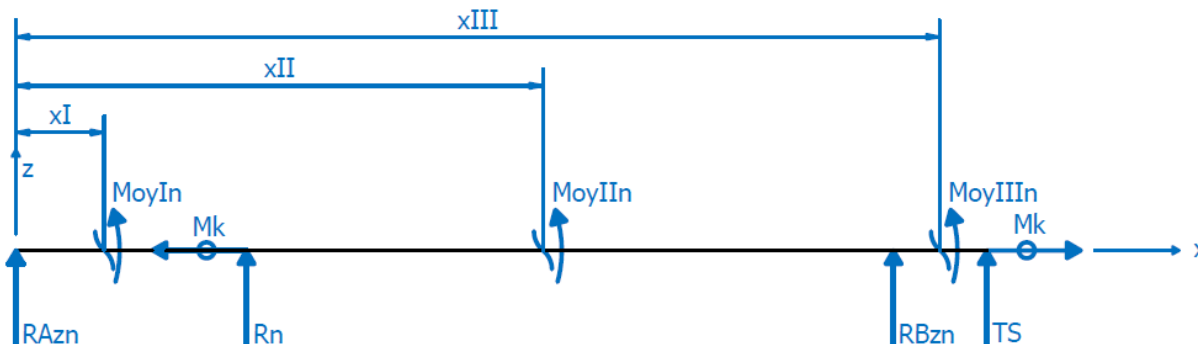


Obr. 5.15 – Myšlený řez pro ohybový moment kolem osy z

$$M_{ozIn} = RA_{yn} \cdot x_I \quad (207)$$

$$M_{ozIIIn} = RA_{yn} \cdot x_{II} + T_n \cdot (x_{II} - l_n) \quad (208)$$

$$M_{ozIIIIn} = RA_{yn} \cdot x_{III} + T_n \cdot (x_{III} - l_n) + R_{Byn}(x_{III} - l_B) \quad (209)$$



Obr. 5.16 – Myšlený řez pro ohybový moment kolem osy y

$$M_{oyIn} = RA_{zn} \cdot x_I \quad (210)$$

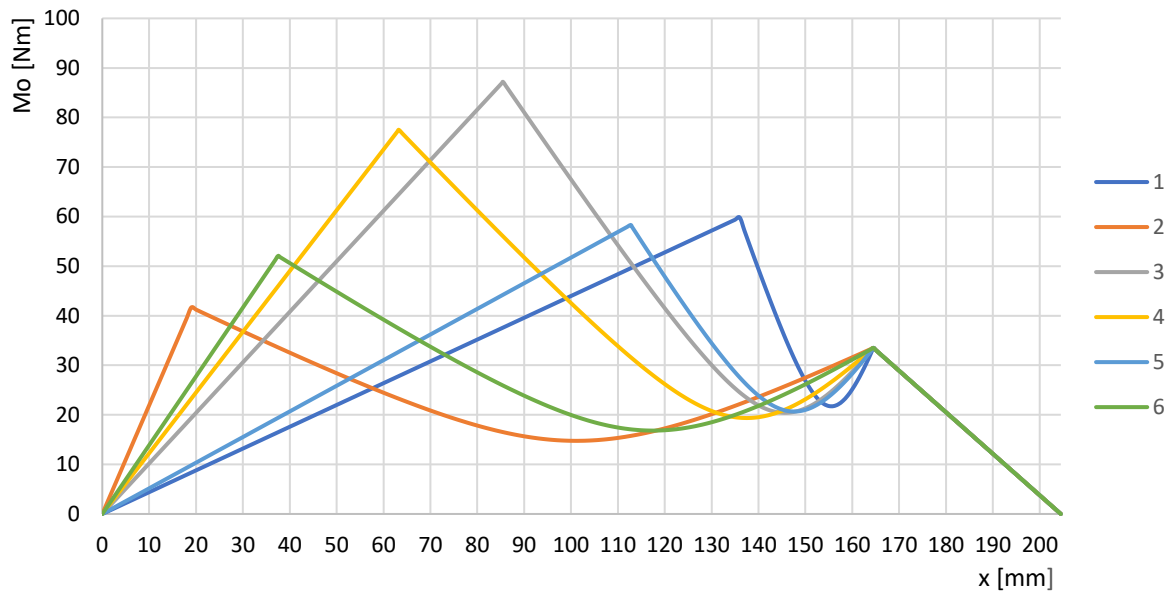
$$M_{oyIIIn} = RA_{zn} \cdot x_{II} + R_n \cdot (x_{II} - l_n) \quad (211)$$

$$M_{oyIIIIn} = RA_{zn} \cdot x_{III} + R_n \cdot (x_{III} - l_n) + R_{Bzn}(x_{III} - l_B) \quad (212)$$

Nyní použijeme Pythagorovu větu:

$$M_o = \sqrt{M_{oy}^2 + M_{oz}^2} \quad (213)$$

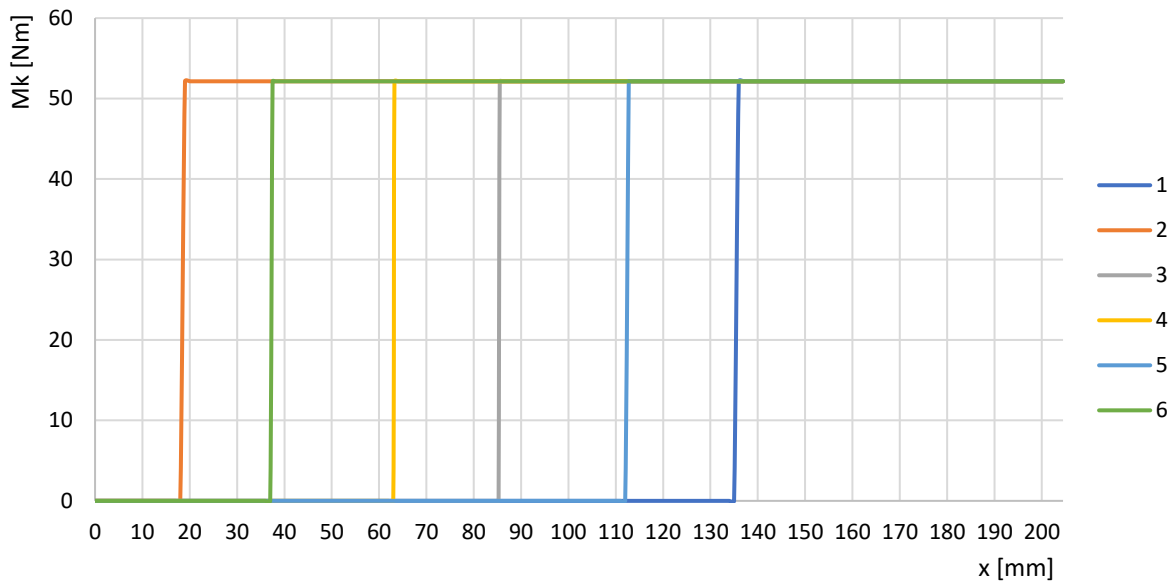
Hodnoty výsledného ohybového momentu jsou ke zhlédnutí v grafu 5.1.



Graf 5.1 – Ohybový moment na vstupní hřídeli

5.5.3.b. KROUTÍCÍ MOMENT

Velikost kroučícího momentu je na vstupní hřídeli pro všechny stupně stejná, mění se pouze „šířka pásma“, na kterém působí. Průběh kroučícího momentu pro jednotlivé stupně si lze prohlédnout v grafu 5.2.



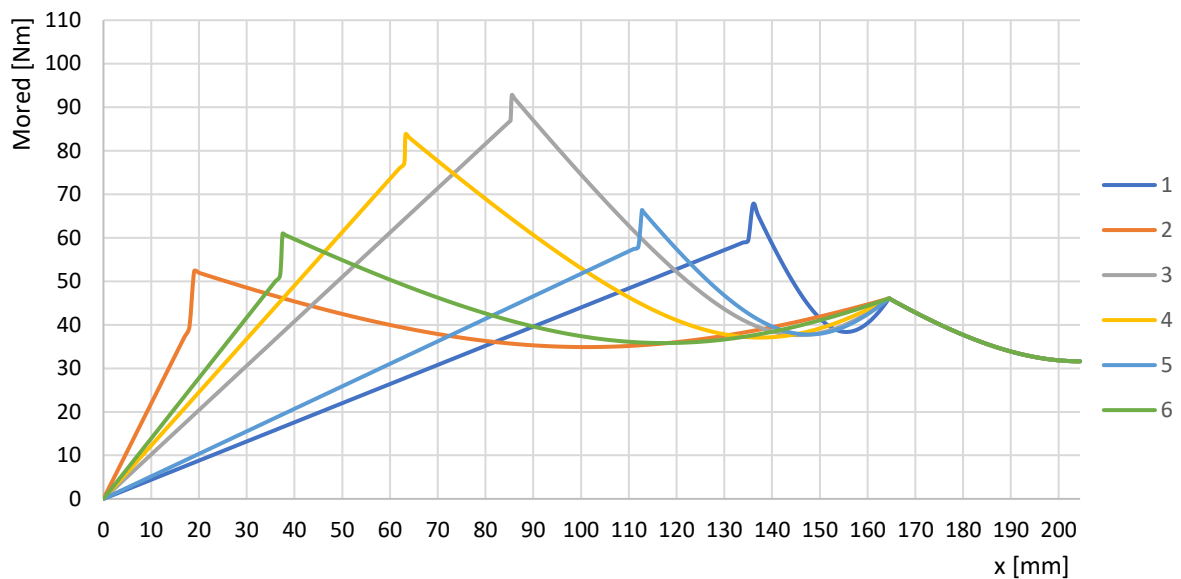
Graf 5.2 – Kroučící moment na vstupní hřídeli

5.5.3.c. REDUKOVANÝ OHYBOVÝ MOMENT

Z momentu ohybového a momentu kroučícího pomocí vztahu (214) určím redukovaný ohybový moment podle hypotézy HMH, výsledky vynesu do grafu 5.3.

$$M_{ored} = \sqrt{M_o^2 + 0,75 \cdot (\alpha_B \cdot M_k)^2} \quad (214)$$

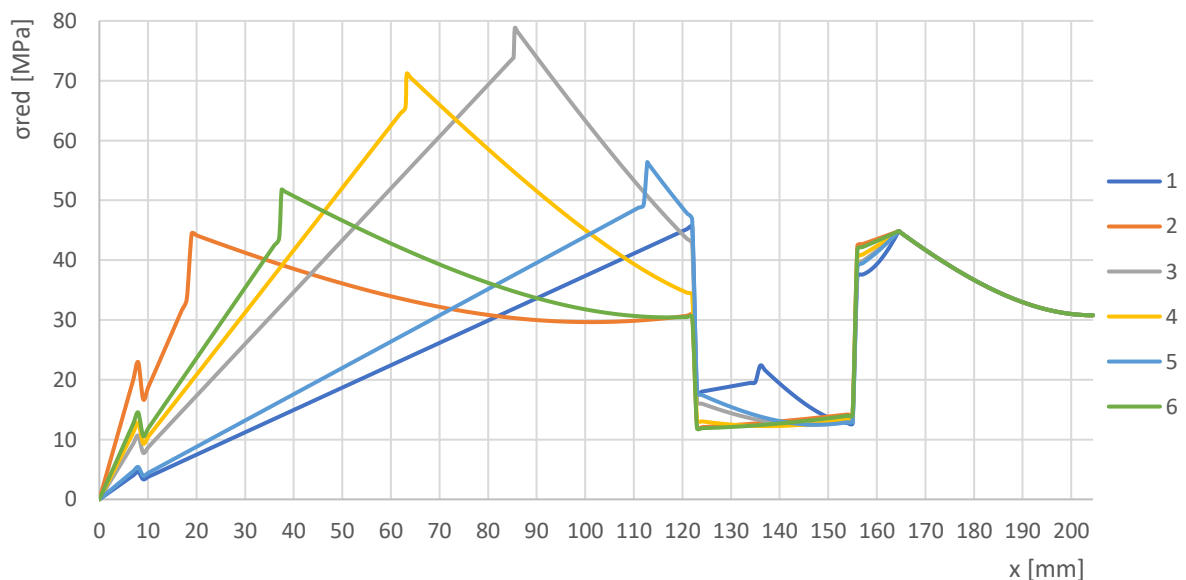
Bachův opravný součinitel je $\alpha_B = 0,7$, pokud budu uvažovat střídavé zatížení ohybem a míjivé zatížení krutem.



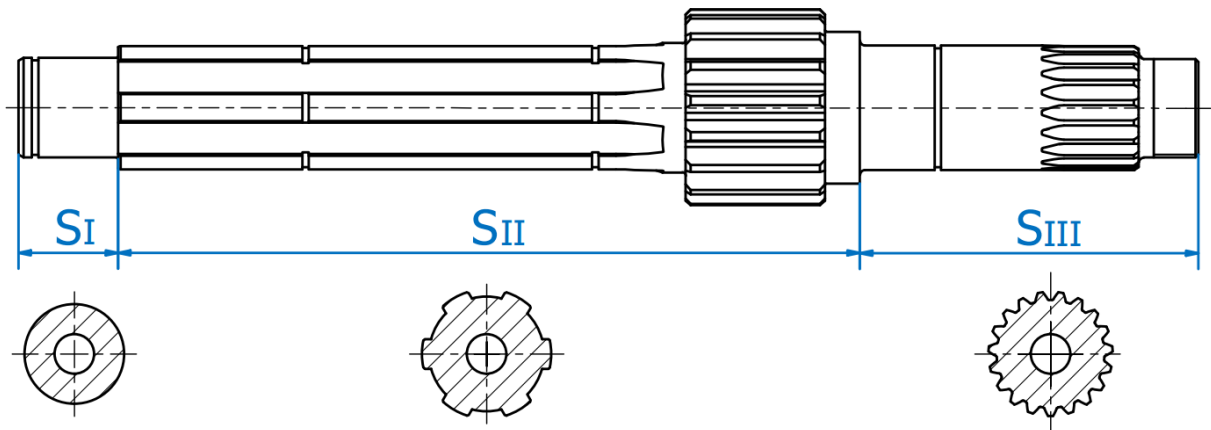
Graf 5.3 – Redukovaný ohybový moment na vstupní hřídeli

5.5.4. BEZPEČNOST VSTUPNÍ HŘÍDELE PŘI STATICKÉM NAMÁHÁNÍ

Na hřídeli vyberu kritické průřezy, které nejlépe charakterizují jednotlivé stupně hřídele. Označím je S_I , S_{II} a S_{III} . Zjištění bezpečnosti při statickém namáhání hřídele provedu tak, že pro každý průřez zvlášť zjistím maximální hodnotu redukovaného ohybového momentu M_{ored} a modul průřezu v ohybu W_o . Vypočtu redukované napětí σ_{red} a porovnáám ho s napětím dovoleným σ_{Do} a zjistím bezpečnost průřezu proti kombinovanému statickému namáhání. Průřezy, které obsahují drážkování, doplním o kontrolu bezpečnosti proti otlacení vzniklým spojením hřídele a ozubených kol. Kritické průřezy a jejich polohu na hřídeli si můžete prohlédnout v obrázku 5.17. Doporučená hodnota bezpečnosti proti statickému namáhání je $k_s = 2,5$.



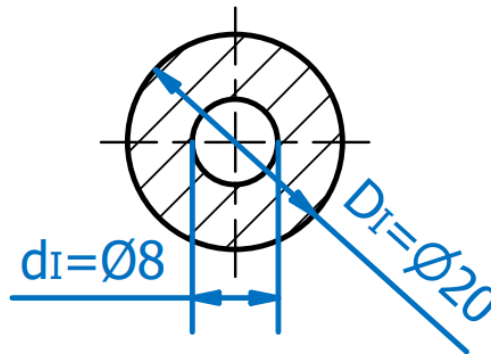
Graf 5.4 – Redukované napětí na vstupní hřídeli



Obr. 5.17 – Kritické průřezy a jejich poloha pro statickou kontrolu vstupní hřídele

5.5.4.a. KONTROLA PRŮŘEZU S_I

Průřez S_I má tvar mezikruží, maximální redukovaný ohybový moment, který na průřez působí, je zapříčiněn 2. převodovým stupněm.



Obr. 5.18 – Průřez S_I

Aby průřez vyhovoval, musí platit následující vztah:

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{Do} \quad (215)$$

σ_{red} zjistím ze vztahu (216) a σ_{Do} podle (217), pevnostní parametry zjistíme z tabulky 5.1, protože se jedná o stejný materiál.

Součinitel snížení napětí slitinovou ocel třídy 16 má hodnotu $c_{III} = 0,45$.

$$\sigma_{red} = \frac{M_{ored}}{W_o} \quad (216)$$

$$\sigma_{Do} = c_{III} \cdot R_e = 0,45 \cdot 1030 \text{ MPa} = 463,5 \text{ MPa} \quad (217)$$

M_{oredI} je maximální redukovaný ohybový moment pro průřez S_I .

$$M_{oredI} = 17,546 \text{ Nm} \quad (218)$$

Stačí tedy dopočítat W_o . Pro mezikruží platí:

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} \quad (219)$$

Pro tuto oblast vychází:

$$W_{oI} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(20 \text{ mm})^4 - (8 \text{ mm})^4}{20 \text{ mm}} = 765,292 \text{ mm}^3 \quad (220)$$

$$\sigma_{redI} = \frac{17546 \text{ Nmm}}{765,292 \text{ mm}^3} = 22,927 \text{ MPa} \quad (221)$$

Vychází tedy:

$$\sigma_{redI} < \sigma_{Do} \quad (222)$$

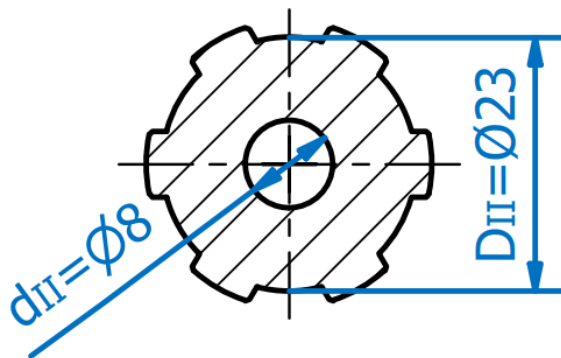
A bezpečnost proti statickému kombinovanému namáhání je:

$$k_{sI} = \frac{\sigma_{Do}}{\sigma_{redI}} = \frac{463,5 \text{ MPa}}{22,927 \text{ MPa}} = 20,216 \quad (223)$$

Doporučená hodnota bezpečnosti je $k_s = 2,5$. Průřez S_I pohotově vyhovuje doporučené bezpečnosti.

5.5.4.b. KONTROLA PRŮŘEZU S_{II}

Průřez S_{II} má tvar rovnobokého drážkování s dutinou. Tento tvar zjednoduším na mezikruží o vnitřním průměru velikosti dutiny a vnějším průměru velikosti menšího průměr drážkování a začnu postupovat stejně jako u S_I , ale provedu i kontrolu drážkování. Maximální hodnota redukovaného ohybového momentu působícího na průřez je způsobena 3. převodovým stupněm.



Obr. 5.19 – Průřez S_{II}

$$M_{oredII} = 92,749 \text{ Nm} \quad (224)$$

$$W_{oII} = 1177,009 \text{ mm}^3 \quad (225)$$

$$\sigma_{redII} = 78,800 \text{ MPa} \quad (226)$$

$$k_{sII} = 5,882 \quad (227)$$

Průřez S_{II} vyhovuje doporučené bezpečnosti. Nyní zkontroluji bezpečnost drážkování $6 \times 23f7 \times 26a11 \times 6d10$ podle ČSN 01 4942 proti otláčení.

Dovolená hodnota otláčení pro slitinovou ocel je přibližně:

$$p_D = 260 \text{ MPa} \quad (228)$$

Kroutící moment známe:

$$M_k = 52,145 \text{ Nm} \quad (229)$$

Střední průměr drážkování je:

$$D_{sII} = 24,5 \text{ mm} \quad (230)$$

Minimální činná délka drážkování je rovna nejmenší šířce kola převodovky na hnací hřídeli:

$$l = 15 \text{ mm} \quad (231)$$

Opěrná výška drážky je:

$$h = 1,25 \text{ mm} \quad (232)$$

Součinitel druhu drážkování je pro rovnoboké drážkování:

$$K = 0,75 \quad (233)$$

Počet drážek:

$$i = 6 \quad (234)$$

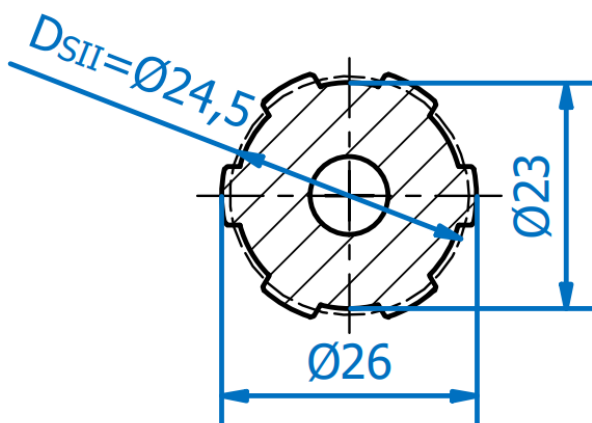
Vše dosadíme do následujícího vztahu a dostaneme tlak působící mezi hřídelí a ozubením:

$$p = \frac{2 \cdot M_k}{D_s \cdot l \cdot h \cdot K \cdot i} = \frac{2 \cdot 52145 \text{ Nmm}}{24,5 \text{ mm} \cdot 15 \text{ mm} \cdot 1,25 \text{ mm} \cdot 0,75 \cdot 6} = 50,450 \text{ MPa} \quad (235)$$

Bezpečnost je rovna:

$$k = \frac{p_d}{p} = \frac{260 \text{ MPa}}{50,450 \text{ MPa}} = 5,154 \quad (236)$$

Navržené rovnoboké drážkování rovněž vyhovuje.



