

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Rychloběžná souosá čelní převodovka

Coaxial Speed-increasing Gearbox with Helical Gears

Student:

Bc. Lukáš Polášek

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

Ostrava 2020

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Lukáš Polášek**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Rychloběžná souosá čelní převodovka**
Coaxial Speed-increasing Gearbox with Helical Gears
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhněte souosou čelní dvoustupňovou převodovku pro pohon asynchronním elektromotorem se vstupními otáčkami 3100 ot/min, točivým momentem 250 Nm, převodovým poměrem $0,70 \pm 3 \%$ a minimální životností 10000 hod.

Seznam doporučené odborné literatury:

BOLEK, A., KOCHMAN, J. a kol. *Části strojů I,II*. Praha: SNTL, 1989. 776s. ISBN 80-03-0046-7.
MORAVEC, V., HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 72 s. ISBN 978-80-248-0878-9.
NĚMČEK, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů*. 2. vydání. Skripta. Ostrava: VŠB-TUO. 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.
NĚMEC, J., DVOŘÁK, J., HÖSCHL, C. *Pružnost a pevnost ve strojírenství*. Praha: SNTL, 1989. 599s. ISBN 80-03-00193-5.
ROBERT C. JUVINALL, KURT M. MARSHEK. *Fundamentals of machine component design*. Second Edition. 1991. John Wiley & Sons.
SHIGLEY, J., E., MISCHKE CH., R., BUDYNAS R., G. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTUM, 2010. 1186 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020



doc. Ing. Zdeněk Folta, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 18. května 2020.



.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato bakalářská*) práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby

V Ostravě 18. května 2020



.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Lukáš Polášek

Adresa trvalého pobytu autora práce:

náměstí Sigmunda Freuda 10, Příbor, 742 58

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

POLÁŠEK, L. *Rychloběžná souosá čelní převodovka*: Diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismu strojů, 2020, 76 s. Vedoucí práce: Kaláb, K.

Diplomová práce se zabývá návrhem souosé rychloběžné dvoustupňové převodovky dle zadaných jmenovitých parametrů. Úvodní část práce je zaměřena na různá řešení souosých převodovek a oblasti jejich aplikací. Následuje shrnutí možných metod mazání a chlazení převodů a ložisek. Navržený koncept rychloběžné převodovky je v práci detailně popsán. Obsahuje konstrukční popis převodovky a také provozní i montážní doporučení. Hlavní část práce je zaměřena na návrhové výpočty strojních dílů k zajištění provozuschopnosti rychloběžné převodovky. Dále je provedena MKP analýza předlokové hřídele vůči kritickým otáčkám. Závěr je věnován návrhu mazací soustavy převodů, ložisek a návrhu chladiče. Přílohou diplomové práce je sestavný výkres rychloběžné převodovky a výrobní výkres výstupní hřídele.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

POLÁŠEK, L. *Coaxial Speed-increasing Gearbox with Helical Gears: Master thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2020, 76 p. Thesis head: Kaláb, K.

Master thesis deals with coaxial speed-increasing gearbox with helical gears design according to given nominal parameters. The introduction of master thesis is focused on various solutions of speed-increasing gearboxes and application range. Then the summary of possible lubricating and cooling methods of the gears and bearings is mentioned. The designed concept of the speed-increasing gearbox is described in detail in this thesis. It contains the description of the gearbox design and also operating and assembly recommendations. The main part of the thesis is focused on design calculations of machine parts to ensure the speed-increasing gearbox serviceability. Further, the FEM modal analysis of the countershaft is performed. The conclusion is focused on lubrication system of gears, bearing and the cooler design. The assembly and production drawings are attached to the master thesis appendix.

Obsah

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ	7
1 ÚVOD	13
1.1 CÍLE DIPLOMOVÉ PRÁCE	13
2 REŠERŠE	14
3 METODY MAZÁNÍ A CHLAZENÍ STROJNÍCH DÍLŮ.....	16
3.1 MAZÁNÍ LOŽISEK	17
4 KONCEPT ŘEŠENÍ PŘEVODOVKY	19
5 NÁVRH A KONTROLA OZUBENÝCH KOL	22
5.1 NÁVRH MODULU OZUBENÍ PRVNÍHO A DRUHÉHO SOUKOLÍ	22
5.2 VÝPOČET PRACOVNÍ OSOVÉ VZDÁLENOSTI A SKLONU ŠIKMÉHO OZUBENÍ	24
5.3 NÁVRH SPOLEČNÉ ŠÍŘKY OZUBENÍ	25
5.4 VÝPOČET GEOMETRIE OZUBENÍ.....	25
5.5 PEVNOSTNÍ KONTROLA SOUKOLÍ	28
6 ZÁKLADNÍ PARAMETRY PŘEVODOVKY	30
7 NÁVRH A VÝPOČET HŘÍDELÍ.....	32
7.1 MINIMÁLNÍ PRŮMĚR HŘÍDELÍ	32
7.2 SILOVÉ ZATÍŽENÍ HŘÍDELÍ OD OZUBENÍ	33
7.3 VÝPOČET VSTUPNÍ HŘÍDELE	34
7.4 VÝPOČET PŘEDLOHOVÉ HŘÍDELE	44
7.5 VÝPOČET VÝSTUPNÍ HŘÍDELE	47
8 KONTROLA TUHOSTI HŘÍDELÍ	50
8.1 MAXIMÁLNÍ ZATÍŽENÍ	50
8.2 KONTROLA OHYBOVÉ TUHOSTI HŘÍDELÍ.....	50
8.3 KONTROLA TORZNÍ TUHOSTI HŘÍDELÍ.....	53
9 KONTROLA PŘENOSU TOČIVÉHO MOMENTU	54
10 KONTROLA PŘEDLOHOVÉ HŘÍDELE VŮČI KRITICKÝM OTÁČKÁM.....	56
11 KONTROLA LOŽISEK A VOLBA MAZIVA	57
11.1 TRVANLIVOST LOŽISEK VSTUPNÍ HŘÍDELE	57
11.2 TRVANLIVOST LOŽISEK PŘEDLOHOVÉ HŘÍDELE.....	60
11.3 TRVANLIVOST LOŽISEK VÝSTUPNÍ HŘÍDELE	62
11.4 SHRNUTÍ VÝSLEDKŮ PROVOZNÍCH TRVANLIVOSTÍ	62
11.5 VOLBA MAZIVA.....	63
12 ŘEŠENÍ MAZACÍ SOUSTAVY	64
12.1 ZÁKLADNÍ PARAMETRY ČERPACEL	65
12.2 METODY CHLAZENÍ OLEJE	67
12.3 TĚPELNÝ VÝPOČET A NÁVRH CHLADIČE.....	67
13 ZÁVĚR.....	70
PODĚKOVÁNÍ	72
POUŽITÉ ZDROJE A SOFTWARE.....	73
SEZNAM PŘÍLOH.....	76

Seznam použitých značek a symbolů

Symbol	Význam	Jednotka
a	Výpočtová vzdálenost	[mm]
a_{SKF}	Součinitel teorie mazání dle SKF	[-]
a'_w	Výpočtová pracovní osová vzdálenost	[mm]
a_w	Pracovní osová vzdálenost	[mm]
b	Výpočtová vzdálenost	[mm]
$b_{OZ,12}$	Šířka ozubení prvního soukolí	[mm]
$b_{OZ,34}$	Šířka ozubení druhého soukolí	[mm]
$b_{OZ,12,max}$	Maximální společná šířka ozubení prvního soukolí	[mm]
$b_{OZ,34,max}$	Maximální společná šířka ozubení druhého soukolí	[mm]
b_{ED}	Společná šířka evolventního drážkování	[mm]
b'_{ED}	Výpočtová společná šířka evolventního drážkování	[mm]
c_p^*	Jednotková hlavová vůle	[-]
c_{ol}	Měrná tepelná kapacita oleje	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
c_{litina}	Měrná tepelná kapacita litiny	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
d	Jmenovitý průměr	[mm]
d_m	Střední průměr ložiska	[mm]
d_{H1min}	Minimální průměr vstupní hřídele	[mm]
d_{H2min}	Minimální průměr předlokové hřídele	[mm]
d_{H3min}	Minimální průměr výstupní hřídele	[mm]
d_{OZ}	Roztečný průměr ozubených kol	[mm]
d_f	Průměr patní kružnice ozubení	[mm]
d_a	Průměr hlavové kružnice ozubení	[mm]
d_{i-i}	Jmenovité průměry	[mm]
$d_{s,ED}$	Střední průměr evolventního drážkování	[mm]
d_{fH}	Patní průměr evolventního drážkování hřídele	[mm]
d_{aH}	Hlavový průměr evolventního drážkování hřídele	[mm]
d_L	Vnitřní průměr ložiska	[mm]
e	Výpočtový součinitel	[-]
f_2	Frekvence předlokové hřídele	[Hz,s ⁻¹]
h_{ED}	Společná výška evolventního drážkování	[mm]
h_{ap}^*	Jednotková výška hlavy	[-]
i_c	Celkový převodový poměr převodovky	[-]
$i_{c,skut}$	Skutečný převodový poměr převodovky	[-]