Obr. 5.20 – Rozměry drážkování pro S_{II}

5.5.4.c. KONTROLA PRŮŘEZU S_{III}

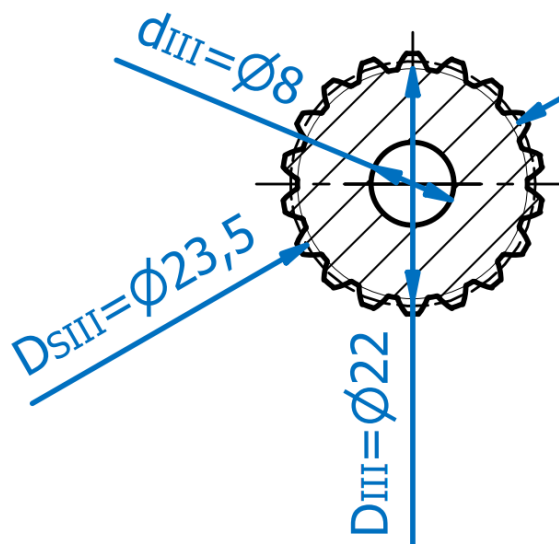
Průřez S_{III} má tvar evolventního drážkování s dutinou. Tento tvar zjednoduším na mezikružší a stejným postupem jako pro S_{II} provedu kontrolu. Maximální hodnota redukovaného ohybového momentu je pro všechny převodové stupně stejná.

$$M_{oredIII} = 46,063 \text{ Nm} \quad (237)$$

$$W_{oIII} = 1027,087 \text{ mm}^3 \quad (238)$$

$$\sigma_{redIII} = 44,848 \text{ MPa} \quad (239)$$

$$k_{sIII} = 10,335 \quad (240)$$



Obr. 5.21 – Rozměry drážkování pro S_{III}

Průřez S_{III} vyhovuje doporučené bezpečnosti. Nyní opět zkontroluji drážkování proti otláčení, tentokrát evolventní $25 \times 1,25 \times 9g$ podle ČSN 01 4952.

$$p_D = 260 \text{ MPa} \quad (241)$$

$$M_k = 52,145 \text{ Nm} \quad (242)$$

$$D_s = 23,5 \text{ mm} \quad (243)$$

$$l = 17 \text{ mm} \quad (244)$$

$$h = 1,5 \text{ mm} \quad (245)$$

$$K = 0,5 \quad (246)$$

$$i = 18 \quad (247)$$

$$p = 19,337 \text{ MPa} \quad (248)$$

$$k = 13,446 \text{ MPa} \quad (249)$$

Evolventní drážkování vyhovuje.

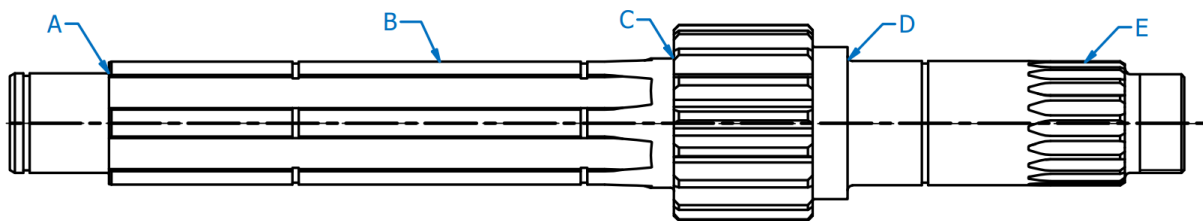
5.5.4.d. VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ BEZPEČNOSTI PŘI STATICKÉM NAMÁHÁNÍ

$$k_{sI}, k_{sII}, k_{sIII} > 2,5 \quad \checkmark$$

Všechny oblasti i drážkování splňují minimální bezpečnost proti statickému zatížení. Některé bezpečnosti se zdají být až zbytečně vysoké, ale jelikož je kolo prvního stupně součástí hřídele, nemáme možnost vybrat jiný materiál. Navíc je potřeba zkontrolovat hřídel i proti dynamickému zatížení.

5.5.5. BEZPEČNOST VSTUPNÍ HŘÍDELE PŘI DYNAMICKÉM NAMÁHÁNÍ

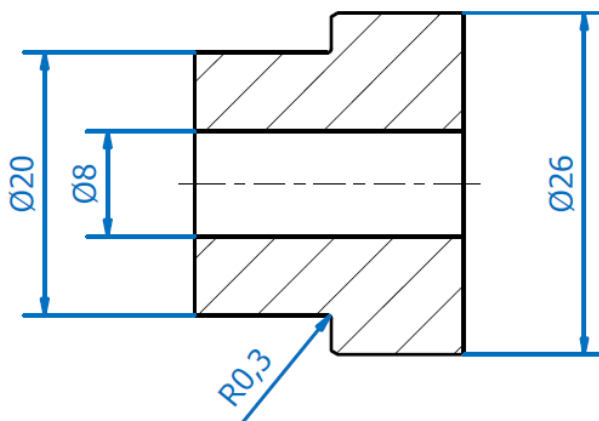
Hřídel je namáhána dynamicky, proto je potřeba zkontrolovat kritické průřezy a vruby hřídele proti dynamickým účinkům a zjistit, zda by nedocházelo k tvorbě únavového lomu. Polohy nebezpečných průřezů jsou vyznačeny na následujícím obrázku písmeny A až E. Doporučená bezpečnost proti tvorbě únavového lomu je $k_c = 1,7$.



Obr. 5.22 – Kritické průřezy pro dynamické namáhání vstupní hřídele

5.5.5.a. KONTROLA V MÍSTĚ A

V místě A působí pouze střídavý ohyb, abychom mohli určit bezpečnost, je třeba určit hodnoty amplitudy napětí a středního napětí zatížení pro část vlevo od vrubu z hodnoty momentu a průřezové charakteristiky. Detail kritického průřezu A je vidět na obrázku. Provedu kontrolu.



Obr. 5.23 – Detail v místě A

$$M_{oA} = 17,546 \text{ Nm} \quad (250)$$

$$W_{oA} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(20 \text{ mm})^4 - (8 \text{ mm})^4}{20 \text{ mm}} = 765,292 \text{ mm}^3 \quad (251)$$

Hodnoty potřebných napětí jsou pro střídavý ohyb:

$$\sigma_{aA} = \frac{M_{oA}}{W_{oA}} = \frac{17546 \text{ Nmm}}{765,292 \text{ mm}^3} = 22,927 \text{ MPa} \quad (252)$$

$$\sigma_{mA} = 0 \quad (253)$$

Dále je potřeba vypočítat mez únavy pro střídavý ohyb, pro ostatní „nebezpečná“ místa si ale připravíme i hodnotu pro míjivý krut, tyto hodnoty budou stejné pro celou hřídel:

$$\sigma_c = 0,43 \cdot R_m = 0,43 \cdot 1230 = 528,9 \text{ MPa} \quad (254)$$

$$\tau_c = 0,496 \cdot R_m = 610,08 \text{ MPa} \quad (255)$$

Snížíme mez únavy:

$$\varepsilon_{moA} = 0,88 \quad (256)$$

$$\varepsilon_{poA} = 0,95 \quad (257)$$

$$\beta_{oA} = 1,84 \quad (258)$$

$$\sigma_{cA}^* = \frac{\sigma_c \cdot \varepsilon_{moA} \cdot \varepsilon_{poA}}{\beta_{oA}} = \frac{528,9 \text{ MPa} \cdot 0,88 \cdot 0,95}{1,84} = 240,305 \text{ MPa} \quad (259)$$

A použijeme vztah pro výpočet bezpečnosti proti únavovému lomu v ohybu:

$$k_{cA} = k_{c\sigma A} = \frac{\sigma_{cA}^*}{\sigma_{aA} + 0,15 \cdot \sigma_{mA}} = \frac{240,305 \text{ MPa}}{22,927 \text{ MPa} + 0,15 \cdot 0} = 10,481 \quad (260)$$

Minimální doporučená velikost bezpečnosti je $k_c = 1,7$, takže A vyhovuje.

5.5.5.b. KONTROLA V MÍSTĚ B

V místě B má hřídel průřez S_{II} ve tvaru rovnobokého drážkování s dutinou, který byl kontrolován v kapitole 5.5.4.b. Na hřídel tentokrát působí jak střídavý ohyb, tak míjivý krut. Jako vstupní hodnoty vezmeme maximální hodnoty momentů z úseku drážkování. Výpočet bude opět podrobnější, protože postup v 5.5.5.a neobsahuje všechny kroky, které teď použijeme.

Zatížení a průřezové charakteristiky:

$$M_{oB} = 87,196 \text{ Nm} \quad (261)$$

$$M_{kB} = 52,145 \text{ Nm} \quad (262)$$

$$W_{oB} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(23 \text{ mm})^4 - (8 \text{ mm})^4}{20 \text{ mm}} = 1177,009 \text{ mm}^3 \quad (263)$$

$$W_{kB} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{(23 \text{ mm})^4 - (8 \text{ mm})^4}{20 \text{ mm}} = 2354,018 \text{ mm}^3 \quad (264)$$

Napětí:

$$\sigma_{aB} = \frac{M_{oB}}{W_{oB}} = \frac{87196 \text{ Nmm}}{1177,009 \text{ mm}^3} = 74,082 \text{ MPa} \quad (265)$$

$$\sigma_{mB} = 0 \quad (266)$$

$$\tau_{aB} = \frac{M_{kB}}{2 \cdot W_{kB}} = \frac{52145 \text{ Nmm}}{2 \cdot 2354,018 \text{ mm}^3} = 11,076 \text{ MPa} \quad (267)$$

$$\tau_{mB} = \tau_{aB} = 11,076 \text{ MPa} \quad (268)$$

Snížení mezi únavy, hodnoty mezi únavy (254), (255):

$$\varepsilon_{moB} = 0,85 \quad (269)$$

$$\varepsilon_{poB} = 0,95 \quad (270)$$

$$\beta_{oB} = 1,75 \quad (271)$$

$$\sigma_{cB}^* = \frac{\sigma_c \cdot \varepsilon_{moB} \cdot \varepsilon_{poB}}{\beta_{oB}} = \frac{528,9 \text{ MPa} \cdot 0,85 \cdot 0,95}{1,75} = 244,050 \text{ MPa} \quad (272)$$

$$\varepsilon_{mkB} = 0,87 \quad (273)$$

$$\varepsilon_{pkB} = 0,975 \quad (274)$$

$$\beta_{kB} = 2,8 \quad (275)$$

$$\tau_{cB}^* = \frac{\tau_c \cdot \varepsilon_{mkB} \cdot \varepsilon_{pkB}}{\beta_{kB}} = \frac{610,08 \text{ MPa} \cdot 0,87 \cdot 0,975}{2,8} = 184,822 \text{ MPa} \quad (276)$$

Bezpečnosti:

$$k_{c\sigma B} = \frac{\sigma_{cB}^*}{\sigma_{aB} + 0,15 \cdot \sigma_{mB}} = \frac{244,050 \text{ MPa}}{74,082 \text{ MPa} + 0,15 \cdot 0} = 3,294 \quad (277)$$

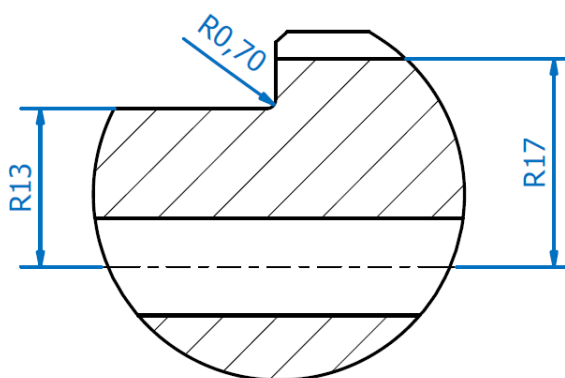
$$k_{c\tau B} = \frac{\tau_{cB}^*}{\tau_{aB} + 0,1 \cdot \tau_{mB}} = \frac{184,822 \text{ MPa}}{11,076 \text{ MPa} + 0,1 \cdot 11,076 \text{ MPa}} = 15,170 \quad (278)$$

$$k_{cB} = \frac{k_{c\sigma} \cdot k_{c\tau}}{\sqrt{k_{c\sigma}^2 \cdot k_{c\tau}^2}} = \frac{3,294 \cdot 15,170}{\sqrt{3,294^2 + 15,170^2}} = 3,219 \quad (279)$$

Průřez B také vyhovuje minimální dynamické bezpečnosti.

5.5.5.c. KONTROLA V MÍSTĚ C

Situace je stejná jako byla v místě B, působí zde kombinovaně střídavý ohyb a míjivý krut. Pro kontrolu využijeme identický postup jako jsme použili pro B, změní se pouze vstupní hodnoty. Průřezové charakteristiky vypočteme pro průřez vlevo od zaoblení.



Obr. 5.24 – Detail v místě C

Zatížení a průřezové charakteristiky:

$$M_{oC} = 53,657 \text{ Nm} \quad (280)$$

$$Mk_C = 52,145 \text{ Nm} \quad (281)$$

$$W_{oC} = 1710,053 \text{ mm}^3 \quad (282)$$

$$W_{kC} = 2354,018 \text{ mm}^3 \quad (283)$$

Napětí:

$$\sigma_{aC} = 31,377 \text{ MPa} \quad (284)$$

$$\sigma_{mC} = 0 \quad (285)$$

$$\tau_{aC} = 7,623 \text{ MPa} \quad (286)$$

$$\tau_{mC} = 7,623 \text{ MPa} \quad (287)$$

Snížení mezí únavy, hodnoty mezí únavy (254), (255):

$$\epsilon_{moC} = 0,8 \quad (288)$$

$$\epsilon_{poC} = 0,95 \quad (289)$$

$$\beta_{oC} = 2,124 \quad (290)$$

$$\sigma_{cC}^* = 189,271 \text{ MPa} \quad (291)$$

$$\varepsilon_{mkC} = 0,85 \quad (292)$$

$$\varepsilon_{pkC} = 0,975 \quad (293)$$

$$\beta_{kC} = 1,584 \quad (294)$$

$$\tau_{cC}^* = 319,194 \text{ MPa} \quad (295)$$

Bezpečnosti:

$$k_{c\sigma C} = 6,032 \quad (296)$$

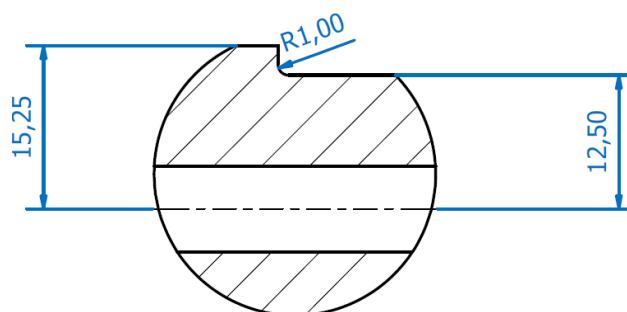
$$k_{c\tau C} = 38,064 \quad (297)$$

$$k_{cC} = 5,958 \quad (298)$$

Průřez C také vyhovuje minimální dynamické bezpečnosti.

5.5.5.d. KONTROLA V MÍSTĚ D

Opět použijeme stejný postup jako při kontrole B a C. Působí tu i stejná kombinace zatížení jako u zmíněných dvou. Pro výpočet průřezových charakteristik použijeme průřez vpravo od zaoblení podle obrázku.



Obr. 5.25 – Detail v místě D

Zatížení a průřezové charakteristiky:

$$M_{oD} = 30,349 \text{ Nm} \quad (299)$$

$$Mk_D = 52,145 \text{ Nm} \quad (300)$$

$$W_{oD} = 1517,896 \text{ mm}^3 \quad (301)$$

$$W_{kD} = 3035,792 \text{ mm}^3 \quad (302)$$

Napětí:

$$\sigma_{aD} = 19,99 \text{ MPa} \quad (303)$$

$$\sigma_{mD} = 0 \quad (304)$$

$$\tau_{aD} = 8,588 \text{ MPa} \quad (305)$$

$$\tau_{mD} = 8,588 \text{ MPa} \quad (306)$$

Snížení mezí únavy, hodnoty mezí únavy (254), (255):

$$\varepsilon_{moD} = 0,8 \quad (307)$$

$$\varepsilon_{poD} = 0,95 \quad (308)$$

$$\beta_{oD} = 2,15 \quad (309)$$

$$\sigma_{cD}^* = 212,539 \text{ MPa} \quad (310)$$

$$\varepsilon_{mkD} = 0,85 \quad (311)$$

$$\varepsilon_{pkD} = 0,975 \quad (312)$$

$$\beta_{kD} = 1,45 \quad (313)$$

$$\tau_{cD}^* = 380,582 \text{ MPa} \quad (314)$$

Bezpečnosti:

$$k_{c\sigma D} = 10,630 \quad (315)$$

$$k_{c\tau D} = 40,285 \quad (316)$$

$$k_{cD} = 10,278 \quad (317)$$

Průřez D také vyhovuje minimální dynamické bezpečnosti.

5.5.5.e. KONTROLA V MÍSTĚ E

V místě E je průřez S_{III} zmíněný v 5.5.4.c. Působí zde střídavý ohyb a míjivý krut.

Zatížení a průřezové charakteristiky:

$$M_{oE} = 7,957 \text{ Nm} \quad (318)$$

$$Mk_E = 52,145 \text{ Nm} \quad (319)$$

$$W_{oE} = 1027,087 \text{ mm}^3 \quad (320)$$

$$W_{kE} = 2054,173 \text{ mm}^3 \quad (321)$$

Napětí:

$$\sigma_{aE} = 7,747 \text{ MPa} \quad (322)$$

$$\sigma_{mE} = 0 \quad (323)$$

$$\tau_{aE} = 12,692 \text{ MPa} \quad (324)$$

$$\tau_{mE} = 12,692 \text{ MPa} \quad (325)$$

Snížení mezí únavy, hodnoty mezí únavy (254), (255):

$$\varepsilon_{moE} = 0,8 \quad (326)$$

$$\varepsilon_{poE} = 0,95 \quad (327)$$

$$\beta_{oE} = 1,75 \quad (328)$$

$$\sigma_{cE}^* = 229,694 \text{ MPa} \quad (329)$$

$$\varepsilon_{mkE} = 0,85 \quad (330)$$

$$\varepsilon_{pkE} = 0,975 \quad (331)$$

$$\beta_{kE} = 1,6 \quad (332)$$

$$\tau_{cE}^* = 316,002 \text{ MPa} \quad (333)$$

Bezpečnosti:

$$k_{c\sigma E} = 29,648 \quad (334)$$

$$k_{ctE} = 22,633 \quad (335)$$

$$k_{cE} = 17,990 \quad (336)$$

Průřez E také vyhovuje minimální dynamické bezpečnosti.

5.5.5.f. VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ BEZPEČNOSTI PŘI DYNAMICKÉM NAMÁHÁNÍ

$$k_{cA}, k_{cB}, k_{cC}, k_{cD}, k_{cE} > 1,7 \quad \checkmark$$

Hřídel vyhovuje minimální dynamické bezpečnosti. V některých částech je předimenzovaná, průměry bychom mohli zmenšit, ale to by vytvořilo zvláštní tvar hřídele, protože by vznikly větší „schody“ mezi jednotlivými stupni hřídele, to by mohlo mít na dynamickou bezpečnost negativní vliv. Drážkování hřídele je navrženo správně, dynamická bezpečnost na něm dosahuje hodnoty $k_{cB} = 3,219$, což je hodnota vyhovující a nepředimenzovaná.

5.5.6. CELKOVÉ VYHODNOCENÍ NÁVRHU HŘÍDELE

Statické i dynamické bezpečnosti hřídele vycházejí větší než doporučené, z toho vyplývá, že návrh je přijatelný. Některé hodnoty bezpečností jsou příliš vysoké, to plyne z toho, že musíme použít stejný materiál jako materiál hnacího ozubeného kola 1. stupně, protože je součástí hřídele. Na druhou stranu, dynamické bezpečnosti v B a C nabývají hodnot $k_{cB} = 2,958$, $k_{cC} = 5,473$, což jsou vyhovující hodnoty, ale nejsou zbytečně vysoké.

5.6. NÁVRH A KONTROLA VÝSTUPNÍ HŘÍDELE

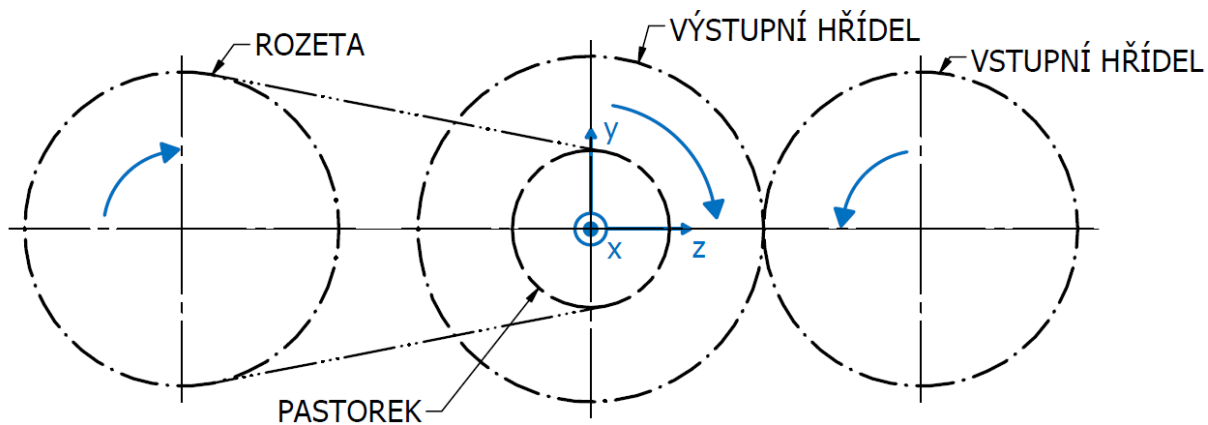
5.6.1. VSTUPNÍ HODNOTY, MATERIÁL A SCHÉMATA

Návrh výstupní hřídele byl stejně jako u vstupní hřídele proveden předem v CAD softwaru. Materiál hřídele volíme 15 230.70. Hřídel obsahuje evolventní a rovnoboké drážkování. Z jedné strany hřídele je dutina, která slouží k mazání posuvných kol převodovky.

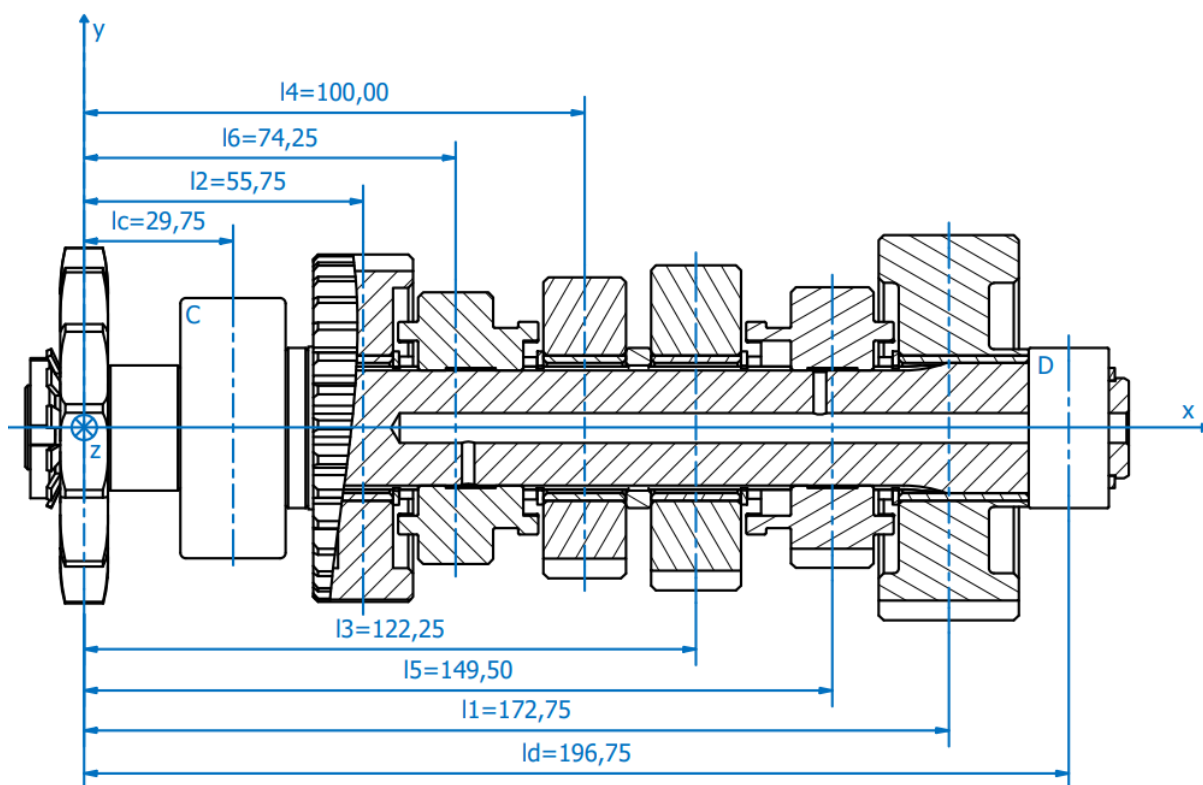


Obr. 5.26 – Výstupní hřídel

Výstupní hřídel je vodorovně zarovnaná s osou vstupní hřídele i rozety. Výkon se na hřídel dostane ozubením mezi vstupní a výstupní hřídelí a pokračuje na rozetu řetězovým převodem.

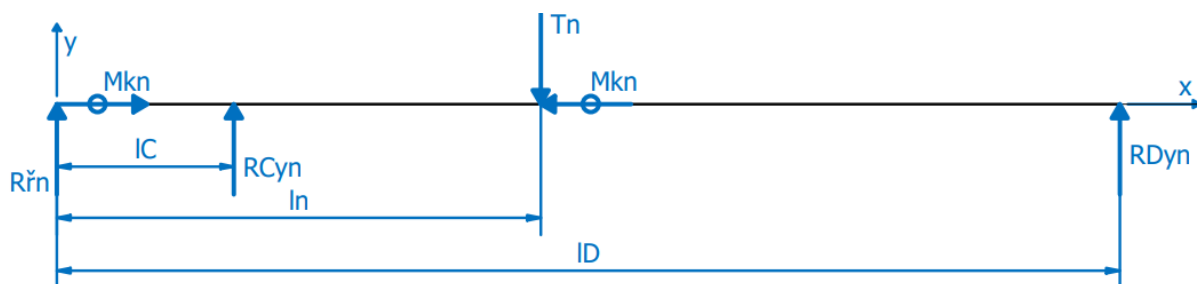


Obr. 5.27 – Umístění výstupní hřídele

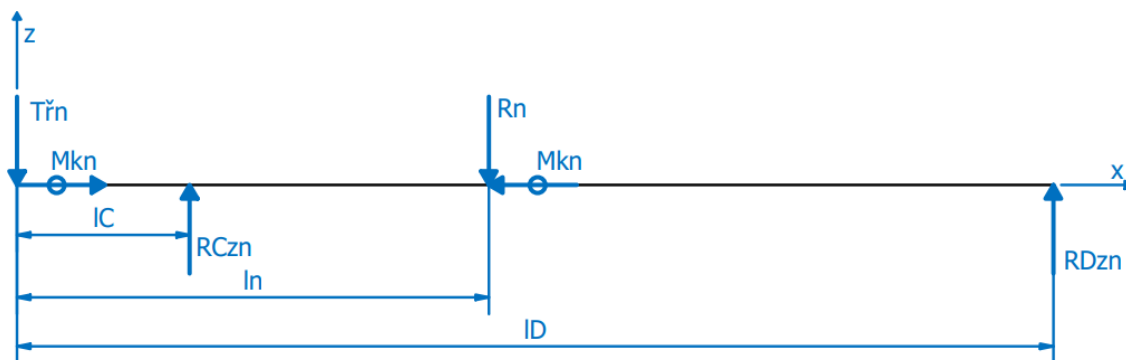


Obr. 5.28 – Schéma poloh ložisek a kol na výstupní hřídeli

Podle obrázků (Obr. 5.27, Obr. 5.28) sestojíme schéma zatížení působícího na hřídel ve směru osy y a z . Využíváme stejných předpokladů jako v kapitole 5.5.1, písmeno n opět poukazuje na to, jaký převodový stupeň je právě zařazen.



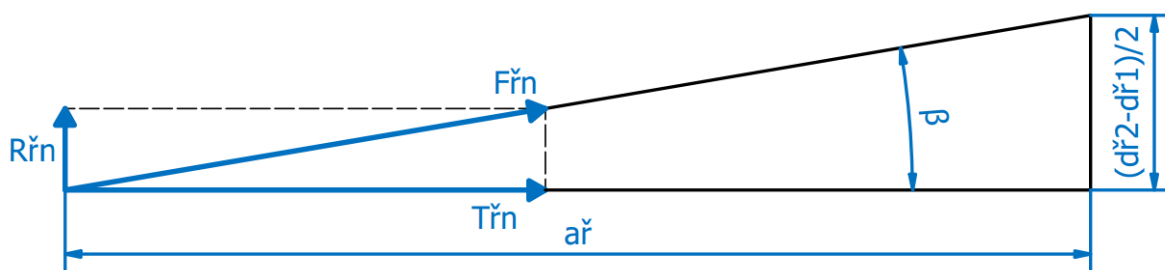
Obr. 5.29 – Silové účinky na výstupní hřídeli ve směru osy y



Obr. 5.30 – Silové účinky na výstupní hřídeli ve směru osy z

5.6.2. VÝPOČET REAKCÍ V PODPORÁCH

Rovnice rovnováhy pro získání velikosti reakcí v podporách C a D sestojíme podle obrázků (Obr. 5.29 a Obr. 5.30). R_{rn} a T_{rn} jsou síly způsobené řetězovým převodem. K vypočtení těchto sil, použijeme parametry řetězového převodu z kapitoly 5.3.3 a následující obrázek (Obr. 5.31).



Obr. 5.31 – Síly od řetězového převodu

Osovou vzdálenost a_f odhadneme na 500 mm, d_{f1} a d_{f2} získáme pomocí vztahu (337):

$$d_f = \frac{p}{\sin(180^\circ/z)} \quad (337)$$

$$d_{f1} = 66,335 \text{ mm} \quad (338)$$

$$d_{f2} = 283,126 \text{ mm} \quad (339)$$

Pomocí vztahu (340) určíme úhel β :

$$\beta = \arctg\left(\frac{d_{f2} - d_{f1}}{2 \cdot a_f}\right) = \arctg\left(\frac{283,126 \text{ mm} - 66,335 \text{ mm}}{2 \cdot 500 \text{ mm}}\right) = 12,23^\circ \quad (340)$$

Síly F_{rn} , R_{rn} , T_{rn} získáme konečně pomocí následujících vztahů:

$$F_{rn} = \frac{2 \cdot M_{kn}}{d_{f1}} \quad (341)$$

$$R_{rn} = F_{rn} \cdot \sin \beta \quad (342)$$

$$T_{rn} = F_{rn} \cdot \cos \beta \quad (343)$$

Velikosti sil $F_{\dot{r}_n}$, $R_{\dot{r}_n}$, $T_{\dot{r}_n}$ jsou vypsány v následující tabulce:

$n[-]$	$M_{kn}[Nm]$	$F_{\dot{r}_n}[N]$	$R_{\dot{r}_n}[N]$	$T_{\dot{r}_n}[N]$
1	107,358	3236,835	685,786	3163,352
2	76,976	2320,833	491,713	2268,145
3	65,748	1982,310	419,991	1937,308
4	56,317	1697,951	359,744	1659,404
5	48,283	1455,719	308,422	1422,672
6	44,696	1347,580	285,511	1316,987

Tabulka 5.26 – Síly od řetězového převodu

Nyní lze sestavit rovnice rovnováhy:

$$R_{\dot{r}_n} + R_{Cyn} - T_n + R_{Dyn} = 0 \quad (344)$$

$$-T_{\dot{r}_n} + R_{Czn} - R_n + R_{Dzn} = 0 \quad (345)$$

$$R_{\dot{r}_n} \cdot l_C + T_n \cdot (l_n - l_C) - R_{Dyn} \cdot (l_D - l_C) = 0 \quad (346)$$

$$-T_{\dot{r}_n} \cdot l_C + R_n \cdot (l_n - l_C) - R_{Dzn} \cdot (l_D - l_C) = 0 \quad (347)$$

Upravené rovnice rovnováhy pro výpočet neznámých:

$$R_{Dyn} = \frac{R_{\dot{r}_n} \cdot l_C + T_n \cdot (l_n - l_C)}{(l_D - l_C)} \quad (348)$$

$$R_{Dzn} = \frac{-T_{\dot{r}_n} \cdot l_C + R_n \cdot (l_n - l_C)}{(l_D - l_C)} \quad (349)$$

$$R_{Cyn} = -R_{\dot{r}_n} + T_n - R_{Dyn} \quad (350)$$

$$R_{Czn} = T_{\dot{r}_n} + R_n - R_{Dzn} \quad (351)$$

Do rovnic dosadíme hodnoty z tabulek 5.25 a 5.26. Hodnoty velikosti reakcí jsou k vidění v následující tabulce:

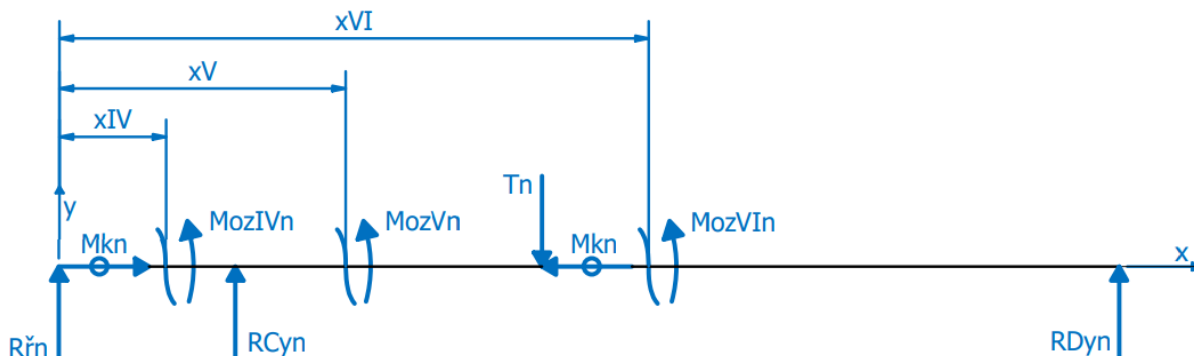
$n[-]$	$R_{Cyn}[N]$	$R_{Dyn}[N]$	$R_{Czn}[N]$	$R_{Dzn}[N]$
1	-389,163	2617,467	3938,254	695,883
2	1412,443	454,869	3677,467	-218,687
3	466,059	1267,843	2767,391	257,018
4	724,182	897,655	2534,435	125,102
5	155,761	1370,614	1938,123	410,598
6	961,444	522,314	2206,628	3,336

Tabulka 5.27 – Reakce na výstupní hřídeli

5.6.3. URČENÍ OHYBOVÉHO, KROUTÍČÍHO A REDUKOVANÉHO MOMENTU

5.6.3.a. OHYBOVÝ MOMENT

Hřídel rozdělíme na 3 intervaly: $x_{IV} \in \langle 0; l_C \rangle$, $x_V \in \langle l_C; l_n \rangle$, $x_{VI} \in \langle l_n; l_D \rangle$ a metodou myšleného řezu určíme ohybový moment kolem os z a y .

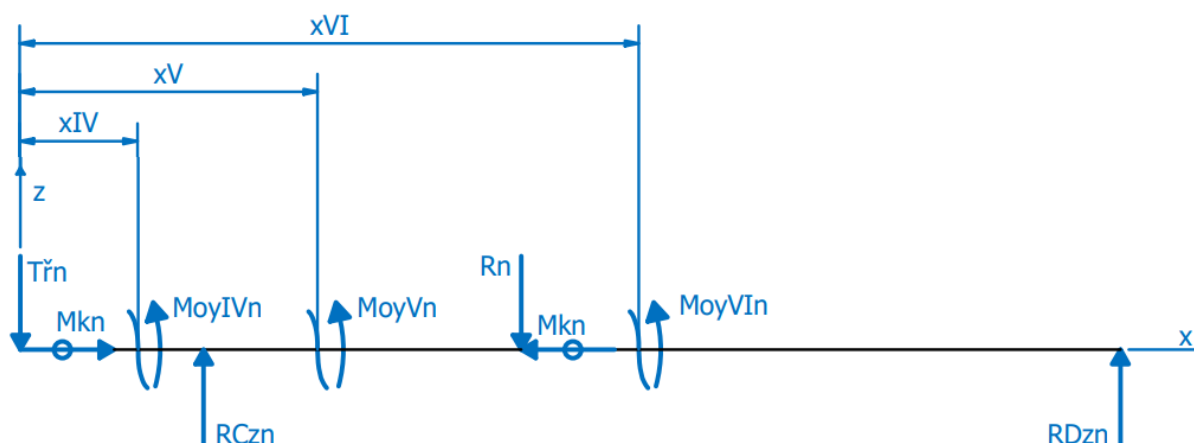


Obr. 5.32 – Myšlený řez pro ohybový moment kolem osy z výstupní hřídele

$$M_{ozIVn} = R_{rn} \cdot x_{IV} \quad (352)$$

$$M_{ozVn} = R_{rn} \cdot x_V + R_{Cyn} \cdot (x_V - l_C) \quad (353)$$

$$M_{ozVI n} = R_{rn} \cdot x_{VI} + R_{Cyn} \cdot (x_{VI} - l_C) - T_n \cdot (x_{VI} - l_B) \quad (354)$$



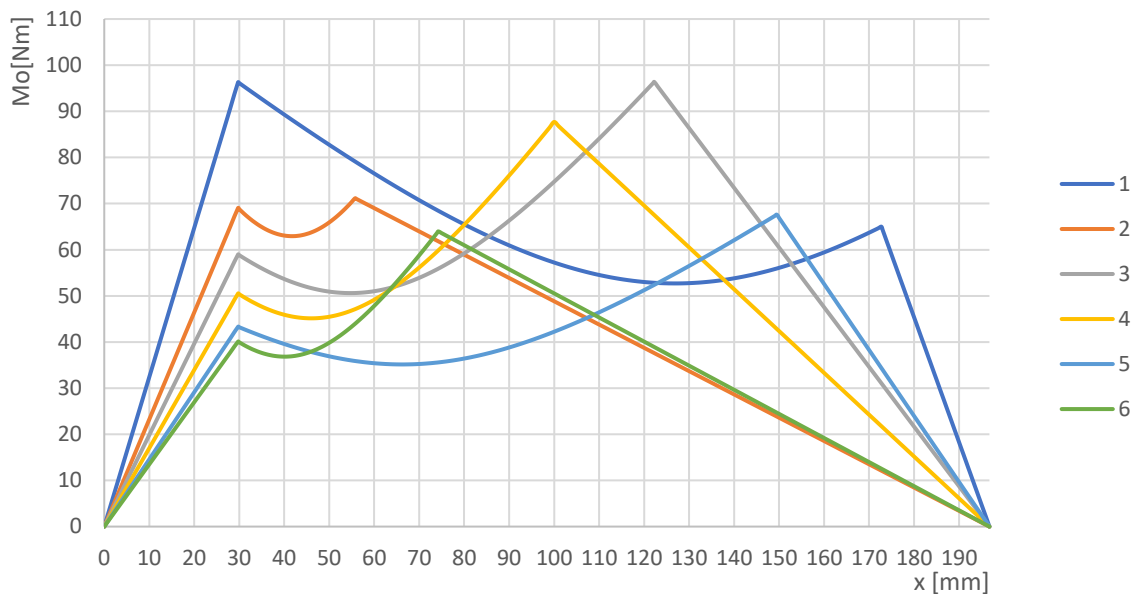
Obr. 5.33 – Myšlený řez pro ohybový moment kolem osy y výstupní hřídele

$$M_{oyIVn} = -T_{rn} \cdot x_{IV} \quad (355)$$

$$M_{oyVn} = -T_{rn} \cdot x_V + R_{Czn} \cdot (x_V - l_C) \quad (356)$$

$$M_{oyVI n} = -T_{rn} \cdot x_{VI} + R_{Czn} \cdot (x_{VI} - l_C) - R_n \cdot (x_{VI} - l_B) \quad (357)$$

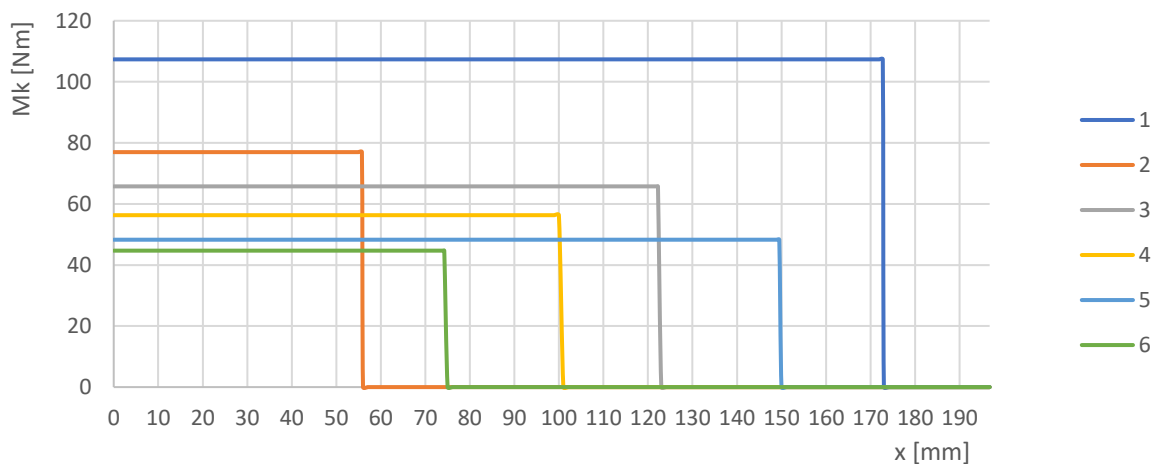
Pomocí Pythagorovy věty (213) určíme celkový ohybový moment a vytvoříme graf jeho hodnot:



Graf 5.5 – Ohybový moment na výstupní hřídeli

5.6.3.b. KROUTÍCÍ MOMENT

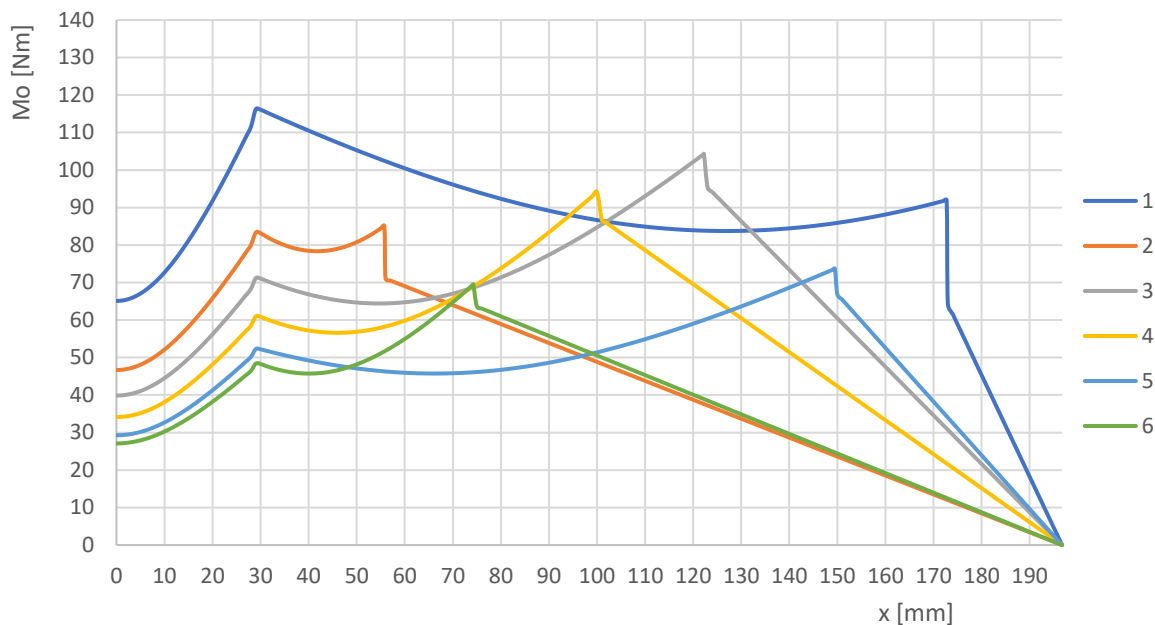
Kroutící moment na výstupní hřídeli má na rozdíl od kroutícího momentu na vstupní proměnlivou hodnotu. Nejvyšší hodnotu kroutícího momentu působící na hřídel nalezneme při zařazeném 1. stupni, a naopak nejnižší při zařazeném 6. stupni.



Graf 5.6 – Kroutící moment na výstupní hřídeli

5.6.3.c. REDUKOVANÝ OHYBOVÝ MOMENT

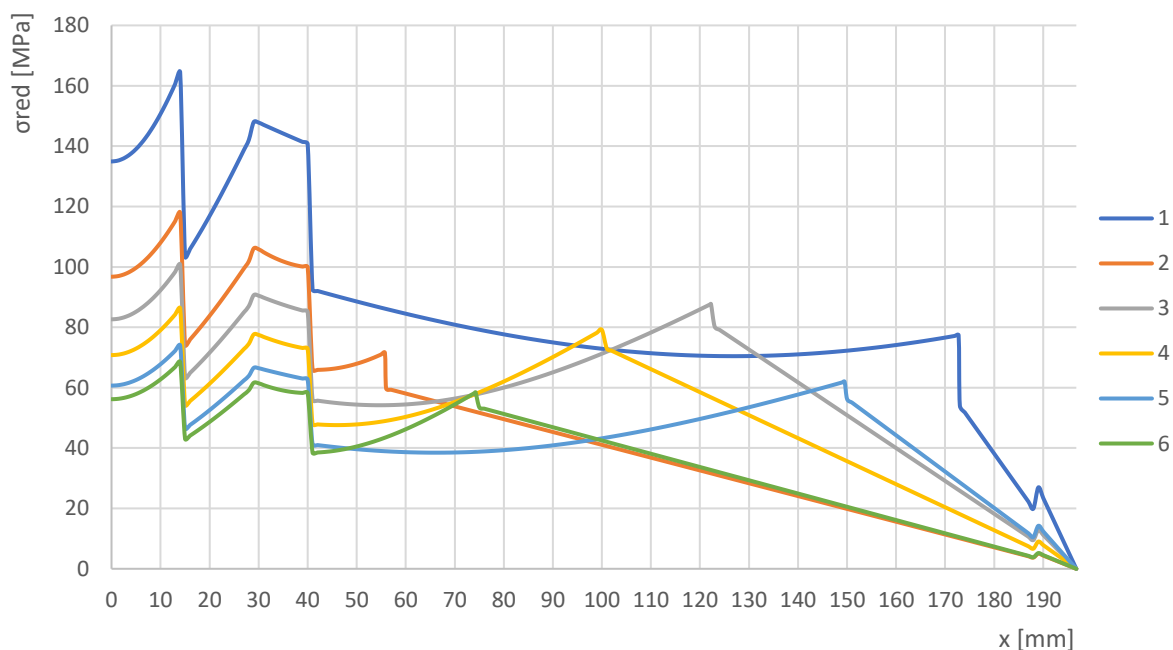
Opět pomocí hypotézy HMH určíme redukováný ohybový moment působící na výstupní hřídel a hodnoty vyneseme do grafu.



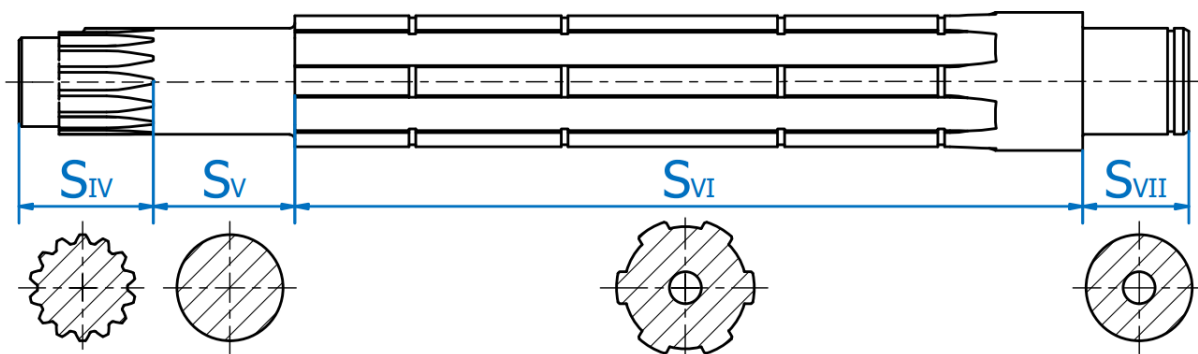
Graf 5.7 – Redukovaný ohybový moment na výstupní hřídeli

5.6.4. BEZPEČNOST VÝSTUPNÍ HŘÍDELE PŘI STATICKÉM NAMÁHÁNÍ

Stejně jako u vstupní hřídele je potřeba i u výstupní hřídel zkontrolovat hodnoty bezpečností při statickém a dynamickém namáhání. Začnu opět statickým. Postupovat budu stejně jako u vstupní hřídele. Rozdělím hřídel na několik částí podle počtu kritických průřezů. Zjistím, jaký největší redukovaný ohybový moment zatěžuje daný průřez a zjistím jeho bezpečnost proti tomuto zatížení. Hřídel tentokrát rozdělím na 4 části, protože budu kontrolovat 4 kritické průřezy, které označím S_{IV} , S_V , S_{VI} a S_{VII} , polohu těchto průřezů lze vidět na následujícím obrázku (Obr. 5.34).



Graf 5.8 – Redukované napětí na výstupní hřídeli



Obr. 5.34 – Kritické průřezy a jejich poloha pro statickou kontrolu výstupní hřídele

Před kontrolou je nutné zjistit mez pevnosti, mez kluzu a dovolené napětí v ohybu a dovolené otláčení.

MATERIÁL	15 230.7
R_m [MPa]	980
R_e [MPa]	835

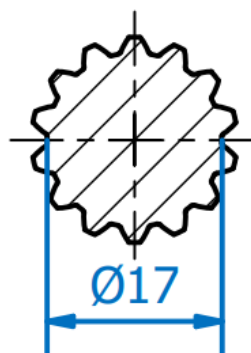
Tabulka 5.28 – Mez pevnosti a kluzu pro ocel 15 230.7

Pro střídavý ohyb slitinové oceli je dovolené napětí v ohybu:

$$\sigma_{Do} = c_{III} \cdot R_e = 0,45 \cdot 835 \text{ MPa} = 375,75 \text{ MPa} \quad (358)$$

5.6.4.a. KONTROLA PRŮŘEZU S_{IV}

Průřez S_{IV} je plný průřez s evolventním drážkováním, kontrolu provedeme stejně jako v kapitole 5.5.4.c. Průřez zjednodušíme na kruh o průměru patní kružnice evolventního ozubení. Maximální redukovaný ohybový moment na průřezu je způsoben 1. převodovým stupněm.



Obr. 5.35 – Průřez S_{IV}

$$M_{ored_{IV}} = 79,304 \text{ Nm} \quad (359)$$

$$W_{o_{IV}} = 482,333 \text{ mm}^3 \quad (360)$$

$$\sigma_{red_{IV}} = 164,419 \text{ MPa} \quad (361)$$

$$k_{s_{IV}} = 2,285 \quad (362)$$

Průřez S_{III} nevyhovuje doporučené bezpečnosti $k_s = 2,5$, ale hodnota $k_{s_{IV}} = 2,285$ je hodnota přijatelná, jelikož je stále větší než 2.

Nyní opět zkontrolujeme drážkování proti otláčení, tentokrát evolventní $20 \times 1,25 \times 9g$ podle ČSN 01 4952. Hodnota dovoleného otláčení zůstává stejná, protože jak ocel 14 220.4 i 15 230.7 jsou slitinové oceli. Největší otláčení vzniká při 1. převodovém stupni.

$$p_D = 260 \text{ MPa} \quad (363)$$

$$M_k = 107,358 \text{ Nm} \quad (364)$$

$$D_s = 18,5 \text{ mm} \quad (365)$$

$$l = 9,5 \text{ mm} \quad (366)$$

$$h = 1,5 \text{ mm} \quad (367)$$

$$K = 0,5 \quad (368)$$

$$i = 14 \quad (369)$$

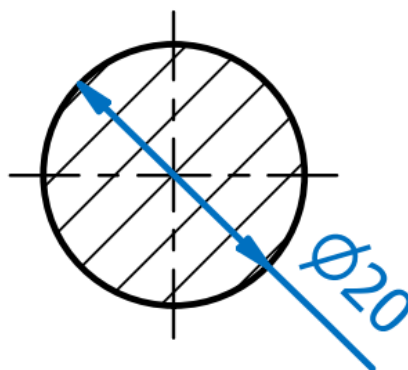
$$p = 116,353 \text{ MPa} \quad (370)$$

$$k = 2,235 \quad (371)$$

Evolventní drážkování vyhovuje.

5.6.4.b. KONTROLA PRŮŘEZU S_V

Průřez S_V je průřez kruhový, maximální redukovaný ohybový moment je způsoben 1. převodovým stupněm.



Obr. 5.36 – Průřez S_V

$$M_{ored_V} = 116,226 \text{ Nm} \quad (372)$$

$$W_{oV} = 785,398 \text{ mm}^3 \quad (373)$$

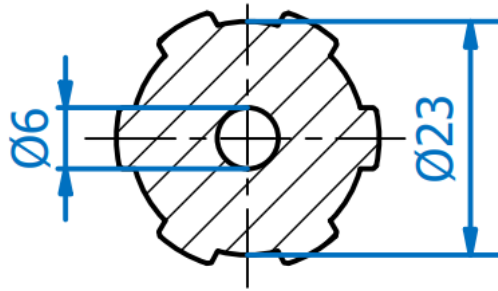
$$\sigma_{red_V} = 147,984 \text{ MPa} \quad (374)$$

$$k_{sV} = 2,539 \quad (375)$$

Průřez S_V vyhovuje doporučené bezpečnosti.

5.6.4.c. KONTROLA PRŮŘEZU S_{VI}

Průřez S_{VI} má profil drážkování s dutinou. Profil zjednodušíme na mezikružší, kde bude vnitřním průměrem průměr díry a vnějším průměrem menší průměr drážkování. Maximální redukovaný ohybový moment je způsoben 1. převodovým stupněm.



Obr. 5.37 – Průřez S_{VI}

$$M_{ored_{VI}} = 110,499 \text{ Nm} \quad (376)$$

$$W_{o_{VI}} = 1188,960 \text{ mm}^3 \quad (377)$$

$$\sigma_{red_{VI}} = 92,937 \text{ MPa} \quad (378)$$

$$k_{s_{VI}} = 4,043 \quad (379)$$

Průřez S_{VI} vyhovuje doporučené bezpečnosti. Nyní zkontrolujeme bezpečnost drážkování $6 \times 23f7 \times 26a11 \times 6d10$ podle ČSN 01 4942 proti otačení. Největší otačení vzniká při 2. převodovém stupni.

$$p_D = 260 \text{ MPa} \quad (380)$$

$$M_k = 76,976 \text{ Nm} \quad (381)$$

$$D_s = 24,5 \text{ mm} \quad (382)$$

$$l = 20 \text{ mm} \quad (383)$$

$$h = 1,25 \text{ mm} \quad (384)$$

$$K = 0,75 \quad (385)$$

$$i = 6 \quad (386)$$

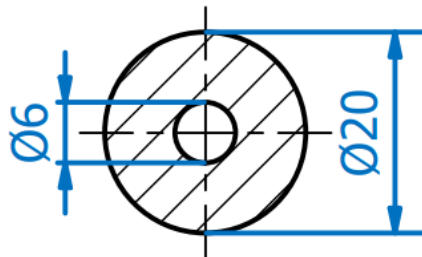
$$p = 55,856 \text{ MPa} \quad (387)$$

$$k = 4,655 \quad (388)$$

Rovnoboké drážkování vyhovuje.

5.6.4.d. KONTROLA PRŮŘEZU S_{VII}

Průřez S_{VII} má tvar mezikruží. Největší redukovaný ohybový moment způsobuje 1. převodový stupeň.



Obr. 5.38 – Průřez S_{VII}

$$M_{oredVII} = 23,698 \text{ Nm} \quad (389)$$

$$W_{oVII} = 779,036 \text{ mm}^3 \quad (390)$$

$$\sigma_{redVII} = 30,420 \text{ MPa} \quad (391)$$

$$k_{sVII} = 12,352 \quad (392)$$

Průřez S_{VII} vyhovuje doporučené bezpečnosti.

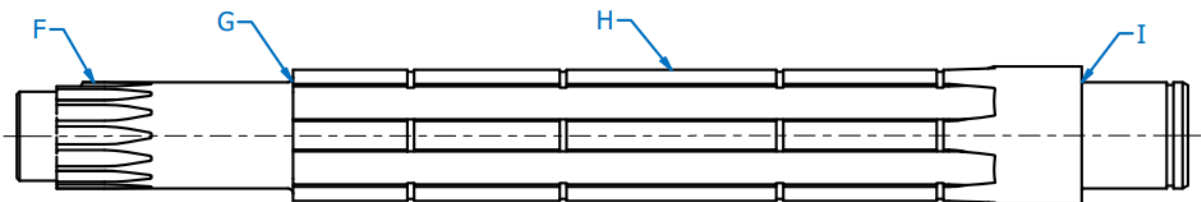
5.6.4.e. VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ BEZPEČNOSTI PŘI STATICKÉM NAMÁHÁNÍ

$$k_{sIV} > 2, k_{sV}, k_{sVI}, k_{sVII} > 2,5 \checkmark$$

Bezpečnost $k_{sIV} = 2,285$ nedosáhla doporučené hodnoty $k_s = 2,5$ pro kalené oceli, ale jelikož hodnota stále přesahuje 2, návrh uznáme jako správný. Ve výpočtu jsem použil hodnotu maximálního možného zatížení, které v tomto případě bylo vyvoláno 1. převodovým stupněm. Ten ale s velkou pravděpodobností nebude při závodní jízdě tak často využíván, jako stupně ostatní. Zbylé bezpečnosti při statickém namáhání doporučené hodnoty dosáhly. Průřez S_{VII} se jeví jako předimenzovaný, ale vnější průměr 20 mm je zde nutný, kvůli uložení ložiska, které splní požadovanou životnost.

5.6.5. BEZPEČNOST VÝSTUPNÍ HŘÍDELE PŘI DYNAMICKÉM NAMÁHÁNÍ

Výstupní hřídel je stejně jako vstupní namáhána dynamicky. To může u některých průřezů a ostrých hran vést k tvorbě únavového lomu. Proto je hřídel nutné zkontrolovat a zjistit hodnotu bezpečnosti proti tvorbě únavového lomu při dynamickém namáhání. Kritická místa na hřídeli jsou vyznačena na následujícím obrázku.



Obr. 5.39 – Kritické průřezy pro dynamické namáhání výstupní hřídele

Meze únavy pro ocel 15 230.7 vypočteme:

$$\sigma_c = 0,43 \cdot R_m = 0,43 \cdot 980 \text{ MPa} = 421,4 \text{ MPa} \quad (393)$$

$$\tau_c = 0,496 \cdot R_m = 0,496 \cdot 980 \text{ MPa} = 486,08 \text{ MPa} \quad (394)$$

5.6.5.a. KONTROLA V MÍSTĚ F

V místě F je evolventní drážkování, průřez lze vidět na obrázku (Obr. 5.35). Působí zde střídavý ohyb a míjivý krut od 1. převodového stupně.

Zatížení a průřezové charakteristiky:

$$M_{oF} = 45,316 \text{ Nm} \quad (395)$$

$$Mk_F = 107,358 \text{ Nm} \quad (396)$$

$$W_{oF} = 482,333 \text{ mm}^3 \quad (397)$$

$$W_{kF} = 964,665 \text{ mm}^3 \quad (398)$$

Napětí:

$$\sigma_{aF} = 93,95 \text{ MPa} \quad (399)$$

$$\sigma_{mF} = 0 \quad (400)$$

$$\tau_{aF} = 55,645 \text{ MPa} \quad (401)$$

$$\tau_{mF} = 55,645 \text{ MPa} \quad (402)$$

Snížení mezi únavy, hodnoty mezí únavy (403), (404):

$$\varepsilon_{moF} = 0,9 \quad (405)$$

$$\varepsilon_{poF} = 0,95 \quad (406)$$

$$\beta_{oF} = 1,72 \quad (407)$$

$$\sigma_{cF}^* = 209,475 \text{ MPa} \quad (408)$$

$$\varepsilon_{mkF} = 0,9 \quad (409)$$

$$\varepsilon_{pkF} = 0,975 \quad (410)$$

$$\beta_{kF} = 1,58 \quad (411)$$

$$\tau_{cF}^* = 269,959 \text{ MPa} \quad (412)$$

Bezpečnosti:

$$k_{c\sigma F} = 2,230 \quad (413)$$

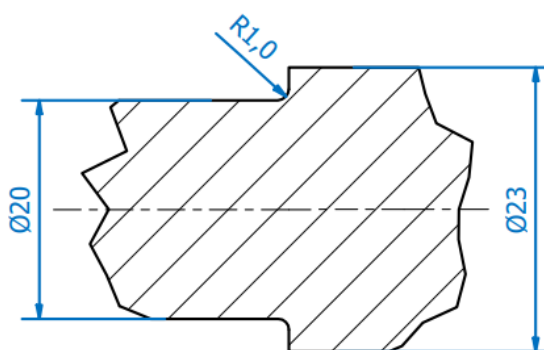
$$k_{c\tau F} = 4,410 \quad (414)$$

$$k_{cF} = 1,990 \quad (415)$$

Průřez F také vyhovuje minimální dynamické bezpečnosti.

5.6.5.b. KONTROLA V MÍSTĚ G

V místě G je přechod mezi stupni hřídele s rádiusem, působí zde střídavý ohyb a mĕjivý krut od 1. převodového stupně.