k_s	Statická bezpečnost	[-]
k_d	Dynamická bezpečnost v ohybu	[-]
$k_{d,i-i}$	Dynamická bezpečnost v ohybu v daných průřezech	[-]
$k_{s,i-i}$	Součinitel statické bezpečnosti v daných průřezech	[-]
$k_{s,\tau,i-i}$	Součinitel statické bezpečnosti v krutu v daných průřezech	[-]
$k_{v,i-i}$	Výsledná bezpečnost v daných průřezech	[-]
k_N	Součinitel přestupu tepla	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
$m_{n,12}$	Normální modul ozubení soukolí 1-2	[mm]
$m_{n,34}$	Normální modul ozubení soukolí 3-4	[mm]
m_{ED}	Modul evolventního drážkování	[mm]
m_L	Hmotnost ložiska	[kg]
m_{ol}	Hmotnost oleje	[kg]
$m_{skříň}$	Hmotnost skříně	[kg]
n_1	Otáčky vstupní hřídele	[min ⁻¹]
n_2	Otáčky předlokové hřídele	[min ⁻¹]
n_3	Otáčky výstupní hřídele	[min ⁻¹]
$n_{HČ}$	Otáčky hřídele čerpadel	[min ⁻¹]
n_{mez}	Mezní otáčky ložiska	[min ⁻¹]
p_D	Dovolený měrný tlak	[MPa]
p_1	Měrný tlak v evolventním drážkování	[MPa]
p	Exponent rovnice trvanlivosti pro ložiska s čárovým stykem	[-]
q	Součinitel vrubové citlivosti pro namáhání ohybem	[-]
q_1	Funkce poloměru vrubu a meze pevnosti	[-]
q_2	Funkce poloměru vrubu a poměru meze kluzu k mezi pevnosti	[-]
r_{i-i}	Poloměr vrubu v daném průřezu	[mm]
t_1	Maximální přípustná teplota převodovky	[°C]
t_0	Teplota okolí	[°C]
t	Ustálená teplota	[°C]
t_{max}	Maximální ustálená teplota	[°C]
u_{12}	Skutečný dílčí převodový poměr prvního soukolí	[-]
u_{34}	Skutečný dílčí převodový poměr druhého soukolí	[-]
u'_{12}	Výpočtový dílčí převodový poměr prvního soukolí	[-]
u'_{34}	Výpočtový dílčí převodový poměr druhého soukolí	[-]
v_{12}	Obvodová rychlost prvního soukolí	[ms ⁻¹]
v_{34}	Obvodová rychlost druhého soukolí	[ms ⁻¹]
$w_{OZ,12,dov}$	Dovolený průhyb ozubených kol prvního soukolí	[mm]

$w_{OZ,34,dov}$	Dovolený průhyb ozubených kol druhého soukolí	[mm]
w_{max}	Maximální průhyb hřídele	[mm]
$w_{max,dov}$	Dovolený maximální průhyb	[mm]
x	Jednotková korekce	[-]
z_{13}	Počet zubů ozubeného kola	[-]
z_{24}	Počet zubů pastorku	[-]
z'_{13}	Výpočtový počet zubů ozubených kol	[-]
z_{ED}	Počet zubů evolventního drážkování	[-]
C	Základní dynamická únosnost ložiska	[N]
C_0	Základní statická únosnost ložiska	[N]
D_{ED}	Jmenovitý průměr evolventního drážkování	[mm]
D_{aN}	Hlavový průměr drážkování náboje	[mm]
D_L	Vnější průměr ložiska	[mm]
F_{A12}	Axiální síla v ozubení prvního soukolí	[N]
$F_{A12,max}$	Maximální axiální síla v ozubení prvního soukolí	[N]
F_{A34}	Axiální síla v ozubení druhého soukolí	[N]
$F_{A34,max}$	Maximální axiální síla v ozubení druhého soukolí	[N]
F_{R12}	Radiální síla v ozubení prvního soukolí	[N]
$F_{R12,max}$	Maximální radiální síla v ozubení prvního soukolí	[N]
F_{R34}	Radiální síla v ozubení druhého soukolí	[N]
$F_{R34,max}$	Maximální radiální síla v ozubení druhého soukolí	[N]
F_{T12}	Obvodová síla v ozubení prvního soukolí	[N]
$F_{T12,max}$	Maximální obvodová síla v ozubení prvního soukolí	[N]
F_{T34}	Obvodová síla v ozubení druhého soukolí	[N]
$F_{T34,max}$	Maximální obvodová síla v ozubení druhého soukolí	[N]
F_{rm}	Minimální radiální zatížení ložiska	[N]
HMH	Pevnostní hypotéza podle Huber-Mises-Hencky	[-]
K_A	Součinitel vnějších dynamických sil	[-]
K_{AS}	Součinitel jednorázového přetížení	[-]
L_{10h}	Provozní trvanlivost ložiska	[hod]
L_{10nmh}	Provozní trvanlivost ložiska dle SKF	[hod]
$M_{o,i-i}$	Výsledný ohybový moment v daných průřezech	[Nm]
$M_{o(x-y)i-i}$	Ohybový moment v daných průřezech v rovině x-y	[Nm]
$M_{o(x-z)i-i}$	Ohybový moment v daných průřezech v rovině x-z	[Nm]
$M_{o(x-y)}$	Průběh ohybového momentu v rovině x-y	[Nm]
$M_{o(x-z)}$	Průběh ohybového momentu v rovině x-z	[Nm]

PSO	Pravý smysl otáčení	[-]
P_1	Příkon převodovky	[W]
P_2	Výkon na předlohovém hřídeli	[W]
P_3	Výstupní výkon z převodovky	[W]
P_z	Ztrátový výkon	[W]
P_A	Ekvivalentní zatížení ložiska v podpoře A	[N]
P_B	Ekvivalentní zatížení ložiska v podpoře B	[N]
P_u	Mezní únavové zatížení ložiska	[N]
Q_1, Q_2	Průtok oleje čerpadlem	[m ³ .s ⁻¹]
R_A	Radiální reakce v podpoře A	[N]
R_B	Radiální reakce v podpoře B	[N]
$R_{A,v}$	Výsledná radiální reakce v podpoře A	[N]
$R_{B,v}$	Výsledná radiální reakce v podpoře B	[N]
$R_{A,a,v}$	Výsledná axiální reakce v podpoře A	[N]
$R_{B,a,v}$	Výsledná axiální reakce v podpoře B	[N]
R_{Ay}	Radiální reakce v podpoře A v ose y	[N]
R_{Ax}	Axiální reakce v podpoře A v ose x	[N]
R_{Az}	Radiální reakce v podpoře A v ose z	[N]
R_{By}	Radiální reakce v podpoře B v ose y	[N]
R_{Bx}	Axiální reakce v podpoře B v ose x	[N]
R_{Bz}	Radiální reakce v podpoře B v ose z	[N]
R_{emin}	Mez kluzu materiálu	[MPa]
R_m	Mez pevnosti materiálu	[MPa]
S_N	Teplosměnná plocha nádrže	[m ²]
T	Časová konstanta	[s]
T_1	Vstupní točivý moment	[Nm]
$T_{1,max}$	Maximální vstupní točivý moment	[Nm]
T_2	Točivý moment na předlohové hřídeli	[Nm]
T_3	Výstupní točivý moment	[Nm]
$T_{2,skut}$	Skutečný točivý moment na předlohové hřídeli	[Nm]
$T_{3,skut}$	Skutečný točivý moment na výstupní hřídeli	[Nm]
V_{ol}	Objem oleje	[m ³]
$V_{g,1}, V_{g,2}$	Geometrický objem čerpadel	[m ³]
Y	Výpočtový faktor pro axiální zatížení	[-]
α_p	Normální úhel profilu	[°]
α_σ	Tvarový součinitel vrubu v ohybu	[-]