Obr. 5.40 – Detail v místě G

Zatížení a průřezové charakteristiky:

$$M_{oG} = 89,299 \text{ Nm} \quad (416)$$

$$Mk_G = 107,358 \text{ Nm} \quad (417)$$

$$W_{oG} = 785,398 \text{ mm}^3 \quad (418)$$

$$W_{kG} = 1570,796 \text{ mm}^3 \quad (419)$$

Napětí:

$$\sigma_{aG} = 113,7 \text{ MPa} \quad (420)$$

$$\sigma_{mG} = 0 \quad (421)$$

$$\tau_{aG} = 34,173 \text{ MPa} \quad (422)$$

$$\tau_{mG} = 34,173 \text{ MPa} \quad (423)$$

Snížení mezi únavy, hodnoty mezi únavy (424), (425):

$$\varepsilon_{moG} = 0,85 \quad (426)$$

$$\varepsilon_{poG} = 0,95 \quad (427)$$

$$\beta_{oG} = 1,675 \quad (428)$$

$$\sigma_{cG}^* = 203,153 \text{ MPa} \quad (429)$$

$$\varepsilon_{mkG} = 0,9 \quad (430)$$

$$\varepsilon_{pkG} = 0,975 \quad (431)$$

$$\beta_{kG} = 1,48 \quad (432)$$

$$\tau_{cG}^* = 288,199 \text{ MPa} \quad (433)$$

Bezpečnosti:

$$k_{c\sigma G} = 1,787 \quad (434)$$

$$k_{c\tau G} = 7,667 \quad (435)$$

$$k_{cG} = 1,740 \quad (436)$$

Místo G také vyhovuje minimální dynamické bezpečnosti.

5.6.5.c. KONTROLA V MÍSTĚ H

V místě H je rovnoboké drážkování s dírou, průřez S_{VI} . Nejméně bezpečný je místo pro 3. převodový stupeň.

Zatížení a průřezové charakteristiky:

$$M_{oH} = 96,376 \text{ Nm} \quad (437)$$

$$Mk_H = 65,748 \text{ Nm} \quad (438)$$

$$W_{oH} = 1188,960 \text{ mm}^3 \quad (439)$$

$$W_{kH} = 2377,921 \text{ mm}^3 \quad (440)$$

Napětí:

$$\sigma_{aH} = 81,059 \text{ MPa} \quad (441)$$

$$\sigma_{mH} = 0 \quad (442)$$

$$\tau_{aH} = 13,825 \text{ MPa} \quad (443)$$

$$\tau_{mH} = 13,825 \text{ MPa} \quad (444)$$

Snížení mezí únavy, hodnoty mezí únavy (445), (446):

$$\varepsilon_{moH} = 0,85 \quad (447)$$

$$\varepsilon_{poH} = 0,95 \quad (448)$$

$$\beta_{oH} = 1,720 \quad (449)$$

$$\sigma_{cH}^* = 197,838 \text{ MPa} \quad (450)$$

$$\varepsilon_{mkH} = 0,87 \quad (451)$$

$$\varepsilon_{pkH} = 0,975 \quad (452)$$

$$\beta_{kH} = 2,7 \quad (453)$$

$$\tau_{cH}^* = 152,710 \text{ MPa} \quad (454)$$

Bezpečnosti:

$$k_{c\sigma H} = 2,441 \quad (455)$$

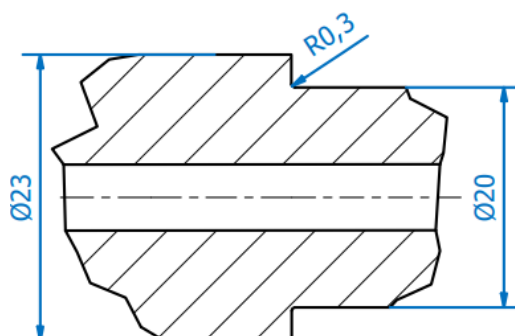
$$k_{c\tau H} = 10,042 \quad (456)$$

$$k_{cH} = 2,372 \quad (457)$$

Průřez v místě H vyhovuje minimální dynamické bezpečnosti.

5.6.5.d. KONTROLA V MÍSTĚ I

V místě I je přechod s rádiusem mezi rovnobokým drážkováním a válcovou plochou pro uložení ložiska. Působí zde pouze ohyb od 1. převodového stupně.



Obr. 5.41 – Detail v místě I

Zatížení a průřezové charakteristiky:

$$M_{oI} = 23,698 \text{ Nm} \quad (458)$$

$$W_{oI} = 785,398 \text{ mm}^3 \quad (459)$$

Napětí:

$$\sigma_{aI} = 30,42 \text{ MPa} \quad (460)$$

$$\sigma_{mI} = 0 \quad (461)$$

Snížení meze únavy, hodnoty meze únavy (254):

$$\varepsilon_{moI} = 0,85 \quad (462)$$

$$\varepsilon_{poI} = 0,95 \quad (463)$$

$$\beta_{oI} = 1,875 \quad (464)$$

$$\sigma_{cI}^* = 181,483 \text{ MPa} \quad (465)$$

Bezpečnost:

$$k_{cI} = k_{c\sigma I} = 5,966 \quad (466)$$

Průřez v místě I vyhovuje minimální dynamické bezpečnosti.

5.6.5.e. VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ BEZPEČNOSTI PŘI DYNAMICKÉM NAMÁHÁNÍ

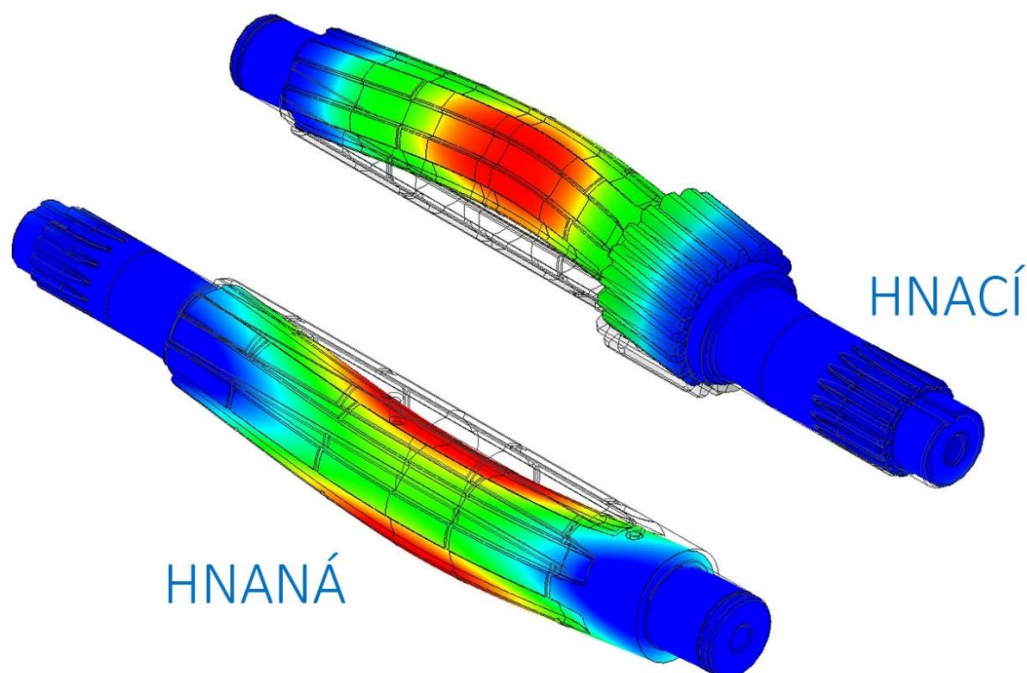
$$k_{cF}, k_{cG}, k_{cH}, k_{cI} > 1,7 \checkmark$$

Všechny bezpečnosti dosáhli doporučené hodnoty bezpečnosti $k_c = 1,7$ a zároveň nejsou zbytečně předdimenzované, jako tomu bylo u vstupní hřídele.

5.6.6. CELKOVÉ VYHODNOCENÍ NÁVRHU HŘÍDELE

Hřídel vyhovuje doporučeným bezpečnostem jak statickým, tak dynamickým. Pouze průřez S_{IV} , má hodnotu bezpečnosti nižší než doporučenou, ale pořád přijatelnou. Jedna z možností jak navýšit tuto bezpečnost by bylo použít evolventní drážkování s menším modulem, to by ale vedlo k snížení bezpečnosti v otažení tohoto drážkování. Lepší varianta se mi jeví ponechat stávající drážkování a spokojit se s vypočtenou hodnotou, která je dostačující. Výpočty jsem provedl s pomocí strojnických tabulek [19] a učebnic pružnosti a pevnosti [22].

Pomocí softwaru pro pevnostní analýzy jsem ověřil správnost ručních výpočtů a získal následující pohledy, které přehnaně zobrazují průhyb a zkroucení hřídelí pod zatížením 3. převodového stupně. Na obou hřídelích nalezneme největší průhyb na pozici zatěžovaného ozubeného kola. Maximální hodnoty průhybu se pohybují mezi 1 až 2 desetiny milimetru.



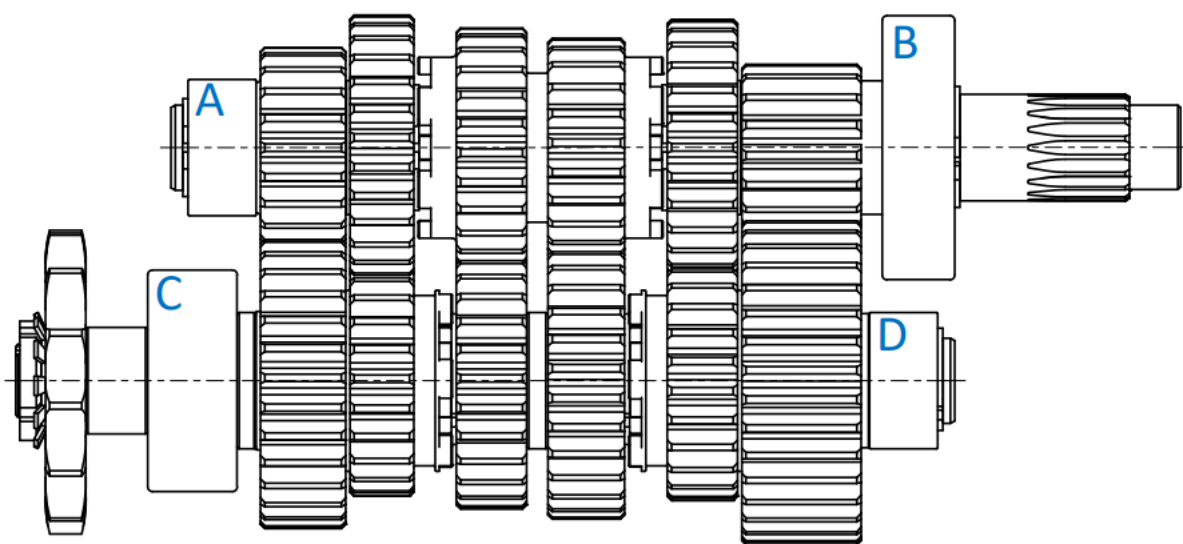
Obr. 5.42 – Deformace hřídelí pomocí metody konečných prvků

5.7. KONTROLA LOŽISEK

Díky kontrole hřídelí známe hodnoty reakcí v podporách, jinak řečeno v ložiskách. Výsledky kontroly obou hřídelí nám ukazují, že na hřídel působí pouze radiální a tečné síly. To však není pravda, vezmu-li v potaz skutečnost, že při řazení nedojde ke spojení kol ihned, ale čelo zubové spojky se bude s největší pravděpodobností na okamžik opírat o čelo sousedního ozubeného kola, než zapadne do drážky. Toto zatížení není zahrnuto do pevnostní kontroly hřídele, ale víme, že bude vznikat. Proto na každé hřídeli jedno z ložisek navrhnu tak, aby bylo schopné přenášet axiální zatížení. Pro přenos radiálního i axiálního zatížení navrhnu ložiska kuličková a pro přenos pouze radiálního zatížení navrhnu ložiska jehličková. Toto řešení volíme i kvůli malé osové vzdálenosti hřídelí, pokud bychom zvolili variantu se všemi ložisky kuličkovými, mohlo by dojít k tomu, že by ložiska uspokojující únosnost a trvanlivost byla příliš velká a nedala by se vedle sebe umístit.

Minimální trvanlivost zvolíme zhruba stejně dlouhou jako jeden kalendářní měsíc, tedy 744 hodin. Sezóna Moto3 v roce 2019 trvala od 8. 3. 2019 do 17. 11. 2019, to je 255 dní [23]. Budeme-li předpokládat, že se na motorce bude jezdit každý den alespoň 3 hodiny, dostaneme za celou sezónu 765 hodin. To je doba lehce delší než minimální trvanlivost. Teoreticky by tedy bylo možné odjet celou sezónu pouze na 2 sadách ložisek. Ale jelikož je potřeba, aby motocykl umožnil jezdcům podávat co nejlepší výsledky, budou se ložiska nejspíš kontrolovat a měnit častěji.

Kontrolu ložisek provedu s pomocí strojnických tabulek [19] a katalogu firmy SKF [24].



Obr. 5.43 – Rozmístění ložisek na hřídelích

5.7.1. KONTROLA LOŽISKA A

Ložisko A bude jehličkové ložisko od firmy SKF s označením NKI 20/16. Toto ložisko není určeno k přenášení axiálního zatížení. Největší zatížení ložiska je způsobeno 2. převodovým stupněm při 6142 ot/min.

Nejdříve zkontrolujeme, s jakou bezpečností ložisko vyhovuje statické únosnosti. Ekvivalentní statické zatížení pro radiálně zatěžované ložisko je:

$$P_0 = F_r \quad (467)$$

Radiální sílu F_r pro ložisko A, zatížené 2. převodovým stupněm, dostaneme pomocí následujícího vztahu a hodnot z tabulky 5.25:

$$F_r = \sqrt{R_{Ay2}^2 + R_{Az2}^2} = \sqrt{(-2016,893 \text{ N})^2 + (-861,724 \text{ N})^2} = 2193,268 \text{ N} \quad (468)$$

Statická bezpečnost se lehce zjistí ze vztahu (469), kde je základní statická únosnost $C_0 = 24,5 \text{ kN}$.

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{24,5 \text{ kN}}{2,2 \text{ kN}} = 11,171 \quad (469)$$

Statická bezpečnost je větší než 2 a ložisko tedy v tomto ohledu vyhovuje. Nyní je potřeba zkontrolovat základní trvanlivost ložiska. Je potřeba znát ekvivalentní dynamické zatížení, to se v případě tohoto ložiska rovná ekvivalentnímu statickému zatížení:

$$P = P_0 = 2193,27 \text{ N} \quad (470)$$

Výsledek dosadíme do vzorce pro zjištění základní hodinová trvanlivost ložiska pro ložiska s čarovým stykem (471). Základní dynamická únosnost ložiska $C = 15,4 \text{ kN}$.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} = \frac{10^6}{60 \cdot 6142 \text{ ot/min}} \cdot \left(\frac{15,4 \text{ kN}}{2,2 \text{ kN}}\right)^{\frac{10}{3}} = 1798,885 \text{ h} \quad (471)$$

Vypočtená trvanlivost překračuje hodnotu minimální hodinové trvanlivosti ložiska 744 hodin. Lze ho použít pro daný návrh.

$$L_{10h} > 750 \text{ h} \checkmark \quad (472)$$

5.7.2. KONTROLA LOŽISKA B

Ložisko B je jednořadé kuličkové ložisko firmy SKF s označením 6305 ETN9. Bude zajištěno proti axiálnímu posunu a určeno k přenosu axiálního zatížení. Největší zatížení ložiska způsobuje 1. převodový stupeň při 6142 ot/min .

Ložisko sice bude při řazení přenášet axiální zatížení, ale jeho velikost zanedbáme a ekvivalentní statické zatížení určíme jako:

$$P_0 = F_r \quad (473)$$

Radiální sílu F_r pro ložisko B zatížené 1. převodovým stupněm, dostaneme pomocí následujícího vztahu a hodnot z tabulky 5.25:

$$F_r = \sqrt{R_{By1}^2 + R_{Bz1}^2} = \sqrt{(-2765,357 \text{ N})^2 + (-2194,456 \text{ N})^2} = 3530,274 \text{ N} \quad (474)$$

Statická bezpečnost se lehce zjistí ze vztahu (469), kde je základní statická únosnost $C_0 = 13,4 \text{ kN}$.

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{13,4 \text{ kN}}{3,5 \text{ kN}} = 6,940 \quad (475)$$

Statická bezpečnost je větší než 2 a ložisko tedy v tomto ohledu vyhovuje. Nyní je potřeba zkontrolovat základní trvanlivost ložiska. Je potřeba znát ekvivalentní dynamické zatížení, to se v případě tohoto ložiska rovná ekvivalentnímu statickému zatížení:

$$P = P_0 = 3530,274 \text{ N} \quad (476)$$

Výsledek dosadíme do vzorce pro zjištění základní hodinová trvanlivost ložiska pro ložiska s bodovým stykem (477). Základní dynamická únosnost ložiska $C = 26 \text{ kN}$.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 6142 \text{ ot/min}} \cdot \left(\frac{26 \text{ kN}}{3,5 \text{ kN}}\right)^3 = 1084,098 \text{ h} \quad (477)$$

Vypočtená trvanlivost překračuje hodnotu minimální hodinové trvanlivosti ložiska 744 hodin. Lze ho použít pro daný návrh.

$$L_{10h} > 750 \text{ h} \checkmark \quad (478)$$

5.7.3. KONTROLA LOŽISKA C

Ložisko C je dvouřadé kuličkové ložisko firmy SKF s označením 4304 ATN9. Bude zajištěno proti axiálnímu posunu a určeno k přenosu axiálního zatížení. Radiální síly v ložisku pro 1. a 2. převodový stupeň jsou velice blízké, ale při 2. převodovém stupni dosahujeme vyšších otáček. Pro výpočet jako nejkritičtější zatížení proto použijeme zatížení 2. převodového stupně při otáčkách 4160 ot/min .

Postup kontroly a předpoklady jsou identické s postupem z 5.7.2 a proto si dovolím ho znovu nerozepsat.

$$F_r = P = P_0 = 3939,4 \text{ N} \quad (479)$$

Základní statická únosnost $C_0 = 16 \text{ kN}$.

$$s_0 = 4,062 \quad (480)$$

Základní dynamická únosnost ložiska $C = 26 \text{ kN}$.

$$L_{10h} = 839,611 \text{ h} \quad (481)$$

Vypočtená trvanlivost překračuje hodnotu minimální hodinové trvanlivosti ložiska 744 hodin. Lze ho použít pro daný návrh.

$$L_{10h} > 750 \text{ h} \checkmark \quad (482)$$

5.7.4. KONTROLA LOŽISKA D

Ložisko D bude jehličkové ložisko od firmy SKF s označením NKI 20/16. Není určeno a ani nebude přenášet axiální zatížení. Největší zatížení ložiska je způsobeno 1. převodovým stupněm při 2983 ot/min .

Postup kontroly a předpoklady jsou identické s postupem z 5.7.1 a proto si dovolím ho znovu nerozepsat.

$$F_r = P = P_0 = 2708,392 \text{ N} \quad (483)$$

Základní statická únosnost $C_0 = 16 \text{ kN}$.

$$s_0 = 9,05 \quad (484)$$

Základní dynamická únosnost ložiska $C = 26 \text{ kN}$.

$$L_{10h} = 1833,258 \text{ h} \quad (485)$$

Vypočtená trvanlivost překračuje hodnotu minimální hodinové trvanlivosti ložiska 744 hodin. Lze ho použít pro daný návrh.

$$L_{10h} > 750 \text{ h} \checkmark \quad (486)$$

5.7.5. VYHODNOCENÍ KONTROLY LOŽISEK

Všechna ložiska vyhovují statické bezpečnosti i hodnotě minimální hodinové trvanlivosti. Jehličková ložiska dosahují trvanlivosti až kolem 1800 hodin, u kuličkových jsou hodnoty nižší, ale vyhovující, 800 a 1000 hodin. Lze tvrdit, že za dobu, co se vymění jednou ložiska jehličková se vymění ložiska kuličková dvakrát. To je způsobeno rozestavením ložisek v převodovce.

5.8. VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ VÝPOČTOVÉ ZPRÁVY

Všechna soukolí vyhovují doporučeným bezpečnostem, nejkritičtější část návrhu byla kontrola soukolí 1. převodového stupně proti vzniku únavového lomu v ohybu. Na všechna ozubená kola krom ozubeného kola spojky je použita ocel 16 523.40, na ozubené kolo spojky 12 010.80.

Zubová spojka zajišťující spojení požadovaných ozubených kol s hřídelí vyhovuje jak v bezpečnosti proti otlačení, tak i proti usmýknutí. Nejkritičtější zatížení přenáší spojka na výstupní hřídeli při 1. převodovém stupni. Zubová spojka je součástí ozubených kol.

Řetězový převod vyhovuje, řetězové kolo je z oceli 14 220 a řetěz je od firmy ČZ Řetězy s.r.o. s označením 530 SDZZ z řady High performance.

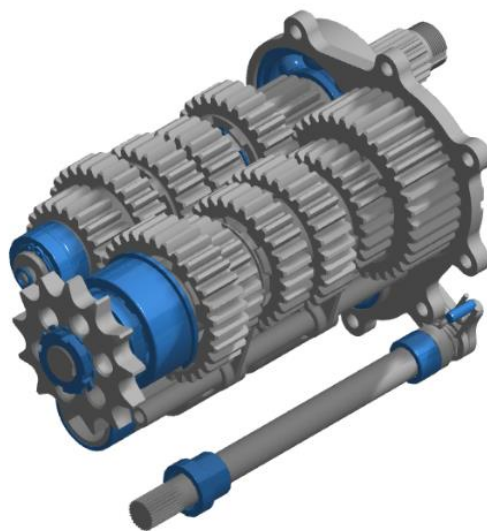
Vstupní hřídel je z většiny hledisek předimenzovaná. Ale jelikož musí být ze stejného materiálu jako ozubená kola, tedy 16 523.40, není moc možností, jak se tomuto výsledku vyhnout.