α_{τ}	Tvarový součinitel vrubu v krutu	[-]
$\alpha_{\sigma,i-i}$	Tvarový součinitel vrubu v ohybu v daných průřezech	[-]
$\alpha_{\tau,i-i}$	Tvarový součinitel vrubu v krutu v daných průřezech	[-]
β_{12}, β_{34}	Sklon šikmého ozubení prvního a druhého soukolí	[°]
β_V	Vrubový součinitel	[-]
$\beta_{V,i-i}$	Vrubový součinitel v daných vrubech	[-]
ε_{α}	Součinitel trvání záběru profilu	[-]
ε_{β}	Součinitel trvání záběru krokem	[-]
ε_{γ}	Součinitel trvání záběru celkový	[-]
ε_v	Součinitel velikosti	[-]
$\varepsilon_{v,i-i}$	Součinitel velikosti v daných průřezech	[-]
η_P	Celková účinnost převodovky	[-]
η_p	Součinitel jakosti povrchu	[-]
$\eta_{p,i-i}$	Součinitel jakosti povrchu v daných průřezech	[-]
η_c	Faktor znečištění	[-]
η_L	Účinnost valivých ložisek	[-]
η_{OZ}	Účinnost ozubeného převodu	[-]
κ	Viskózní poměr	[-]
$\nu_{VG100,60}$	Viskozita oleje při 60°C	[mm ² .s ⁻¹]
ν_1	Minimální viskozita oleje	[mm ² .s ⁻¹]
ρ_p^*	Jednotkový poloměr zaoblení	[-]
ρ_{i-i}	Poloměr vrubu v daných průřezech	[mm]
ρ_{ol}	Hustota oleje	[kg.m ⁻³]
σ_a	Amplituda napětí	[MPa]
$\sigma_{a,i-i}$	Amplituda napětí v daných průřezech	[MPa]
σ_{Co}	Mez únavy hladkého vzorku v ohybu	[MPa]
σ_{Co}^{\times}	Mez únavy součásti v ohybu	[MPa]
$\sigma_{Co,i-i}^{\times}$	Mez únavy součásti v ohybu v daných průřezech	[MPa]
σ_o	Ohybové napětí	[MPa]
$\sigma_{o,i-i}$	Ohybové napětí v daných průřezech	[MPa]
σ_{red}	Redukované napětí	[MPa]
$\sigma_{red,i-i}$	Redukované napětí v daných průřezech	[MPa]
τ_{dov}	Dovolené smykové napětí	[MPa]
τ_k	Smykové napětí	[MPa]
$\tau_{k,i-i}$	Smykové napětí v daných průřezech	[MPa]
τ_1	Doba potřebná k dosažení maximální přípustné teploty t_1	[s]

φ_{ED}	Relativní funkční počet drážek	[-]
$\varphi_{L,dov}$	Dovolené natočení ložisek	[°]
$\varphi_{OZ,dov}$	Dovolené natočení ozubených kol	[°]
φ_D	Dovolené zkroucení hřídele	[°·m ⁻¹]
φ_{max}	Maximální zkroucení hřídele	[°]
$\psi_{d,max}$	Maximální poměr šířky ozubení k roztečnému průměru	[-]
ϕ_{CH}	Tepelný výkon chladiče	[W]
ϕ_N	Tepelný výkon nádrže	[W]
ϕ_Z	Ztrátový tepelný tok	[W]

1 Úvod

Rychloběžné převodovky jsou zařízení, která svou konstrukcí zvyšují jmenovité vstupní otáčky hnacího stroje na požadované otáčky pracovního stroje. Zvýšením otáček však dochází ke snížení vstupního točivého momentu hnacího stroje na výstupu převodovky v závislosti na převodovém poměru. Obecně se tento typ převodovky nazývá multiplikátor. Aplikace tohoto druhu převodovky je poměrně dost rozšířená v oblasti energetického průmyslu. Jsou jimi poháněny generátory při výrobě elektrické energie ve vodních či větrných elektrárnách. V případě větrné elektrárny jsou používány ke zvýšení relativně nízkých otáček vrtule na nominální otáčky generátoru. Uplatnění však naleznou i v oblasti testovacích zařízení, těžebním průmyslu apod.

1.1 Cíle diplomové práce

Ke splnění zadání diplomové práce byly vytyčeny tyto dílčí cíle:

- rešerše rychloběžných převodovek,
- seznámení se s metodikou mazání převodů a ložisek,
- popis navržené převodovky,
- provedení kontrolních výpočtů strojních dílů,
- návrh mazací soustavy a chladiče,
- výkresová dokumentace.

2 Rešerše

Mechanický převod se definuje jako mechanismus, který pomocí převodových kol přenáší točivý pohyb tak, že mění otáčky a tím také točivý moment.

U přímých mechanických převodů, které zvyšují hodnotu výstupních otáček, jsou hodnoty maximálních převodových poměrů 1:15 až 1:2. Je to z důvodu nárůstu vibrací a hluku s rostoucími otáčkami.

Možnosti použití multiplikátorů jsou rozsáhlé. Mohou se využít jako pohony generátorů při výrobě elektrické energie (větrné a vodní elektrárny), jako pohony turbokompresorů, pohony parních a plynových turbín, pohony čerpadel, petrochemický, těžební, papírenský průmysl, pohony testovacích zařízení apod.

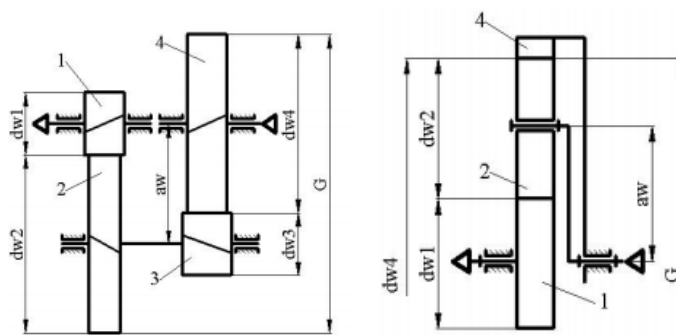
Převodovka je definována čtyřmi parametry, které jsou určeny podle vlastností hnacího a pracovního stroje:

- přenášený výkon,
- požadovaný převodový poměr,
- otáčky,
- uspořádání os hřídelí.

Podle uspořádání os vstupní a výstupní hřídele rozlišujeme převodovky na rovnoběžné, souosé a různoběžné. Skříň převodovek bývá buď jednodílná (úprava vík pro montáž a demontáž hřídelů a uložení), dvojdílná (dělicí rovina vodorovná nebo svislá) nebo zřídka třídílná. Podle počtu soukolí se převodovky dělí na jednostupňové a vícešupňové. Souosé převodovky mají výhodu shodné osy vstupní a výstupní hřídele.

Existují dvě možná specifická řešení převodů souosých převodovek:

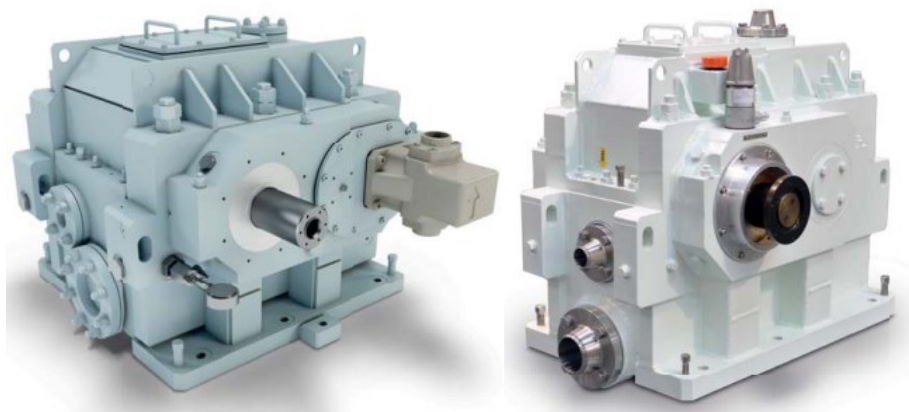
- běžná dvoustupňová převodovka s přímými nebo šikmými zuby (obrázek 2.1),
- s planetovými převody (obrázek 2.1).



Obrázek 2. 1 - Běžná koaxiální převodovka (vlevo), Převodovka s planetovým převodem (vpravo) [16]

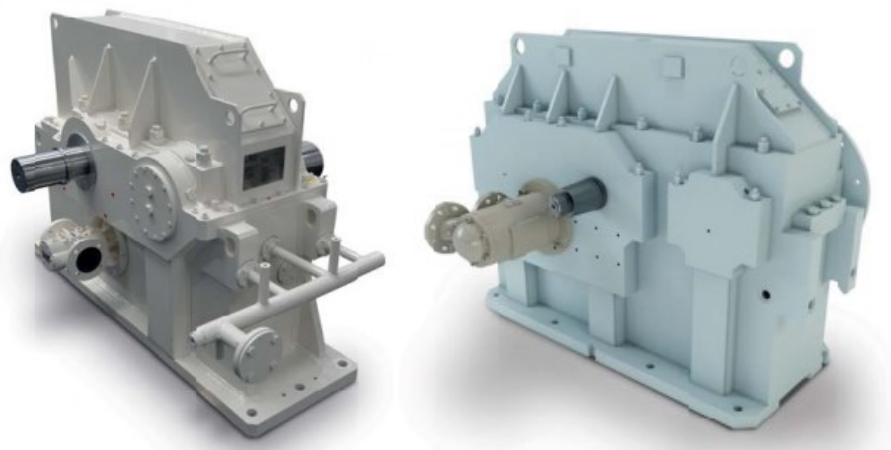
Tuzemská firma

Příkladem výrobce v České republice je společnost *Wikov Industry*. Tato firma se zabývá návrhem rychloběžných převodovek, které se uplatňují primárně pro energetické, kompresorové a čerpadlové aplikace. Nicméně celkový rozsah možného využití je daleko větší. Příklady typů rovnoběžných převodovek jsou RS a RU (obrázek 2.2). Tyto převodovky jsou navrženy, aby odolávaly vzniklým silám v záběru dvojitého šikmého ozubení. Nicméně nejsou navrženy, aby odolaly externímu radiálnímu nebo axiálnímu zatížení.



Obrázek 2. 2 - Rychloběžné převodovky firmy *Wikov Industry a.s.* typ RS (vlevo) RU (vpravo) [17]

Typy převodovek, které odolávají externímu radiálnímu a axiálnímu namáhání, jsou typy R1T a R2T (obrázek 2.3). Dané typy však nedisponují dvojitým šikmým ozubením a přenos točivého pohybu se děje prostřednictvím jednoduchého šikmého ozubení.



Obrázek 2. 3 - Rychloběžné převodovky firmy *Wikov Industry* typ R1T (vlevo) R2T (vpravo) [17]

Standardní převodovka pracuje ve vysokorychlostních aplikacích a rozsahu teplot $-50/+50$ °C, kde se při nízkých teplotách olej předeřívá a při vysokých teplotách chladí. Účinnost převodovek je obvykle vyšší než 98,5%. Celková účinnost závisí na spoustě faktorů. Mezi tyto faktory patří ztráty v záběru, v ložiskách a ztráty vlivem větru. Ztráty vlivem větru jsou zjevné především při vysokých obvodových rychlostech kol.

3 Metody mazání a chlazení strojních dílů

V oblasti převodů závisí volba způsobů mazání záběrů ozubení na obvodových rychlostech kol. Pro malé obvodové rychlosti $0-6 \text{ ms}^{-1}$, kde není nutný odvod tepla, se užívá plastické mazivo. Rozstřík je běžné mazání pro čelní a šnekové převody a je vhodné pro rychlosti $4-15 \text{ ms}^{-1}$. Pro vysokorychlostní aplikace nad 15 ms^{-1} je vhodnější nucené cirkulační (oběhové) mazání. Na obrázku 3.1 jsou zobrazeny rozsahy obvodových rychlostí pro přímá čelní a kuželová soukolí.

No.	Lubrication	Range of tangential speed v (m/s)					
		0	5	10	15	20	25
1	Grease lubrication	←→					
2	Splash lubrication		←→				
3	Forced oil circulation lubrication			←→			

Obrázek 3. 1- Metody mazání pro dané rozsahy obvodových rychlostí pro přímá čelní a kuželová soukolí [21]

Pro oběhové mazání existují tři specifické metody řešení:

1) Kapková metoda

Čerpadlem se nasává olej, který se přímo přivádí do záběru ozubených kol prostřednictvím potrubí.

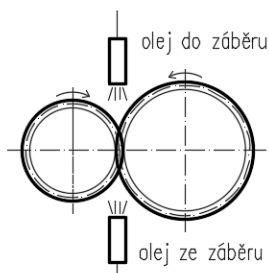
2) Vstřikovací metoda

Čerpadlem se nasává olej, který se přímo přivádí do záběru ozubených kol prostřednictvím vstřikovacích trysek. Ty jsou umístěny po šířce ozubeného kola.

3) Metoda olejové mlhy

Olej je smíchán se stlačeným vzduchem za cílem vzniku olejové mlhy, která je rozprašována proti kontaktní oblasti ozubených kol. Je vhodná zejména pro vysokorychlostní převody.

Olejové mazání se používá k mazání zubů ozubených kol a tím zabraňuje odírání, opotřebením a poškození povrchů zubů v důsledku vzájemného kontaktu kol. Viskozita oleje se zvyšuje s tlakem. Proto olej může oddělit protilehlé zuby ozubených kol i přes obrovská napětí. Dalším úkolem olejů je chladit povrchy zubů ozubených kol.



Obrázek 3. 2 - Způsoby přivádění oleje

Množství oleje přiváděné do záběru ozubených kol obecně vychází ze zkušeností a experimentů. Je vhodné návrh hydraulického okruhu konzultovat se specialistou v daném oboru, popřípadě vytvořit prototyp převodovky, na které se provedou experimentální měření a zkoušení.

3.1 Mazání ložisek

K mazání ložisek se používá olej, plastické mazivo nebo ve speciálních případech tuhé mazivo. Mazání olejem se používá v případech, kdy provozní podmínky nedovolují mazání tukem.

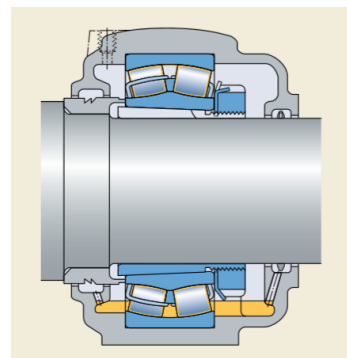
To je v případech kdy:

- otáčky jsou tak vysoké, že domazávací intervaly pro mazání tukem jsou příliš krátké,
- když má být prostřednictvím maziva odváděno teplo z ložiska,
- když jiné části stroje musí být mazány olejem (např. ozubená kola v převodovce).

Základní způsoby mazání olejem

1. Mazání olejovou lázní

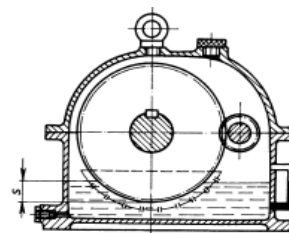
Nejjednodušší způsob, ale vhodný jen pro nízké až střední otáčky. Hladina oleje sahá do výšky středu spodního valivého tělesa a musí být v této výšce udržována. Olej je unášen rotujícími částmi ložiska a rozptýlován v ložisku. Poté se vrací zpět do olejové lázně (obrázek 3.3).