Výstupní hřídel je navržena lépe, bezpečnosti nejsou zbytečně vysoké, ale zároveň přesahují nebo se alespoň velmi blíží doporučeným bezpečnostem. Je vyrobena z oceli 15 230.7.

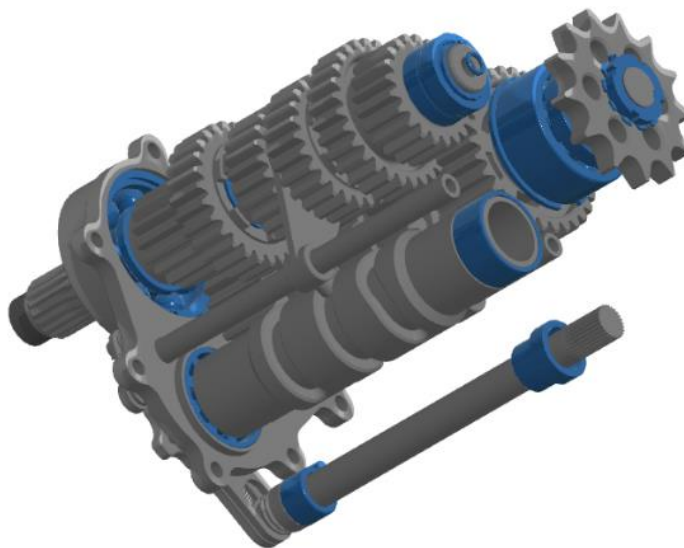
Ložiska splňují minimální trvanlivost 1 měsíc čistého času, tedy zhruba 750 hodin. Ložiska jsou dvě NKI 20/16 a po jednom ložisku 4304 ATN9 a 6305 ETN9 od firmy SKF.

6. KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ PŘEVODOVKY

Podle výsledků předchozí kapitoly, diplomové práce kolegy Pavlů a postupným prohlubování znalostí ohledně motocyklových převodovek, jsem sestrojil následující sestavu. Na obrázcích uvidíte „holou“ sestavu převodovky (Obr. 6.1, Obr. 6.2) a převodovku uloženou v bloku motoru (Obr. 6.3, Obr. 6.4). Šedou barvou jsou znázorněny navržené součásti a modrou barvou součásti normalizované nebo nakupované (ložiska, šrouby, matice, těsnění).

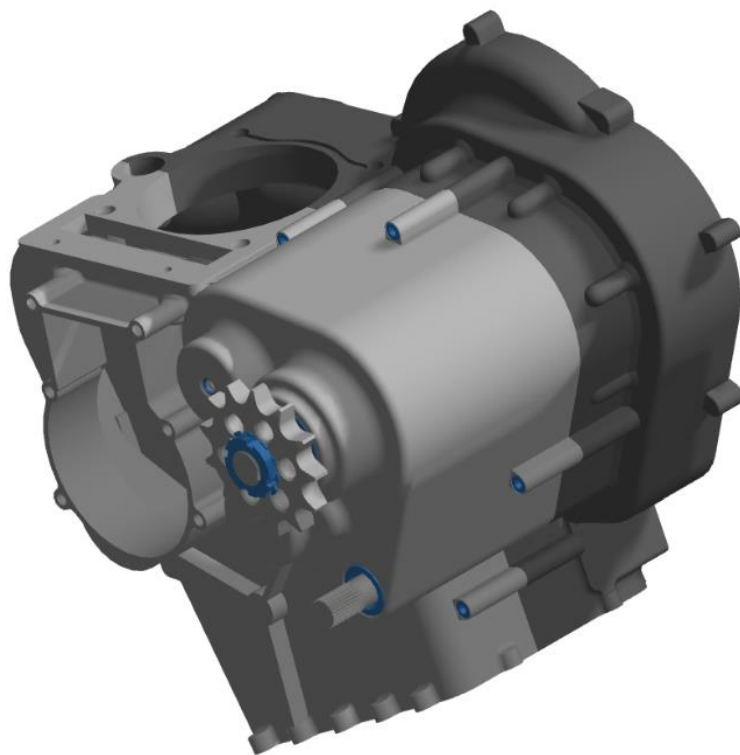


Obr. 6.1 – Holý model převodovky – izometrický pohled 1



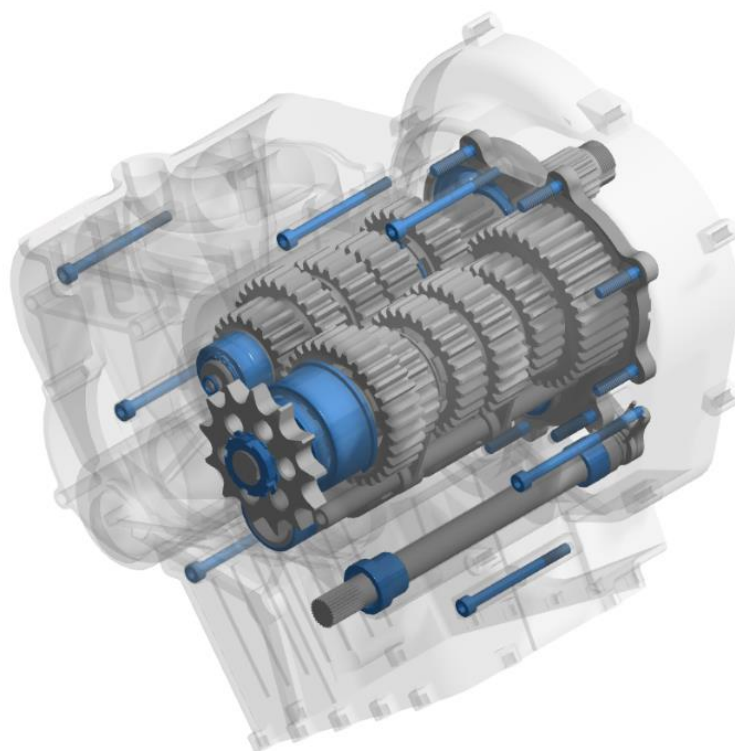
Obr. 6.2 – Holý model převodovky – izometrický pohled 2

Jako vzor pro blok motoru jsem použil blok motoru z již zmiňované diplomové práce [17]. Blok jsem upravil tak, aby prostorově vyhověl mnou navrženým převodům a hřídelím. Bylo zapotřebí pozměnit osovou vzdálenost uložení, polohu uložení, šířku bloku motoru v oblasti převodovky a dělící rovinu bloku.



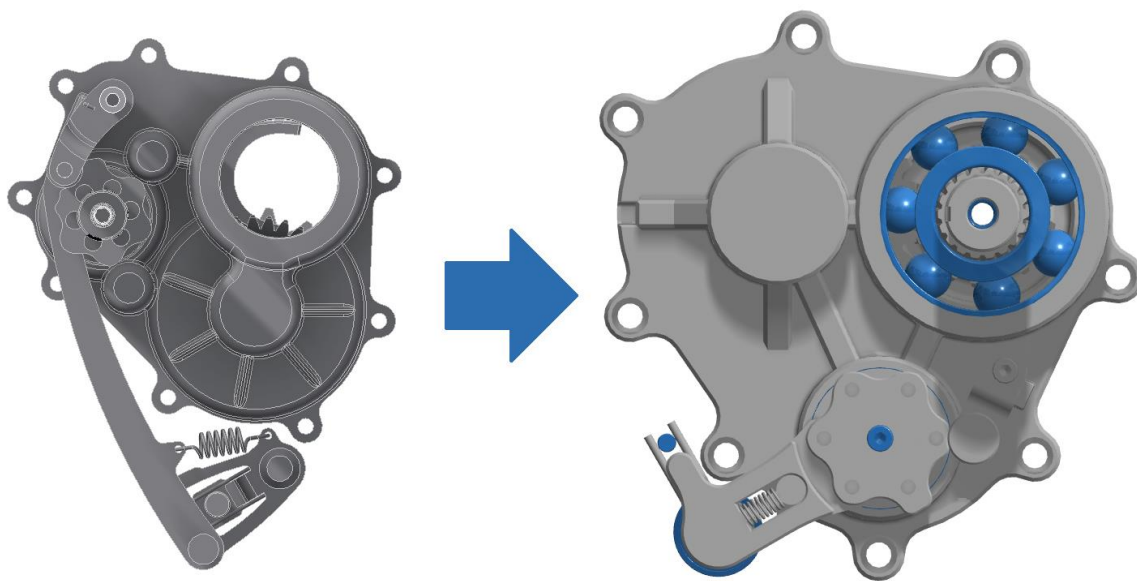
Obr. 6.3 – Model převodovky v bloku motoru

Na obrázku (Obr. 6.3) lze vidět rozdělení bloku na jednotlivé části, pro bližší pochopení montáže do bloku je přiložen další obrázek (Obr. 6.4). Blok je spojen pomocí šroubů s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem. Stejně platí pro spojení víčka převodovky s blokem.



Obr. 6.4 – Model převodovky v bloku motoru – transparentní blok

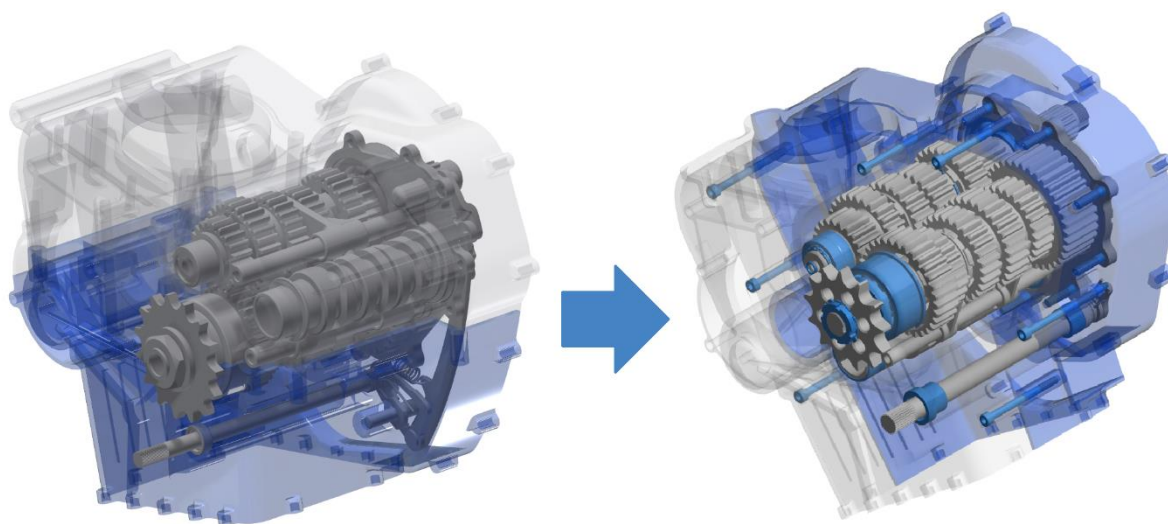
Změna polohy hřídelí mi umožnila použít kratší řadící mechanismus. Toto řešení mi přišlo elegantnější než řešení v předloze. Ušetřit by mělo jak na váze, tak výrobě. Porovnání v obrázku 6.5.



Obr. 6.5 – Řadící mechanismus před a po úpravě bloku

Hřídele jsou v bloku uloženy na kuličkových a jehlových ložiskách. Volně uložená ozubená kola jsou uložena na samomazných kluzných pouzdech. Řetězové kolo je k hřídeli připojeno pomocí evolventního drážkování a KM matice s podložkou. Pro těsnění jsou použity o-kroužky a hřídelové těsnící kroužky. Pro řadící mechanismus jsem použil kolíky a pružiny.

Převodovka (holá sestava) váží přibližně 7 kg.



Obr. 6.6 – Porovnání převodovky v DP a BP

7. EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ PŘEVODOVKY

7.1. ODHAD CEN JEDNOTLIVÝCH KOMPONENTŮ PŘEVODOVKY

V této kapitole se snažím odhadnout cenu zhotovení převodovky. Nakupované komponenty jsem nacenil podle jejich průměrných cen na internetu v době, kdy se na BP pracovalo. Ceny ostatních komponentů jsem odhadl podle cen komponentů konvenčních motocyklových převodovek, automobilových sekvenčních převodovek, zamyšlením nad technologiemi, které budou muset být při zhotovování dílů použity a rad spolupracovníků z pracovního prostředí.

7.1.1. HŘÍDELE

Vstupní i výstupní hřídel jsem odhadl na cenu 10 000 Kč/kus. Obě hřídele obsahují drážkování, hluboké díry a vstupní obsahuje dokonce ozubení. Navíc pro tyto prvky požadují vysokou přesnost a nízkou drsnost povrchu. Dohromady se tak jedná o součásti, které budou muset projít více obráběcími pracovišti (soustružením, vrtáním, frézováním a broušením) a následně být i tepelně zpracovány.

7.1.2. OZUBENÁ KOLA

Ozubená kola odhaduji na průměrnou cenu 5500 Kč/kus. Cena se bude měnit podle průměru, šířky ozubení a také podle tvaru (drážky a zubové spojky řazení). Nejlevnější kola se podle odhadu budou pohybovat kolem 5000 Kč/kus a nejdražší kolem 7000 Kč/kus. Opět je tu požadavek na přesnost, drsnost a tepelné zpracování.

7.1.3. ŘETĚZOVÉ KOLO

Řetězové kolo bude výrazně levnější než kola ozubená, cena se bude pohybovat kolem 2000 Kč. Jedná se o tvarově i technologicky jednodušší součást pro výrobu.

7.1.4. ŘADÍCÍ MECHANISMUS

Řadící mechanismus je stěžejní pro funkci převodovky a odhadovaná cena tomu odpovídá a pohybuje se kolem 30 000 Kč, pokud nepočítáme elektroniku a další přídatné systémy pro řazení. V ceně jsou započteny řadící vidličky, řadící hřídel, pružiny atd.

7.1.5. OSTATNÍ KOMPONENTY

Ostatní komponenty jako ložiska, kluzná pouzdra, těsnění, řetěz a víčko převodovky dají dohromady sumu pohybující se kolem 15 000 Kč. Ložiska jsem navrhl od firmy SKF a řetěz od firmy ČZ Řetězy.

7.2. ODHAD CELKOVÉ CENY PŘEVODOVKY

Po sečtení cen dílčích komponentů z kapitoly 7.1 dostaneme odhad celkové ceny převodovky, pro přehlednost jsou hodnoty cen dílčích komponentů a celkové ceny znázorněny v následující tabulce:

HŘÍDELE	20 000 Kč
OZUBENÁ A ŘETĚZOVÁ KOLA	60 000 Kč
ŘADÍCÍ MECHANISMUS	30 000 Kč
OSTATNÍ KOMPONENTY	15 000 Kč
CELKEM	125 000 Kč

Tabulka 7.1 – Odhad celkové ceny převodovky

Podle tabulky 7.1 je odhad celkové ceny převodovky 125 000 Kč. Ale jako konečný výsledek to nelze považovat, toho by se nám dostalo až po vyrobení převodovky. Budeme předpokládat, že by se výroba s větší pravděpodobností prodražila, než vyšla levněji. Pomocí této úvahy odhadnu cenu v intervalu 130 000 až 150 000 Kč. Není však vyloučeno, že cena nepřesáhne 200 000 Kč.

8. ZÁVĚR

Cílem práce bylo popsat funkci sekvenční převodovky závodního motocyklu pro třídu Moto3, navrhnout a zkontrolovat její součásti.

Před psaním práce samotné se mi podařilo ukořistit motor motocyklu, který jsem rozebral, abych porozuměl jeho stavbě a funkci převodovky. Při jeho rozebírání jsem pořídil fotografie, které jsem následně využil v této práci. Pro popis funkce jsem využil nově nabytých poznatků, internetové články a videa.

Z předlohy jsem využil vstupní hodnoty a pan Pavlu mi ochotně poskytl model motoru, ze kterého jsem převzal blok motoru a spojku, abych odhadl prostor potřebný pro zástavbu nové převodovky.

Výpočty jsem začal pevnostní kontrolou ozubení, to mně poskytlo rozměry kol a představu o tom, kolik prostoru bude v novém bloku motoru skutečně potřeba a jak se změní délka hřídelí. Následovala statická a dynamická kontrola nových hřídelí pro všechny převodové stupně. Zabýval jsem se také návrhem a kontrolou zubové spojky a řetězového převodu. Zprávu jsem zakončil kontrolou ložisek převodovky. Podle výpočtové zprávy je převodovka schopna přenášet zadaný výkon a jeho odvozené veličiny. Všechny výpočty jsem zaznamenal pomocí programu Excel.

Po vyhodnocení výpočtové zprávy jsem upravil 3D model skříňe předlohy a nakreslil nové díly převodovky v programu Autodesk Inventor. Vytvořil jsem novou sestavu a výkresovou dokumentaci několika dílů a pomocí rad kolegů z praxe jsem navrhl cenu převodovky.

Výsledky práce, přesněji model převodovky, jsem upravil tak, aby byl připraven na 3D tisk. Mohlo by se jednat o zajímavou pomůcku k pochopení principů převodovek pro další studenty. Dalším zajímavým pokračováním práce by bylo využití převodovky např. na motokáře nebo podobném dopravním prostředku, který by mohl ověřit funkčnost převodovky, vhodnost převodových poměrů a další parametry.

CITOVANÁ LITERATURA

- [1] *Motorcycle*. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation [cit. 2020-11-15]. Dostupné z: <https://en.wikipedia.org/wiki/Motorcycle>
- [2] *Fédération Internationale de Motocyclisme*. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2020-11-15]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/F%C3%A9d%C3%A9ration_Internationale_de_Motocyclisme
- [3] ROLLINGER, Mirek. *Technika motocyklu: 10. část - převody*. Motorkari.cz [online]. [cit. 2020-07-31]. Dostupné z: <https://www.motorkari.cz/clanky/jak-na-to/technika-motocyklu-10.-cast-prevody-3498.html?kid=991>
- [4] HATCH, Jim. *Transmitting Power: Your Clutch System: Schéma primárního převodu*. In: Motorcycle Cruiser [online]. [cit. 2020-07-31]. Dostupné z: <https://www.motorcyclecruiser.com/transmitting-power-your-clutch-system/>
- [5] YAMAHA. *2020 YAMAHA YZR-M1: Sekundární převod*. In: Yamaha Moto GP [online]. [cit. 2020-07-31]. Dostupné z: <https://www.yamahamotogp.com/media/photo/06-02-2020-2020-yamaha-yzr-m1/12>
- [6] PATIL, Sagar. *Types of motorcycle trasmission*. Top Speed [online]. [cit. 2020-07-31]. Dostupné z: <https://www.topspeed.com/motorcycles/guides/types-of-motorcycle-transmission-ar186976.html>
- [7] ROLLINGER, Mirek. *Řazení převodových stupňů*. In: Motorkari.cz [online]. [cit. 2020-07-31]. Dostupné z: <https://www.motorkari.cz/clanky/jak-na-to/razeni-prevodovych-stupnu-13174.html>
- [8] JDK MOTORCYCLE WRECKERS. *Řadící válec a řadící vidličky: 503 34 012 200*. In: JDK Motorcycle Wreckers [online]. [cit. 2020-11-14]. Dostupné z: <https://www.jdk.com.au/gear-shifting-mechanism-ktm-125sx-125-sx-shift-drum-fork-2002-2005.html>
- [9] NOVOTNÁ, Markéta. *Schéma ovládání spojky*. Kozly, 2020.
- [10] OLESEN, Paul. *How To Separate your crankcases the right way: Rozdělený blok motoru*. In: DIY Moto Fix [online]. [cit. 2020-07-31]. Dostupné z: <https://www.diymotofix.com/blog/how-to-separate-your-crankcases-the-right-way>
- [11] KOHLSTEIN. *Kazetová převodovka*. In: Motorkáři.cz [online]. [cit. 2020-07-31]. Dostupné z: https://img.motofotky.cz/upload/images/forum/2018/29/449409_8cc49150040bb509dbae419ed1c1ee6a.jpg
- [12] NOVOTNÁ, Markéta. *Schéma řazení konvenčního motocyklu*. 31.7.2020. Kozly, 2020.
- [13] *Grand Prix motorcycle racing*. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-2020 [cit. 2020-07-31]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Grand_Prix_motorcycle_racing
- [14] FIM, , DORNA, IRTA a MSMA. *2020 FIM GP World Championship Regulations (update 20/07/2020)* [online]. 2020 [cit. 2020-07-31]. Dostupné z: <http://www.fim-live.com/en/sport/regulations-and-documents/grand-prix/>