Obrázek 3. 3 - Mazání olejovou lázní [18]

2. Mazání rozstříkem oleje

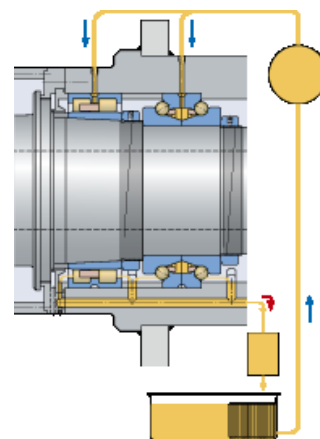
Olej je rozstříkovan rotujícími se strojními součástmi (např. ozubenými koly) na vnitřní stěny skříně a po nich stéká do ložisek. Vlastní ložiska při tom nejsou ponořena v olejové lázni. Jedná se o nejčastější použití v převodovkách (obrázek 3.4).



Obrázek 3. 4 - Mazání rozstříkem oleje [12]

3. Oběhové mazání

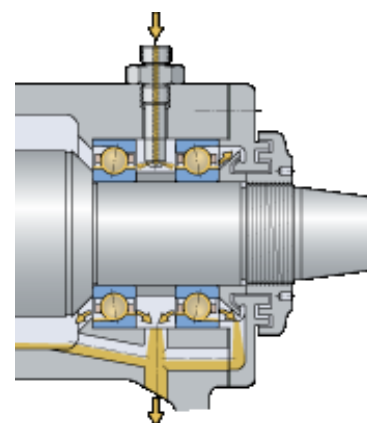
Olej je přiváděn k ložisku, prochází jím a vrací se zpět do nádrže. Odtud je znovu dopraven k ložisku. Oběh oleje zajišťuje čerpadlo, přívod a odvod oleje je proveden trubkami nebo hadicemi. V nádrži je olej podle potřeby chlazen a vždy filtrován. Tento způsob mazání se používá při vysokých otáčkách a velkém zatížení, kde je nutné chlazení ložiska, a pro provoz při vysokých provozních teplotách (obrázek 3.5).



Obrázek 3. 5 - Oběhové mazání [18]

4. Vstříkovací mazání

Olej je pod tlakem vstříkován tryskami přímo do ložiska. Trysky mají být uspořádány tak, aby paprsek oleje zasáhl co nejdále do ložiska. Vstříkovací rychlost musí být dostatečně vysoká, aby překonala vzdušné víry vytvářené valivým ložiskem při vysokých otáčkách. Tento způsob mazání se používá pro ložiska s vysokými provozními otáčkami. Olej odtéká z prostoru ložiska prostřednictvím olejových kanálků (obrázek 3.6).



Obrázek 3. 6 - Vstříkovací mazání [18]

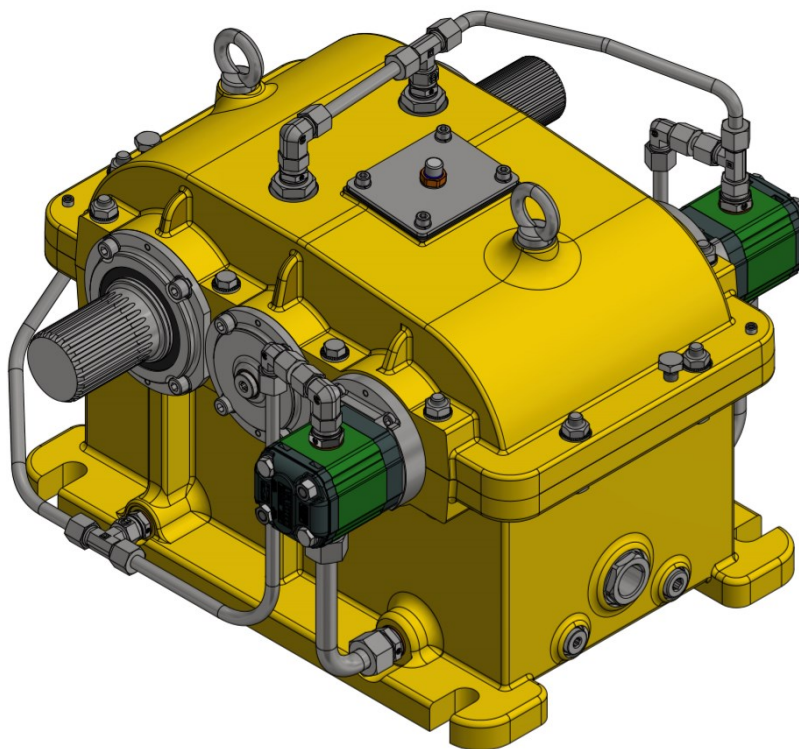
5. Mazání olejovou mlhou

Olejevá mlha je vstříkována do ložiska a zaručeně dopraví minimální množství oleje na mazaná místa. Na všechny kontaktní plochy v ložisku se dostává jen nejnutnější množství oleje. Třecí odpor maziva je proto nepatrný a provozní teplota ložiska se dá udržet velmi nízkou. Tento způsob se často používá pro mazání vřetenových ložisek obráběcích center.

Pro mazání a chlazení záběrů ozubených kol a ložisek v rychloběžné převodovce je zvolena metoda oběhového mazání.

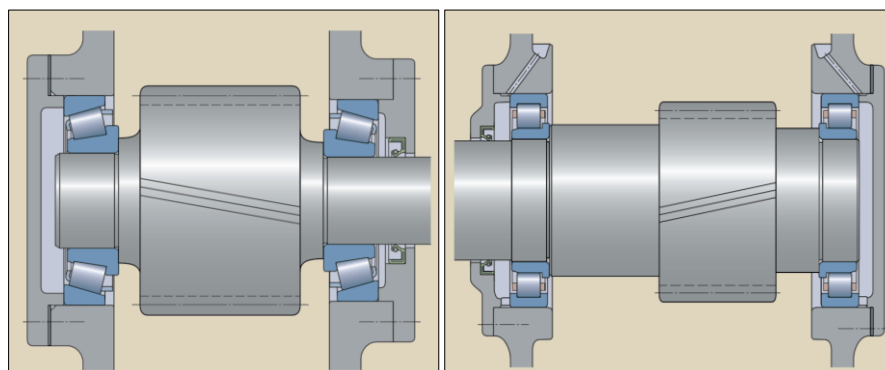
4 Koncept řešení převodovky

Na Obrázku 4.1 je znázorněna navržená dvoustupňová koaxiální převodovka poháněna asynchronním elektromotorem. Přenos točivého pohybu mezi hřídelemi je zajištěn čelními soukolími se šikmými zuby. Přenos točivého momentu mezi koly a hřídelemi se děje prostřednictvím evolventních drážkování se středěním na boky zubů se zaoblenými dny drážek. Tento tvarový spoj je zvolen za účelem snížení vrubového účinku. Výška os hřídelí od spodních hran patek skříně převodovky je ve výšce 205 mm. Osová vzdálenost mezi hřídelemi je 110 mm.



Obrázek 4. 1 - Rychloběžná dvoustupňová koaxiální převodovka s označením RP 2300 01

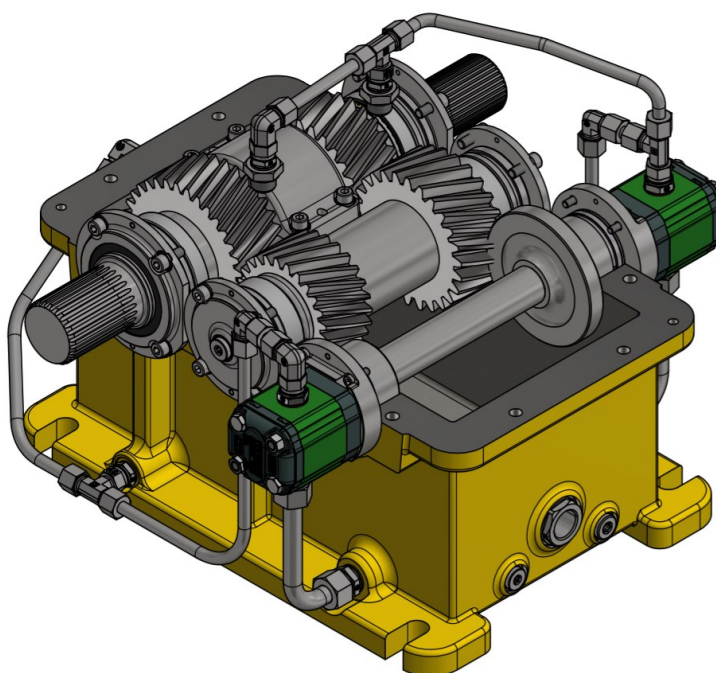
Vstupní a výstupní hřídel je uložena ve skříní prostřednictvím kuželíkových ložisek od firmy SKF. Zde je třeba zkontrolovat u výrobce maximální provozní otáčky daných kuželíkových ložisek. Předloková hřídel je uložena pomocí válečkových ložisek typu NJ dodávané firmou SKF, která dovolují axiální zatížení.



Obrázek 4. 2 - Způsob ukládání hřídelí v převodovce (souměrné uspořádání) [18]

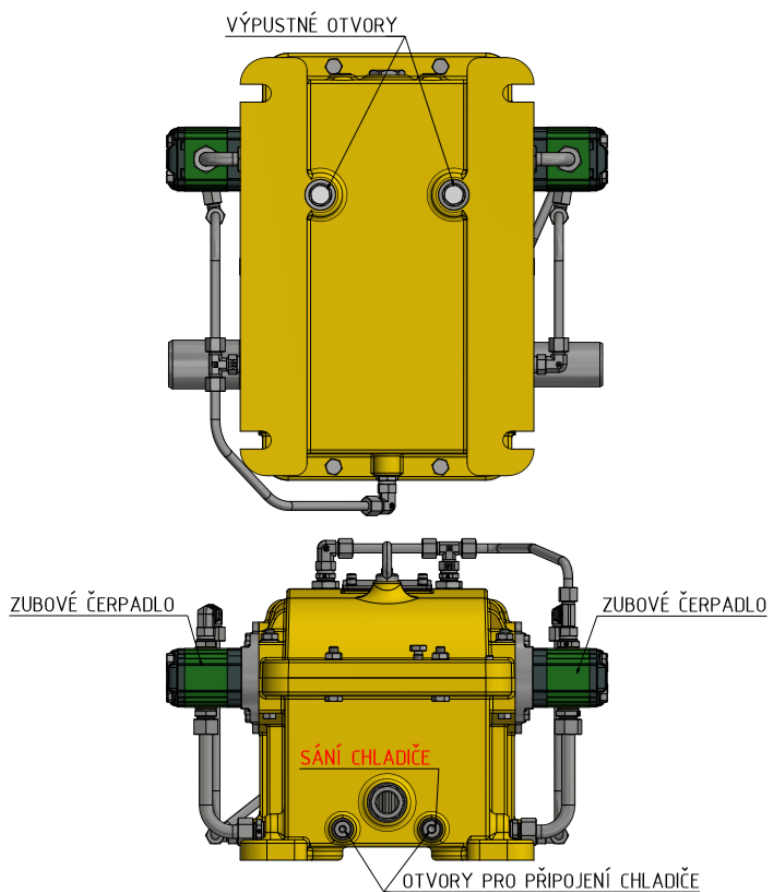
Ložiska a záběry ozubení jsou mazána a chlazena metodou oběhu oleje. Důvodem použití této metody jsou vysoké hodnoty obvodových rychlostí kol. Oběh oleje obstarává dvojice zubových čerpadel firmy *Vivoil*. Rozvod oleje je zajištěn šroubeními a ohýbanými trubkami. Samotná těsnost spojů (šroubení-trubka) je docílena zářezným kroužkem, který při dotažení převlečné matice zajistí utěsnění spoje. Šroubení jsou dodávána firmou *Knomi*.

Převodovka je navržena pro vstupní pravý smysl otáčení. Tento smysl otáčení je nařízený pro tuto převodovku. V případě levého smyslu otáčení nebudou čerpadla plnit správnou funkci vhánění oleje k mazaným místům. Naopak by se čerpadla snažila olej z mazaných míst odčerpávat. Tuto informaci je nutné uvést v instalačních datech a katalogu pro zákazníka. Olej je vstřikován do záběru ozubení pomocí vstřikovacích trysek (obrázek 4.3).



Obrázek 4. 3- Náhled do převodovky

Pro připojení vzduchového chladiče jsou na skříni připraveny připojovací závitové otvory. Pro sání chladiče je zhotoven větší otvor. Pro vedení, které vrací ochlazený olej do převodovky, je zhotoven menší otvor dle obrázku 4.4.



Obrázek 4. 4 -Popis převodovky RP 2300 01

Víko a skříň převodovky jsou zhotoveny z tvárné litiny 42 2304 dle ČSN. Nedílnou součástí převodovky jsou dále šroubové závěsy pro přepravu jeřábem, ukazatel množství oleje (olejznak), nalévací/nahlížecí otvor ve víku převodovky, výpustné otvory opotřebovaného oleje a odvodušňovací ventil s filtrem. Jako výpustné otvory jsou použity magnetické zátky, které zachycují kovové částice nečistot. Tyto zátky jsou umístěny u otvorů sání čerpadel.

Víko a skříň jsou vůči sobě centrovány pomocí kolíků a smontovány šrouby se šestihrannou hlavou. Vnitřní ložiskové těleso je vůči skříni centrováno obdobným způsobem a smontováno šrouby s válcovou hlavou.

Ve smontovaném stavu je provedeno obrábění otvorů ložiskových uložení. Obrábění je provedeno na horizontálním vyvrtávacím obráběcím stroji. Vstup a výstup má totožný průměr otvorů pro uložení ložisek. Tím je zajištěna výborná sousost vstupního a výstupního obráběného otvoru. Na víku jsou obrobena závitové otvory, které slouží k demontáži víka a skříně. Tato demontáž se provádí odtlačujícími šrouby pro oddělení tmelem zatěsněných dosedacích ploch víka a skříně. Výstupní hřídel převodovky se nesmí zatěžovat externími radiálními silami (např. radiálními silami řetězového případně řemenového převodu).

5 Návrh a kontrola ozubených kol

Návrh a kontrola prvního a druhého soukolí je provedena prostřednictvím katedrálních softwarů Modul [31], Geometrie [32] a CSNw [33].

5.1 Návrh modulu ozubení prvního a druhého soukolí

Za použití softwaru *Modul* [31] je navržen normální modul ozubení prvního a druhého soukolí. Výstupem programu jsou normální moduly stanovené pro ohyb a dotyk. Rozhodující je modul s vyšší hodnotou. Následně je zvolena vyšší hodnota podle řady normalizovaných modulů ČSN 01 4608.

Prvním krokem návrhu je volba počtu zubů pastorků (tedy menších kol). Zvolené počty zubů vychází z doporučených hodnot ČSN 01 4686 pro pastorek povrchově tvrzený (mimo nitridace) a kolo povrchově netvrzené (tabulka 5.1).

Tabulka 5. 1 - Doporučené počty zubů pastorku dle ČSN 01 4686 [27]

	u			
	1	2	3	4
Obě kola normalizačně žíhaná	32÷60	29÷55	25÷50	22÷45
Obě kola zušlechtěná	32÷60	29÷55	25÷50	22÷45
Pastorek povrchově tvrzený (mimo nitridace), kolo povrchově netvrzené	22÷40	20÷36	17÷32	18÷29
Obě kola povrchově tvrzená	15÷24	14÷21	12÷18	10÷16
Obě kola nitridovaná	24÷40	21÷35	19÷31	16÷26

Volba počtu zubů pastorku prvního soukolí (je vhodné zvolit liché číslo):

$$z_2 = 25 [-]$$

Volba dílčího převodového poměru prvního soukolí:

$$u'_{12} = 0,735 [-]$$

Počet zubů na kole prvního soukolí:

$$z'_1 = \frac{z_2}{u'_{12}} = \frac{25}{0,735} = 34,01 [-] \quad (5.1)$$

Byl zvolen počet zubů kola $z_1 = 34 [-]$.

Skutečný dílčí převodový poměr prvního soukolí:

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{25}{34} = 0,735 [-] \quad (5.2)$$

Návrhový dílčí převodový poměr druhého soukolí:

$$u'_{34} = \frac{i_c}{u_{12}} = \frac{0,7}{0,735} = 0,952 [-] \quad (5.3)$$

Volba počtu zubů pastorku druhého soukolí (je vhodné volit liché číslo):

$$z_4 = 29 [-]$$

Počet zubů na kole druhého soukolí:

$$z'_3 = \frac{z_4}{u'_{34}} = \frac{29}{0,952} = 30,46 [-] \quad (5.4)$$

Byl zvolen počet zubů kola $z_3 = 30 [-]$ (je vhodné volit sudé číslo).