- [15] POLARITY PHOTO. *2nd Rnd. Moto3 2020 - Circuito de Jerez - Angel Nieto (ESP)*. In: KTM Media Library [online]. [cit. 2020-07-31]. Dostupné z: <https://media.ktm.com/assetbank-ktm/action/viewDownloadImage?CSRF=N6R3jkz8H1VCshM3Y0ti&returnUrl=viewSearchItem%3findex%3d277%261%3d1&id=348366>
- [16] MOTOGP. *MotoGP Workshop - Changing gears* [online]. 2013 [cit. 2020-07-31]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=8z9kEkOfelw&t=86s>
- [17] Ing. PAVLŮ, Tomáš. *Návrh jednoválcového čtyřdobého zážehového motoru o objemu 250 cm³ pro sportovní motocykl*. Liberec, 2018. Diplomová práce. Technická univerzita v Liberci. Vedoucí práce Prof. Ing. Celestýn Scholz, Ph.D.
- [18] Doc. Ing. BUREŠ, CSc, Miroslav. *Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol* [online]. Liberec, 2006 [cit. 2020-11-07]. Dostupné z: http://www.kst.tul.cz/podklady/casti_fs/podklady/Navrh_a_pevnostni_vypocet_ozubenych_kol.pdf
- [19] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 5. upravené vydání. Úvaly: ALBRA, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [20] *Výpočet řetězových převodů* [online]. In: . [cit. 2020-11-07]. Dostupné z: https://www.czretezy.cz/docs/prum_vypocet_retezoveho_prevodu.pdf
- [21] *ČZ Řetězy HIGH PERFORMANCE*. ČZ Řetězy s.r.o. [online]. [cit. 2020-11-07]. Dostupné z: https://www.czretezy.cz/?id=sm_hp&lng=cs
- [22] Ing. SEKAL, Vlastimil. *Pružnost a pevnost*. 3. vydání. Ústí nad Labem: SPŠSaE Ústí nad Labem, 2011.
- [23] *2019 Moto3 World Championship*. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2019 [cit. 2020-11-22]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/2019_Moto3_World_Championship
- [24] SKF GROUP. *Valivá ložiska* [online]. In: . s. 1-1151 [cit. 2020-11-07]. Dostupné z: https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968096351e-Rolling-bearings--17000_1-CS_tcm_54-121486.pdf#cid-121486

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č.1 – Výkres BP-BUCHNER-00

Příloha č.2 – Kusovník BP-BUCHNER-00-1

Příloha č.3 – Kusovník BP-BUCHNER-00-2

Příloha č.4 – Výkres BP-BUCHNER-01

Příloha č.5 – Výkres BP-BUCHNER-02

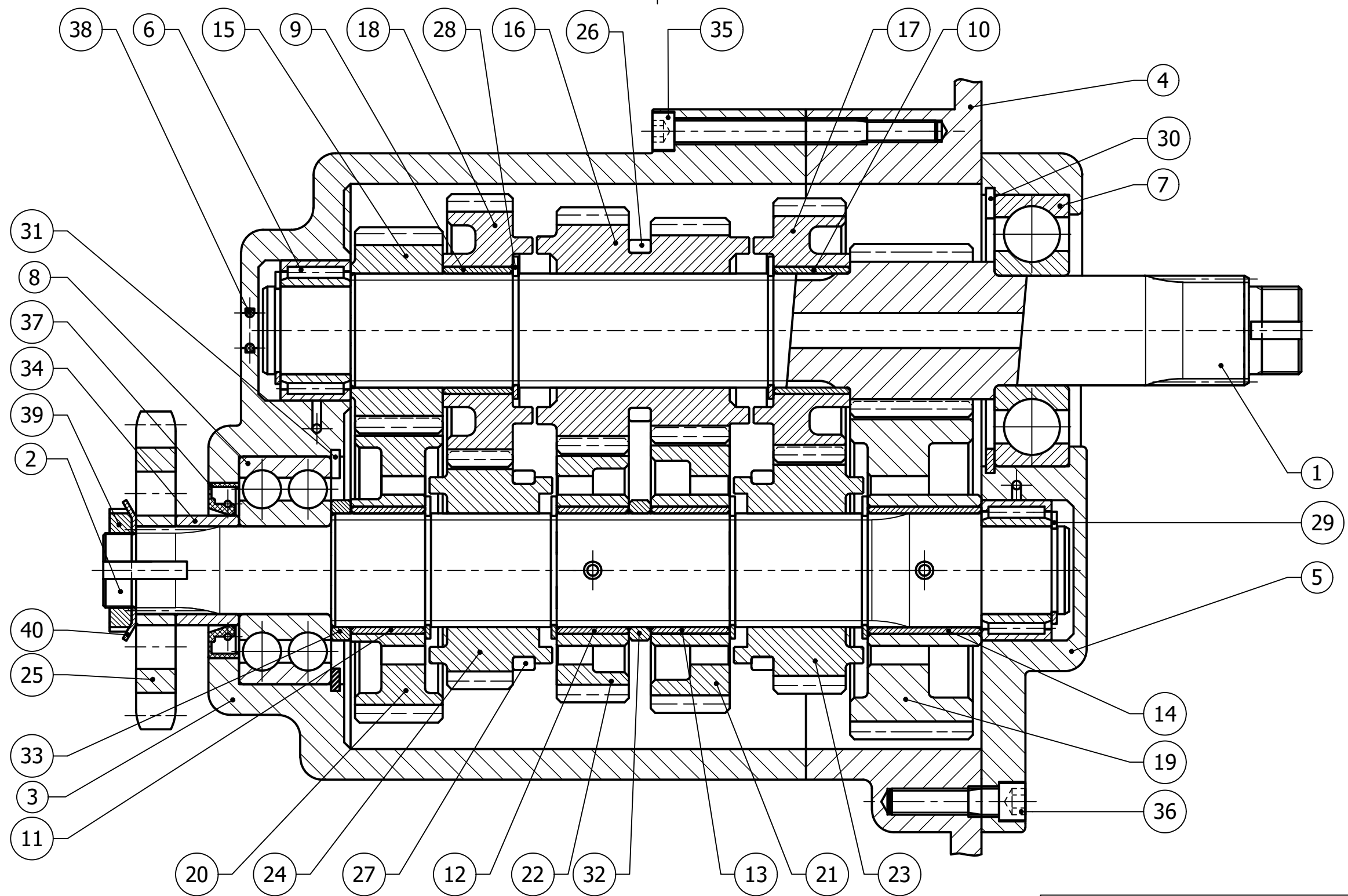
Příloha č.6 – Výkres BP-BUCHNER-03

Příloha č.7 – Výkres BP-BUCHNER-04

Příloha č.8 – Výkres BP-BUCHNER-05

Příloha č.9 – Fotografie 3D výtisku převodovky


Příloha č.10 – CD s výpočty, fotografií, výkresy a modely převodovky




HMOTNOST SESTAVY = HMOTNOST SESTAVY BEZ BLOKU MOTORU

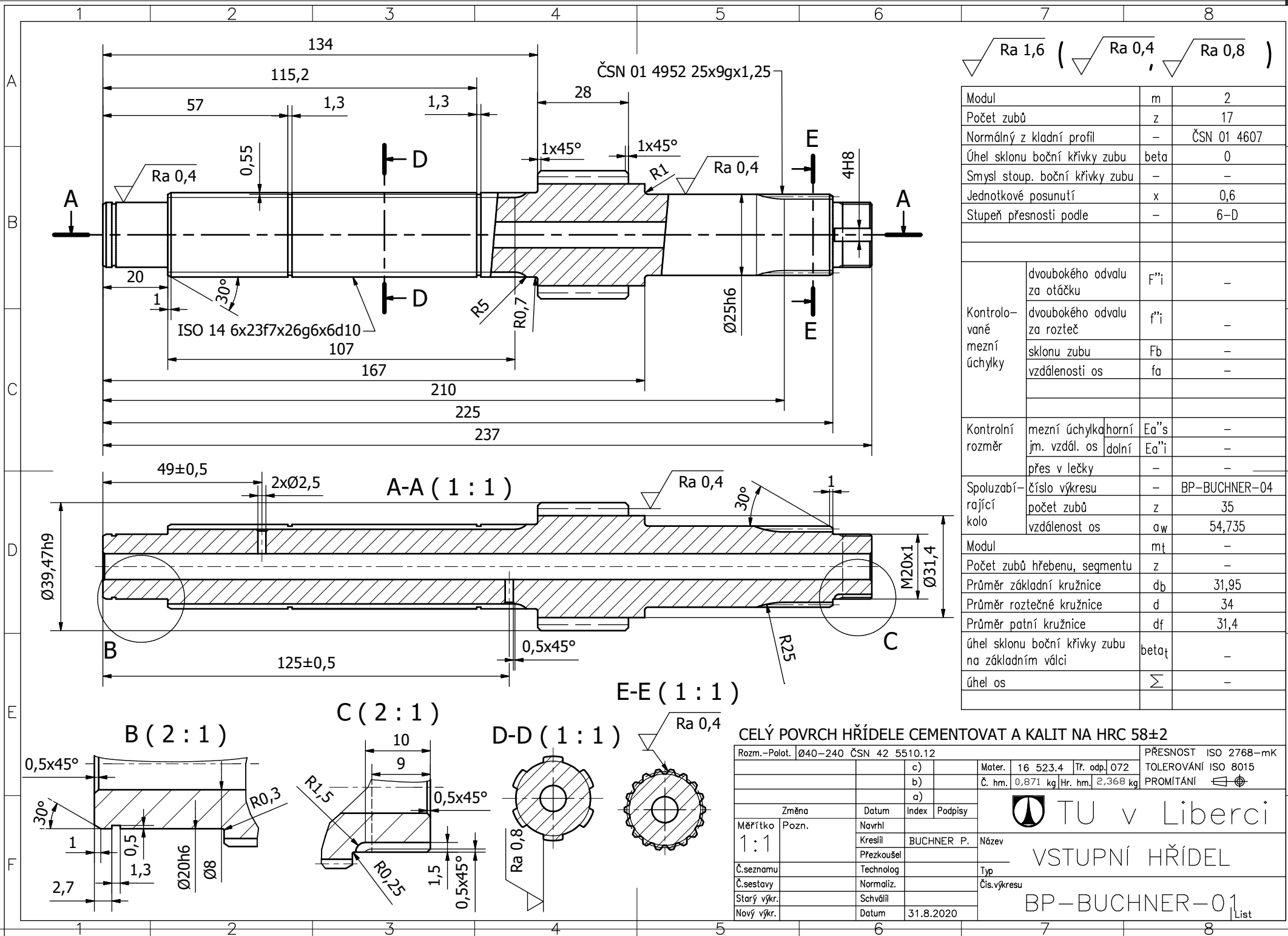
Rozm.-Polot.		c)		Mater.	Tř. odp.		PŘESNOST ISO 2768-mK	
		b)		Č. hm.	7 kg	Hr. hm.	kg	TOLEROVÁNÍ ISO 8015
		a)						PROMÍTÁNÍ
Změna		Datum	Index	Podpisy		TU v Liberci		
Měřítko	Pozn.	Navrhl	BUCHNER P.		Název SESTAVA			
1:1		Kreslil	BUCHNER P.					Typ Čís.výkresu BP-BUCHNER-00
Č.seznamu		Přezkoušel			List			
Č.sestavy		Technolog						
Starý výkr.		Normaliz.						
Nový výkr.		Schválil						
		Datum	31.9.2020					

1	2	3	4	
ODK.	OZNAČENÍ VÝKRES	POLOTOVAR MATERIÁL	ČÍS. ZÁSOBNÍKU POZNÁMKA MN. JED.	
A	1	HNACÍ HŘÍDEL BP-BUCHNER-01	Ø40-240 ČSN 42 5510.12 16 523.4	1 ks
	2	HNANÁ HŘÍDEL BP-BUCHNER-03	Ø30-225 ČSN 42 5510.12 15 230.7	1 ks
B	3	LEVÝ BLOK MOTORU	ODLITEK 42 4357	1 ks
	4	PRAVÝ BLOK MOTORU	ODLITEK	1 ks
B	5	VÍKO PŘEVODOVKY	ODLITEK 42 4357	1 ks
	6	LOŽISKO NKI 20/16		2 ks
C	7	LOŽISKO 6305 ETN9		1 ks
	8	LOŽISKO 4304 ATN9		1 ks
C	9	KLUZNÉ POUZDRO 16	Ø31,8x4-18 ČSN 42 5715 12 010.1	1 ks
	10	KLUZNÉ POUZDRO 17,5	Ø31,8x4-19 ČSN 42 5715 12 010.1	1 ks
C	11	KLUZNÉ POUZDRO 17	Ø31,8x4-19 ČSN 42 5715 12 010.1	1 ks
	12	KLUZNÉ POUZDRO 16,5	Ø31,8x4-19 ČSN 42 5715 12 010.1	1 ks
D	13	KLUZNÉ POUZDRO 18	Ø31,8x4-20 ČSN 42 5715 12 010.1	1 ks
	14	KLUZNÉ POUZDRO 26	Ø31,8x4-30 ČSN 42 5715 12 010.1	1 ks
D	15	HNACÍ OZUBENÉ KOLO 2	Ø50-30 ČSN 42 5715 16 523.4	1 ks
	16	HNACÍ OZUBENÉ KOLO 3+4	Ø60-60 ČSN 42 5510.12 16 523.4	1 ks
E	17	HNACÍ OZUBENÉ KOLO 5	Ø65-25 ČSN 42 5510.12 16 523.4	1 ks
	18	HNACÍ OZUBENÉ KOLO 6 BP-BUCHNER-02	Ø65-25 ČSN 42 5510.12 16 523.4	1 ks
E	19	HNANÉ OZUBENÉ KOLO 1 BP-BUCHNER-04	Ø80-32 ČSN 42 5510.12 16 523.4	1 ks
	20	HNANÉ OZUBENÉ KOLO 2	Ø72-25 ČSN 42 5510.12 16 523.4	1 ks
E	21	HNANÉ OZUBENÉ KOLO 3	Ø70-20 ČSN 42 5510.12 16 523.4	1 ks
	22	HNANÉ OZUBENÉ KOLO 4	Ø70-20 ČSN 42 5510.12 16 523.4	1 ks

Změna		Datum	Index	Podpisy	 TU v Liberci KUSOVNÍK 1/2 Typ čis. výkresu BP-BUCHNER-00-1
Měřítko	Pozn.	Navrhl	BUCHNER P.	Kreslil	
N		Přezkoušel		Technolog	Typ
Č.seznamu		Normaliz.		Schválil	čís. výkresu
Č.sestavy	BP-BUCHNER-00	Datum	31.8.2020		
Starý výkr.					
Nový výkr.					

1		2		3		4	
ODK.	OZNAČENÍ		POLOTOVAR		ČÍS. ZÁSOBNÍKU	MN.	JED.
	VÝKRES		MATERIÁL				
23	HNANÉ OZUBENÉ KOLO 5		Ø60-25 ČSN 42 5510.12			1	ks
			16 523.4				
24	HNANÉ OZUBENÉ KOLO 6		Ø60-25 ČSN 42 5510.12			1	ks
			16 523.4				
25	PASTOREK		Ø75-12 ČSN 42 5510.12			1	ks
	BP-BUCHNER-05		14 220.4				
26	ŘADÍCÍ VIDLIČKA HNACÍ HŘ.		ODLITEK			1	ks
			12 010.1				
27	ŘADÍCÍ VIDLIČKA HNANÁ HŘ.		ODLITEK			2	ks
			12 010.1				
28	POJISTNÝ KROUŽEK 26		ČSN 02 2930			6	ks
29	POJISTNÝ KROUŽEK 20		ČSN 02 2930			2	ks
30	POJISTNÝ KROUŽEK 62		ČSN 02 2931			1	ks
31	POJISTNÝ KROUŽEK 52		ČSN 02 2931			1	ks
32	DISTANČNÍ KROUŽEK 26x5		Ø33,7x5-7 ČSN 42 5715			1	ks
			11 500.0				
33	DISTANČNÍ KROUŽEK 26x4,5		Ø33,7x5-7 ČSN 42 5715			1	ks
			11 500.0				
34	DISTANČNÍ KROUŽEK 20x14,5		Ø25x2,9-16 ČSN 42 5715			1	ks
			11 500.0				
35	ŠROUB M5x60		ČSN 02 1149			7	ks
			12.9				
36	ŠROUB M6x25		ČSN 02 1149			8	ks
			12.9				
37	TĚSNÍCÍ KROUŽEK G 14x24x7		ČSN 02 9401			1	ks
38	TĚSNÍCÍ KROUŽEK 6x2		ČSN 02 9281			1	ks
39	MATICE KM 3		ČSN 02 3630			1	ks
40	PODLOŽKA MB 3		ČSN 02 3640			1	ks

Změna		Datum	Index	Podpisy	 TU v Liberci KUSOVNÍK 2/2 BP-BUCHNER-00-2 List 2
Měřítko N	Pozn.	Navrhl	BUCHNER P.		
		Kreslil	BUCHNER P.		
		Přezkoušel			
Č.seznamu		Technolog			Typ
Č.sestav	BP-BUCHNER-00	Normaliz.			čís.výkresu
Starý výkr.		Schválil			
Nový výkr.		Datum	31.8.2020		



$\sqrt{\text{Ra } 1,6}$ ($\sqrt{\text{Ra } 0,4}$, $\sqrt{\text{Ra } 0,8}$)

Modul	m	2
Počet zubů	z	17
Normální z kladní profil	-	ČSN 01 4607
Úhel sklonu boční křivky zubu	beta	0
Smysl stoup. boční křivky zubu	-	-
Jednotkové posunutí	x	0,6
Stupeň přesnosti podle	-	6-D

Kontrolované mezní úchytky	dvoubokého odvalu za otáčku	F''i	-
	dvoubokého odvalu za rozteč	f''i	-
	sklonu zubu	Fb	-
	vzdálenosti os	fa	-

Kontrolní rozměr	mezní úchytky horní	Ea''s	-
	jm. vzdál. os dolní	Ea''i	-
	přes v ležky	-	-

Spoluzabírající kolo	číslo výkresu	-	BP-BUCHNER-04
	počet zubů	z	35
	vzdálenost os	a _w	54,735

Modul	m _t	-
Počet zubů hřebenu, segmentu	z	-
Průměr základní kružnice	d _b	31,95
Průměr roztečné kružnice	d	34
Průměr patní kružnice	d _f	31,4
úhel sklonu boční křivky zubu na základním válci	beta _t	-
úhel os	Σ	-

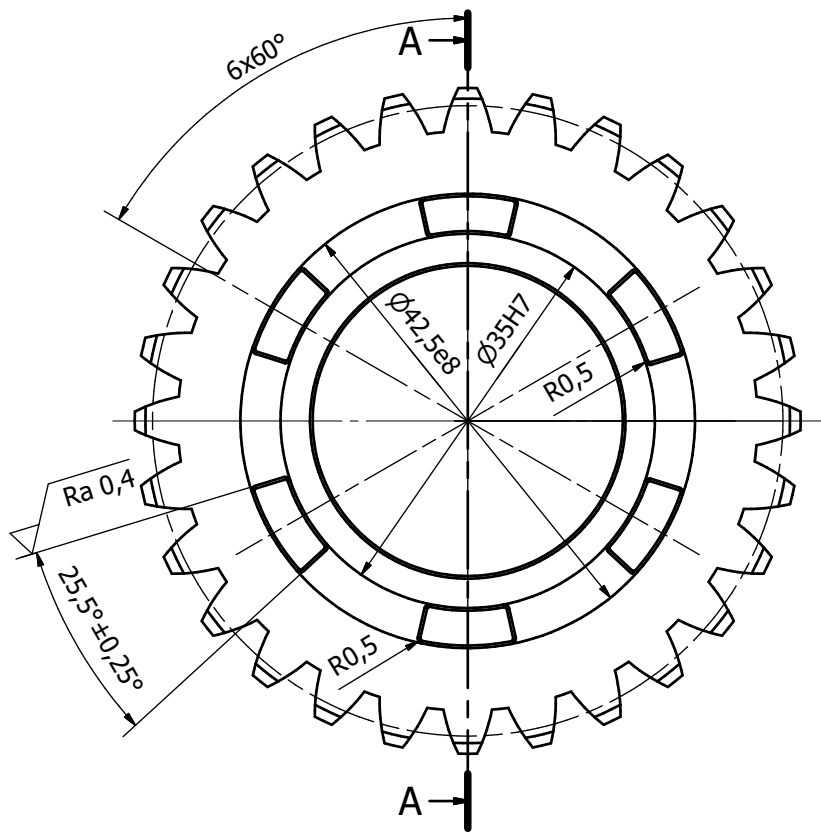
CELÝ POVRCH HŘÍDELE CEMENTOVAT A KALIT NA HRC 58±2

Rozm.-Polot. Ø40-240 ČSN 42 5510.12				PŘESNOST ISO 2768-mk	
				TOLEROVÁNÍ ISO 8015	
				PROMÍTÁNÍ	
		c)		Mater.	16 523,4
		b)		Č. hm.	0,871 kg
		a)		Tř. odp.	072
				Hr. hm.	2,368 kg
Změna		Datum	Index	Podpisy	
Měřítka	Pozn.	Navrhl	Kreslil BUCHNER P.		
Č.seznamu		Technolog	Název		
Č.sestavy		Normaliz.	Typ		
Starý výkr.		Schválil	Čís.výkresu		
Nový výkr.		Datum	31.8.2020		