Skutečný dílčí převodový poměr druhého soukolí:

$$u_{34} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{29}{30} = 0,967 [-] \quad (5.5)$$

Točivý moment na předlokové hřídeli:

$$T_2 = T_1 \cdot u_{12} = 250 \cdot 0,735 = 183,75 \text{ Nm} \quad (5.6)$$

kde T_1 je jmenovitý točivý moment asynchronního elektromotoru.

Točivý moment na výstupní hřídeli:

$$T_3 = T_1 \cdot u_{12} \cdot u_{34} = 250 \cdot 0,735 \cdot 0,967 = 177,7 \text{ Nm} \quad (5.7)$$

Obrázek 5.1 a 5.2 zobrazuje výsledky návrhových výpočtů normálních modulů pro ohyb a dotyk prvního a druhého soukolí.

The screenshot shows a software window titled "Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 - část 4". The interface is divided into three main sections:

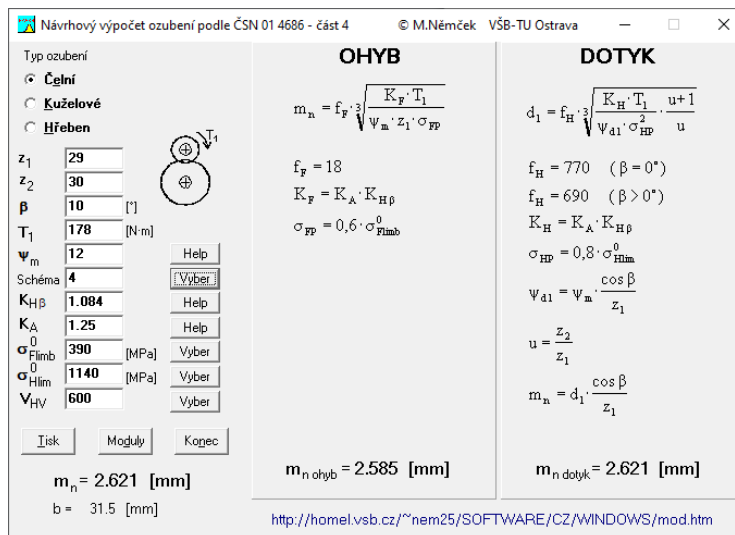
- Left Panel (Inputs):** Contains a list of input parameters with their values and units. Parameters include:
 - Typ ozubení: Čelní (selected)
 - z₁: 25
 - z₂: 34
 - β: 10 [°]
 - T₁: 184 [N·m]
 - ψ_m: 12
 - Schéma: 5
 - K_{Hβ}: 1.061
 - K_A: 1.25
 - σ_{Fimb}⁰: 390 [MPa]
 - σ_{Hlim}⁰: 1140 [MPa]
 - V_{HV}: 600
- Middle Panel (OHYB):** Displays the bending stress formula:

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_1}{\psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}}$$
 with intermediate values: f_F = 18, K_F = K_A · K_{Hβ}, and σ_{FP} = 0,6 · σ_{Fimb}⁰. The result is m_{n ohyb} = 2.727 [mm].
- Right Panel (DOTYK):** Displays the contact stress formula:

$$d_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{\psi_{d1} \cdot \sigma_{HP}} \cdot \frac{u+1}{u}}$$
 with intermediate values: f_H = 770 (β = 0°), f_H = 690 (β > 0°), K_H = K_A · K_{Hβ}, σ_{HP} = 0,8 · σ_{Hlim}⁰, ψ_{d1} = ψ_m · cos β / z₁, u = z₂ / z₁, and m_n = d₁ · cos β / z₁. The result is m_{n dotyk} = 2.786 [mm].

At the bottom, the final normal module is given as m_n = 2.786 [mm] and b = 33.4 [mm]. A URL is provided at the bottom: <http://homel.vsb.cz/~nem25/SOFTWARE/CZ/WINDOWS/mod.htm>

Obrázek 5. 1 - Předběžný návrh normálního modulu prvního soukolí [31]



Obrázek 5. 2 - Předběžný návrh normálního modulu druhého soukolí [31]

Z řady normalizovaných modulů je zvolen pro první a druhé soukolí modul (viz. obrázek 5.3):

$$m_{n,12} = m_{n,34} = 3,5 \text{ mm}$$

Řada 1	Řada 2	Řada 1	Řada 2	Řada 1	Řada 2	Řada 1	Řada 2
0,05	--	0,5	--	5	--	50	--
--	0,055	--	0,55	--	5,5	--	55
0,06	--	0,6	--	6	--	60	--
--	0,07	--	0,7	--	7	--	70
0,08	--	0,8	--	8	--	80	--
--	0,09	--	0,9	--	9	--	90
0,1	--	1	--	10	--	100	--
--	0,11	--	1,125	--	11	--	--
0,12	--	1,25	--	12	--	--	--
--	0,14	--	1,375	--	14	--	--
0,15	--	1,5	--	16	--	--	--
--	0,18	--	1,75	--	18	--	--
0,2	--	2	--	20	--	--	--
--	0,22	--	2,25	--	22	--	--
0,25	--	2,5	--	25	--	--	--
--	0,28	--	2,75	--	28	--	--
0,3	--	3	--	32	--	--	--
--	0,35	--	3,5	--	36	--	--
0,4	--	4	--	40	--	--	--
--	0,45	--	4,5	--	45	--	--

Obrázek 5. 3 - Tabulka normalizovaných normálních modulů dle ČSN 01 4608 [31]

5.2 Výpočet pracovní osové vzdálenosti a sklonu šikmého ozubení

Principem výpočtu je navrhnout pracovní osovou vzdálenost pro přímé zuby, kdy se následně vypočtená hodnota zaokrouhlí. Při výpočtu potřebného sklonu šikmých zubů vycházíme ze zvolené pracovní osové vzdálenosti. Výsledky výpočtu sklonu šikmých zubů se musí pohybovat mezi 7° až 30° [2].

Návrh pracovní osové vzdálenosti přímých zubů:

$$a'_w = \frac{m_{n,12} \cdot (z_1 + z_2)}{2} = \frac{3,5 \cdot (34 + 25)}{2} = 103,3 \text{ mm} \quad (5.8)$$

Vypočtená hodnota je zaokrouhlena na $a_w = 110 \text{ mm}$.

Sklon šikmých zubů prvního soukolí:

$$\beta_{12} = \arccos \left[\frac{m_{n,12} \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot a_w} \right] = \arccos \left[\frac{3,5 \cdot (34 + 25)}{2 \cdot 110} \right] = 20,176^\circ \quad (5.9)$$

Sklon šikmých zubů druhého soukolí:

$$\beta_{34} = \arccos \left[\frac{m_{n,34} \cdot (z_3 + z_4)}{2 \cdot a_w} \right] = \arccos \left[\frac{3,5 \cdot (30 + 29)}{2 \cdot 110} \right] = 20,176^\circ \quad (5.10)$$

5.3 Návrh společné šířky ozubení

Společná šířka zubů je zvolena tak, aby vyhovovala podmínce ČSN 01 4686 - část 4, pro maximální společnou šířku. Platí pro nesymetricky uložená soukolí, pastorek povrchově tvrzený (mimo nitridace), kolo povrchově netvrzené.

Maximální společná šířka ozubení prvního soukolí [2]:

$$b_{OZ,12,max} = \frac{\psi_{d,max} \cdot z_2 \cdot m_{n12}}{\cos \beta_{12}} = \frac{1,1 \cdot 25 \cdot 3,5}{\cos 20,176} = 102,5 \text{ mm} \quad (5.11)$$

Byla zvolena společná šířka prvního soukolí $b_{OZ,12} = 50 \text{ mm}$.

Maximální společná šířka ozubení druhého soukolí [2]:

$$b_{OZ,34,max} = \frac{\psi_{d,max} \cdot z_4 \cdot m_{n34}}{\cos \beta_{34}} = \frac{1,1 \cdot 29 \cdot 3,5}{\cos 20,176} = 118,9 \text{ mm} \quad (5.12)$$

Byla zvolena společná šířka druhého soukolí $b_{OZ,34} = 50 \text{ mm}$.