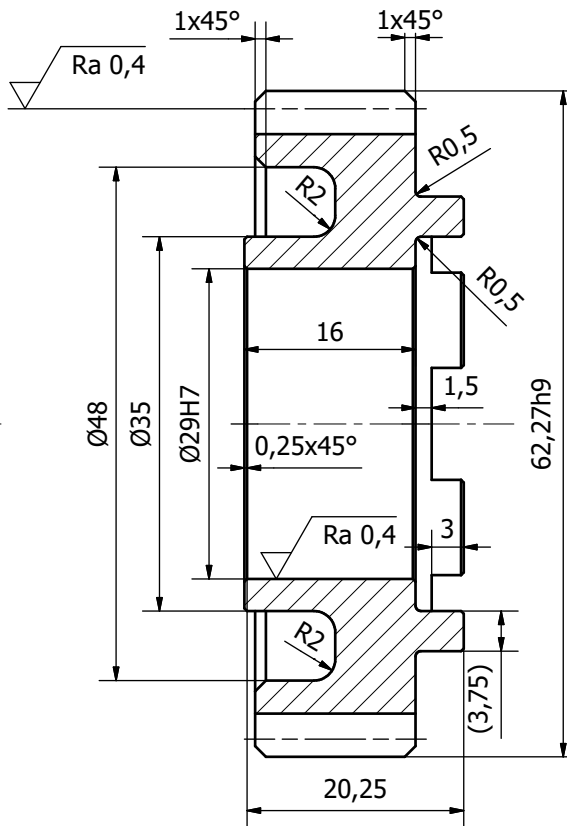
TU v Liberci

VSTUPNÍ HŘÍDEL

BP-BUCHNER-01



A-A (2:1)



Ra 1,6 (Ra 0,4)

Modul	m	2
Počet zubů	z	28
Normální z kladní profil	-	ČSN 01 4607
Úhel sklonu boční křivky zubu	beta	0
Smysl stoup. boční křivky zubu	-	-
Jednotkové posunutí	x	0,8
Stupeň přesnosti podle	-	6-D

Kontrolované mezní úchytky	dvoubokého odvalu za otáčku	F'i	-
	dvoubokého odvalu za rozteč	f'i	-
	sklonu zubu	Fb	-
	vzdálenosti os	fa	-

Kontrolní rozměr	mezní úchytky	horní	Ea''s	-
	jm. vzdál. os	dolní	Ea''i	-
	přes v ležky	-	-	-

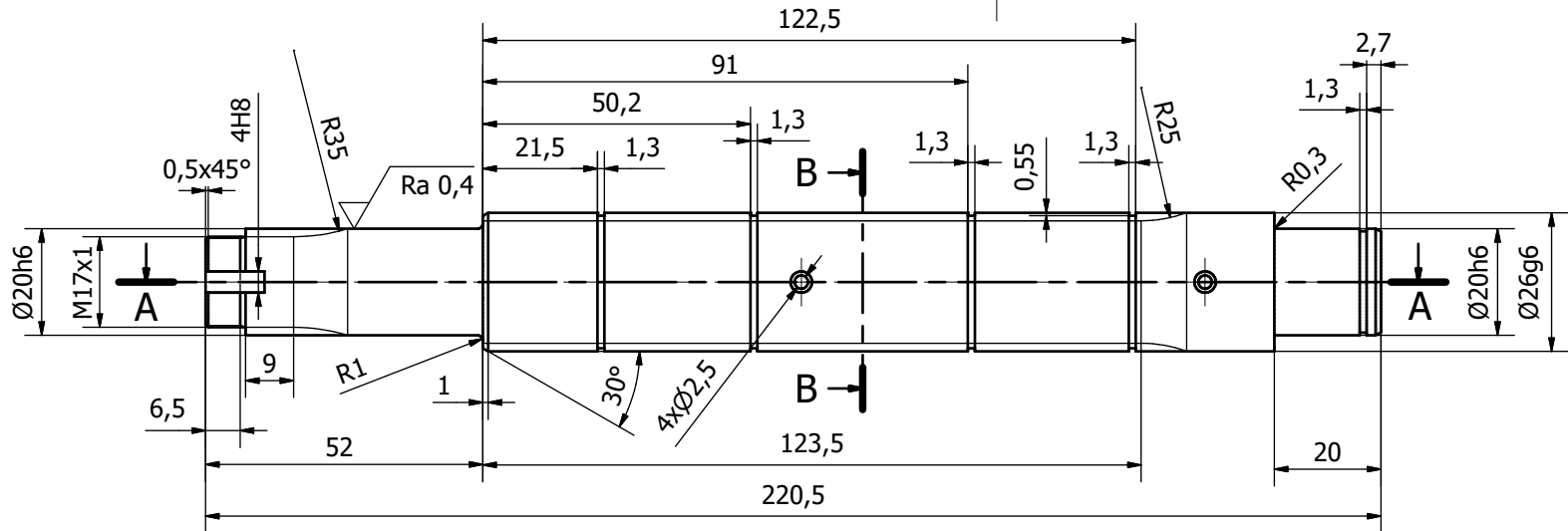
Spoluzabírající kolo	číslo výkresu	-	-
	počet zubů	z	24
	vzdálenost os	a _w	54,735

Modul	m _t	2
Počet zubů hřebenu, segmentu	z	-
Průměr základní kružnice	d _b	52,623
Průměr roztečné kružnice	d	56
Průměr patní kružnice	d _f	54,2
úhel sklonu boční křivky zubu na základním válci	beta _t	-
úhel os	Σ	-

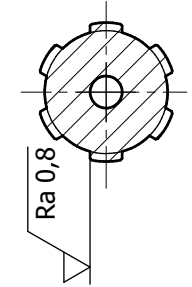
CEMENTOVAT A KALIT BOKY ZUBŮ NA HRC 58±2

Rozm.-Polot. 065-22 ČSN 42 5510.12				PŘESNOST ISO 2768-mk	
				TOLEROVÁNÍ ISO 8015	
				PROMÍTÁNÍ	
				TU v Liberci	
				HŘEBNÍ OZUBENÉ KOLO 6	
				BP-BUCHNER-02	
				List	

Mater.	16 523.4	Tř. odp.	072
Č. hm.	0,202 kg	Hr. hm.	0,573 kg
Změna	Datum	Index	Podpisy
Měřítka	Pozn.	Navrhl	
		Kreslil	BUCHNER P.
		Přezkoušel	
Č.seznamu	Technolog	Typ	
Č.sestavy	Normaliz.	Čís.výkresu	
Starý výkr.	Schválil		
Nový výkr.	Datum	31.8.2020	

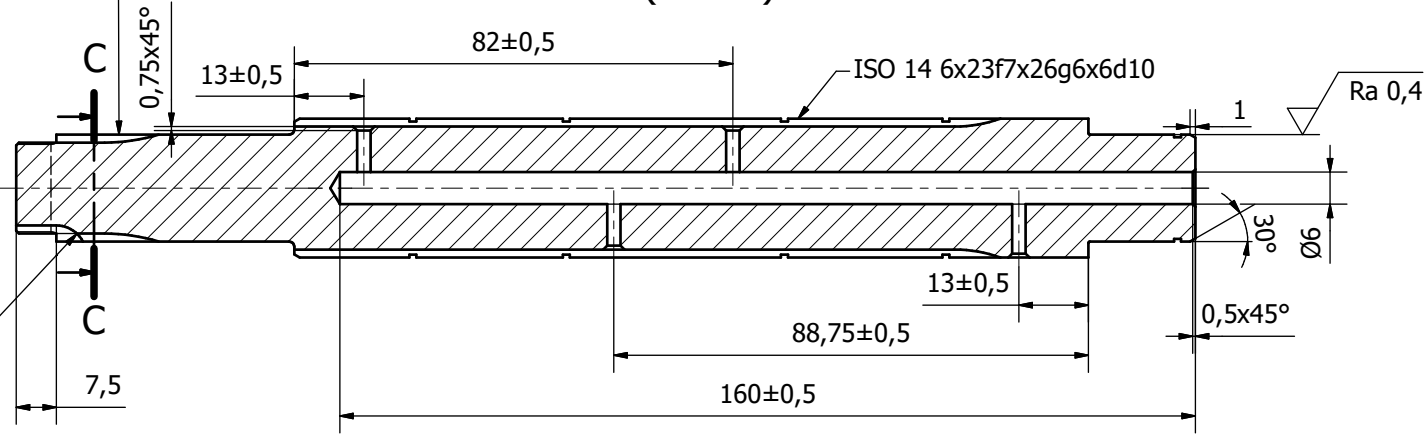


B-B (1:1)

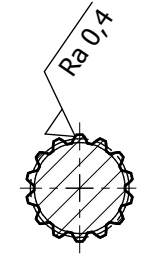


ČSN 01 4952 20x9gx1,25

A-A (1:1)



C-C (1:1)



$\nabla Ra 1,6$ ($\nabla Ra 0,4$, $\nabla Ra 0,8$)

HŘÍDEL ZUŠLECHTĚNA NA STŘEDNÍ PEVNOST

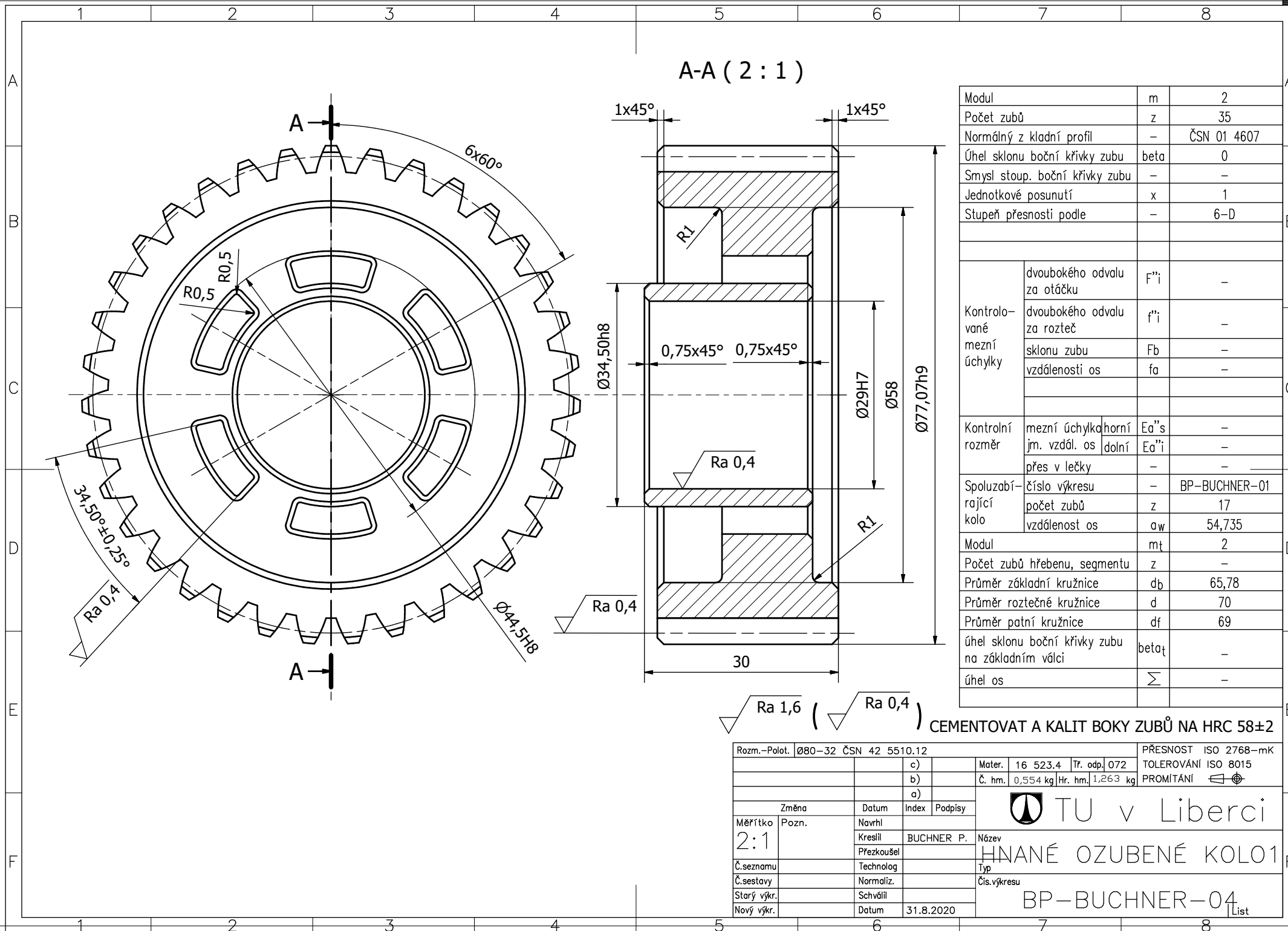
Rozm.-Polot. $\varnothing 30-225$ ČSN 42 5510.12				PŘESNOST ISO 2768-mk	
		c)	Mater.	15 230.7	Tř. odp. 035
		b)	Č. hm.	0,686 kg	Hr. hm. 1,248 kg
		a)	TOLEROVÁNÍ ISO 8015		
					PROMÍTÁNÍ $\nabla \oplus$
Změna		Datum	Index	Podpisy	
Měřítka	Pozn.	Navrhl	Kreslil	BUCHNER P.	Název
1:1		Přezkoušel	VÝSTUPNÍ HŘÍDEL		
Č.seznamu	Technolog	Typ			
Č.sestavy	Normaliz.	Čís.výkresu			
Starý výkr.	Schválil	BP-BUCHNER-03			
Nový výkr.	Datum	31.8.2020			
					List

TU v Liberci

VÝSTUPNÍ HŘÍDEL

BP-BUCHNER-03

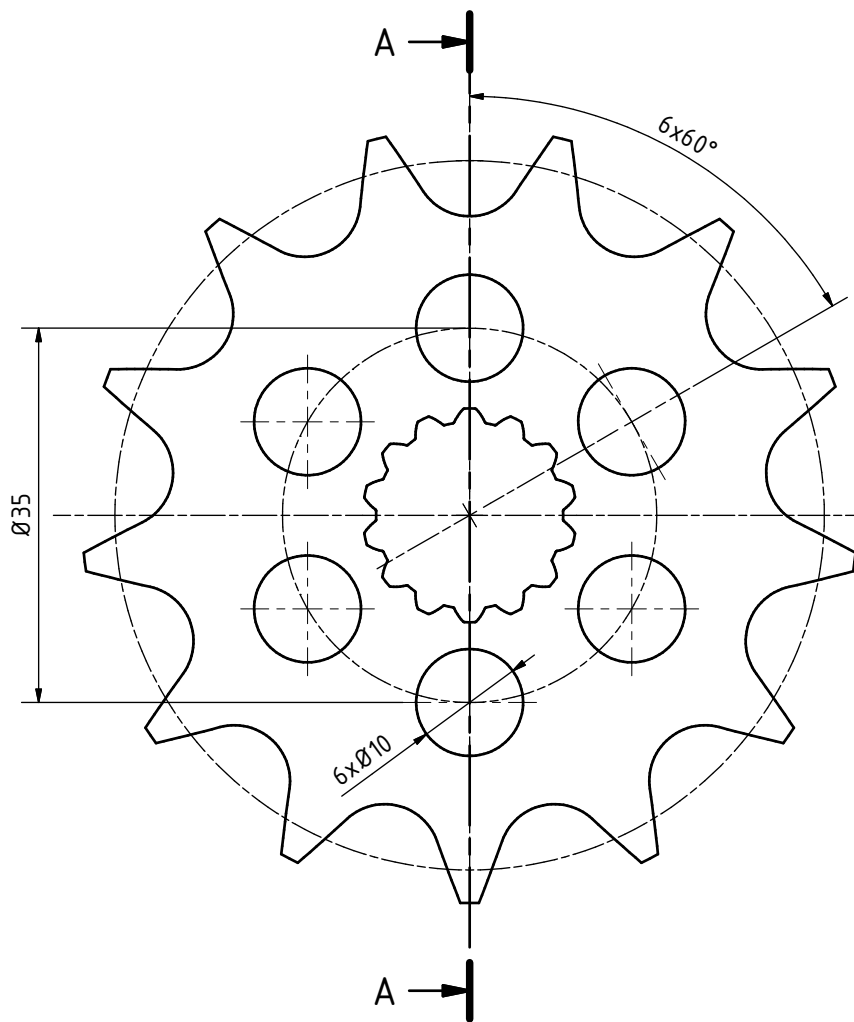
List



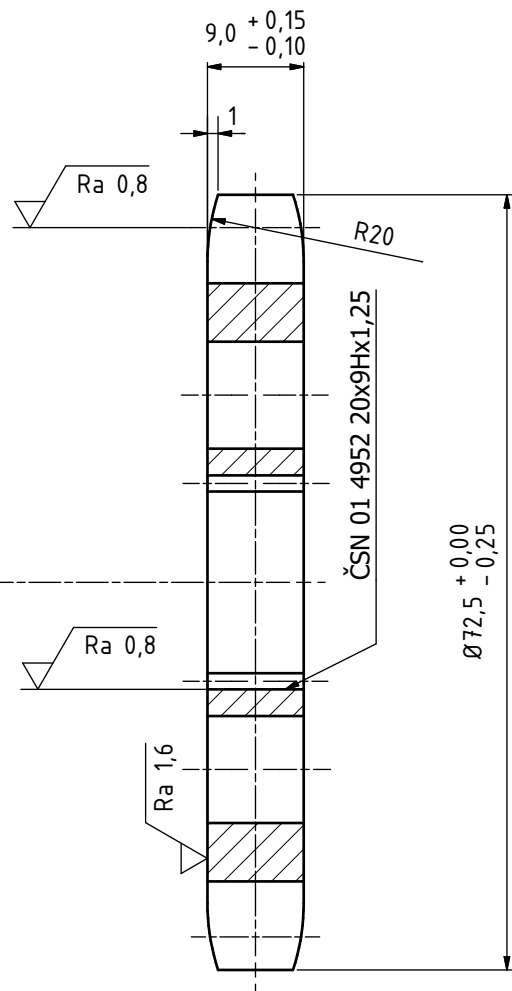
Modul	m	2	
Počet zubů	z	35	
Normální z kladní profil	-	ČSN 01 4607	
Úhel sklonu boční křivky zubu	beta	0	
Smysl stoup. boční křivky zubu	-	-	
Jednotkové posunutí	x	1	
Stupeň přesnosti podle	-	6-D	
Kontrolní rozměr			
Kontrolované mezní úchytky	dvoubokého odvalu za otáčku	F'i	-
	dvoubokého odvalu za rozteč	f'i	-
	sklonu zubu	Fb	-
	vzdálenosti os	fa	-
Kontrolní rozměr	mezní úchytky horní jrn. vzdál. os	Ea''s	-
	dolní	Ea''i	-
	přes v lečky	-	-
Spoluzabírající kolo	číslo výkresu	-	BP-BUCHNER-01
	počet zubů	z	17
	vzdálenost os	a _w	54,735
Modul	m _t	2	
Počet zubů hřebenu, segmentu	z	-	
Průměr základní kružnice	d _b	65,78	
Průměr roztečné kružnice	d	70	
Průměr patní kružnice	d _f	69	
úhel sklonu boční křivky zubu na základním válci	beta _t	-	
úhel os	Σ	-	

Ra 1,6 (Ra 0,4) **CEMENTOVAT A KALIT BOKY ZUBŮ NA HRC 58±2**

Rozm.-Polot. 080-32 ČSN 42 5510.12				PŘESNOST ISO 2768-mk	
				TOLEROVÁNÍ ISO 8015	
				PROMÍTÁNÍ	
				Mater. 16 523.4 Tr. odp. 072	
				Č. hm. 0,554 kg Hr. hm. 1,263 kg	
				a)	
				Změna Datum Index Podpisy	
Měřítka	Pozn.	Navrh	Kreslil	BUCHNER P.	Název
2:1			Přezkoušel		HŘANÉ OZUBENÉ KOLO1
Č.seznamu		Technolog			Typ
Č.sestavy		Normaliz.			Čís.výkresu
Starý výkr.		Schválil			BP-BUCHNER-04
Nový výkr.		Datum	31.8.2020		List



A-A (2 : 1)



Řetěz	typ	530 SDZZ	
	průměr prvku záběru	d_f	10,3
	rozteč řetězu	t	15,875
Počet zubů	z	13	
Profil zubů	ČSN 01 4811		
Průměr roztečné kružnice	d	66,34	
Průměr patní kružnice	d_f	55,93	
Poloměr dna zubové mezery	r_f	5,2	
Poloměr boku zubu	r_e	195	
Úhel otevření zubu	α	113°	
Úhel boku zubu	β	-	
Rozšíření dna zubu	e	-	
Mezní úchytky	rozteče	δ_t	-
	průměru patní kružnice	δ_{df}	0 -0,25
	šířky věnce	δ_{bf}	-
	obvodového házení patní kružnice a čelního házení ozubeného věnce	δ_z	0,7

KALENO NA HB 250±10

$\sqrt{Ra\ 3,2}$ ($\sqrt{Ra\ 1,6}$, $\sqrt{Ra\ 0,8}$)

Rozm.-Polot. 075-12 ČSN 42 5510.12				PŘESNOST ISO 2768-mk	
		c)	Mater.	14 220,4	Tř. odp. 033
		b)	Č. hm.	0,159 kg	Hr. hm. 0,416 kg
		a)	TOLEROVÁNÍ ISO 8015		
					PROMÍTÁNÍ ∇
Změna	Datum	Index	Podpisy		
Měřítka 2:1	Pozn.	Navrh.			
		Kreslil	BUCHNER P.	Název	PASTOREK
Č.seznamu		Technolog		Typ	
Č.sestavy		Normaliz.		Čís.výkresu	
Starý výkr.		Schválil			
Nový výkr.		Datum	25.8.2020		

BP-BUCHNER-05

List