5.4 Výpočet geometrie ozubení

Výpočet geometrie ozubení obou soukolí je proveden softwarem *Geometrie* [32]. Programem je navržena korekce k zachování navržené pracovní osové vzdálenosti a k vyrovnání měrných skluzů soukolí typu VN.

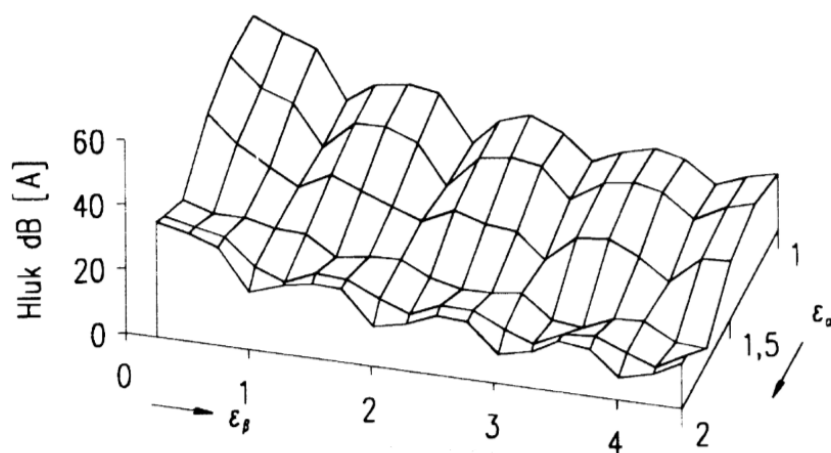
Ozubená kola jsou vyráběna nestandardním nástrojem. Jednotkové parametry základního nestandardního profilu (vysoké zuby HCR) pro obě soukolí jsou zobrazeny v tabulce 5.2. Tyto parametry jsou voleny dle literatury pro rychloběžné převody [9].

Tabulka 5. 2- Jednotkové parametry základního nestandardního profilu [9]

$h_{ap}^* [-]$	$c_p^* [-]$	$\alpha_p [^\circ]$	$\rho_p^* [-]$
1,25	0,25	20°	0,25

Na základě různých experimentů i zkušeností předních výrobců se ukázalo, že se snižováním hluku resp. vibrací se zvyšuje také únosnost. Tím se dosáhne významného zlepšení jakosti ozubených soukolí při dodržení jistých zásad pro volbu záběrových součinitelů ε_α a ε_β . Zmíněné zásady se dají shrnout do těchto bodů [9]:

- minima buzení vibrací se dosáhne při jakékoliv velikosti ε_α při celočíselné hodnotě ε_β ,
- buzení vibrací při zvyšování celočíselné hodnoty ε_β neustále klesá,
- pro libovolné ε_β klesá buzení vibrací s rostoucí hodnotou ε_α od hodnoty 1 do $1,7 \div 1,8$, kde se nalézá lokální minimum,
- pro celočíselné hodnoty ε_β leží absolutní minimum vždy při hodnotě $\varepsilon_\alpha = 2$ [-].



Obrázek 5. 4 – Závislost velikosti součinitelů ε_α , ε_β na hluku pro nekorigované šikmé zuby [9]

Tabulka 5.3 a 5.4 obsahuje hlavní výběr z výpočtů geometrie prvního a druhého soukolí. Kompletní výpis geometrie je zveřejněn v příloze [A] pro první a v příloze [B] pro druhé soukolí.

Tabulka 5. 3- Výpis geometrie prvního soukolí [32]

Veličina	Označení	Rozměr	Pastorek	Společné rozměry	Kolo
Typ ozubení			vnější		vnější
Počet zubů	z	[-]	25		34
Normální modul	m_n	[mm]		3.5	
Úhel sklonu zubů roztečný	β	[°]		20.176	
Osová vzdálenost	a_w	[mm]		110	
Jednotková korekce	x	[-]	0.14269		-0.14265
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	0.49941		-0.49927
Průměr patní kružnice	d_f	[mm]	83.72		115.28
Průměr roztečné kružnice	d_{OZ}	[mm]	93.2		126.8
Průměr hlavové kružnice	d_a	[mm]	102.9		134.5
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	[-]		1.82	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	[-]		1.57	
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	[-]		3.39	

Tabulka 5. 4 - Výpis geometrie druhého soukolí [32]

Veličina	Označení	Rozměr	Pastorek	Společné rozměry	Kolo
Typ ozubení			vnější		vnější
Počet zubů	z	[-]	29		30
Normální modul	m_n	[mm]		3.5	
Úhel sklonu zubů roztečný	β	[°]		20.176	
Osová vzdálenost	a_w	[mm]		110	
Jednotková korekce	x	[-]	0.0157		-0.0157
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	0.0551		-0.055
Průměr patní kružnice	d_f	[mm]	97.75		101.25
Průměr roztečné kružnice	d_{OZ}	[mm]	108.1		111.9
Průměr hlavové kružnice	d_a	[mm]	116.9		120.5
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	[-]		1.83	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	[-]		1.57	
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	[-]		3.4	

5.5 Pevnostní kontrola soukolí

Softwarem CSNw [33] jsou provedeny úplné pevnostní výpočty ozubení prvního a druhého soukolí v souladu s normou ISO 6336 - metoda C.

Do programu je zadána geometrie soukolí, jsou zvoleny materiály pastorků a kol (obrázek 5.5) a zadány součinitele ovlivňující pevnostní kontrolu. Pastorky jsou zhotoveny z konstrukční slitinové oceli 12 051, zuby povrchově kalené po boku. Kola jsou vyráběná z konstrukční slitinové oceli 12 050 ve stavu zušlechtěném (viz. Příloha [C], Příloha [D]).

Volba materiálových parametrů (ČSN 01 4686 část 5, tab.12) PASTOREK									
Poř. čís.	Materiál	Označení ČSN	Účinnost tepelného nebo chemicko-tepelného zpracování	pevnosti v tahu R_m	v tahu R_e nebo $R_{p0,2}$	v jádře zuby σ_{HV}	na boku zuby σ_{HV}	únavy v dotyku σ_{Hlim}	únavy v ohybu σ_{FlimB}
15	konstrukční ocel uhlíková	12 050	normalizačně žíhaná	540	325	155	155	430	356
16	konstrukční ocel uhlíková	12 050	zušlechtěná	640	390	200	200	520	410
17	konstrukční ocel uhlíková	12 061	normalizačně žíhaná	660	380	200	200	520	410
18	konstrukční ocel uhlíková	12 061	zušlechtěná	740	440	235	235	590	452
19	konstrukční ocel slitinová	13 242	zušlechtěná	932	686	290	290	700	518
20	konstrukční ocel slitinová	14 140	zušlechtěná	883	637	285	285	690	512
21	konstrukční ocel slitinová	15 241	zušlechtěná	980	850	300	300	720	530
22	konstrukční ocel slitinová	16 440	zušlechtěná	932	785	290	290	700	518
23	konstrukční ocel slitinová	16 436	zušlechtěná	1130	980	360	360	840	602
24	litá ocel uhlíková	42 2660	povrchově kalena po boku	590	300	180	600-675	1140	316
25	litá ocel slitinová	42 2719	povrchově kalena po boku	700	340	210	600-675	1140	352
26	konstrukční ocel slitinová	12 051	povrchově kalena po boku	640	390	200	600-675	1140	390
27	konstrukční ocel slitinová	14 140	povrchově kalena po boku	785	539	250	600-675	1140	450
28	konstrukční ocel slitinová	15 241	povrchově kalena po boku	980	850	315	600-675	1160	528
29	konstrukční ocel slitinová	15 241	povrchově kalena mezerově	980	850	315	600-675	1160	705
30	konstrukční ocel slitinová	16 343	povrchově kalena mezerově	965	750	300	600-675	1160	705
31	konstrukční ocel slitinová	16 343	povrchově kalena mezerově	965	750	300	500-550	1060	655
32	konstrukční ocel slitinová	NiCrMo80	povrchově kalena mezerově	800	625	250	500-550	1060	555
33	konstrukční ocel slitinová	13 242	nitridovaná	800	620	250	550	930	580

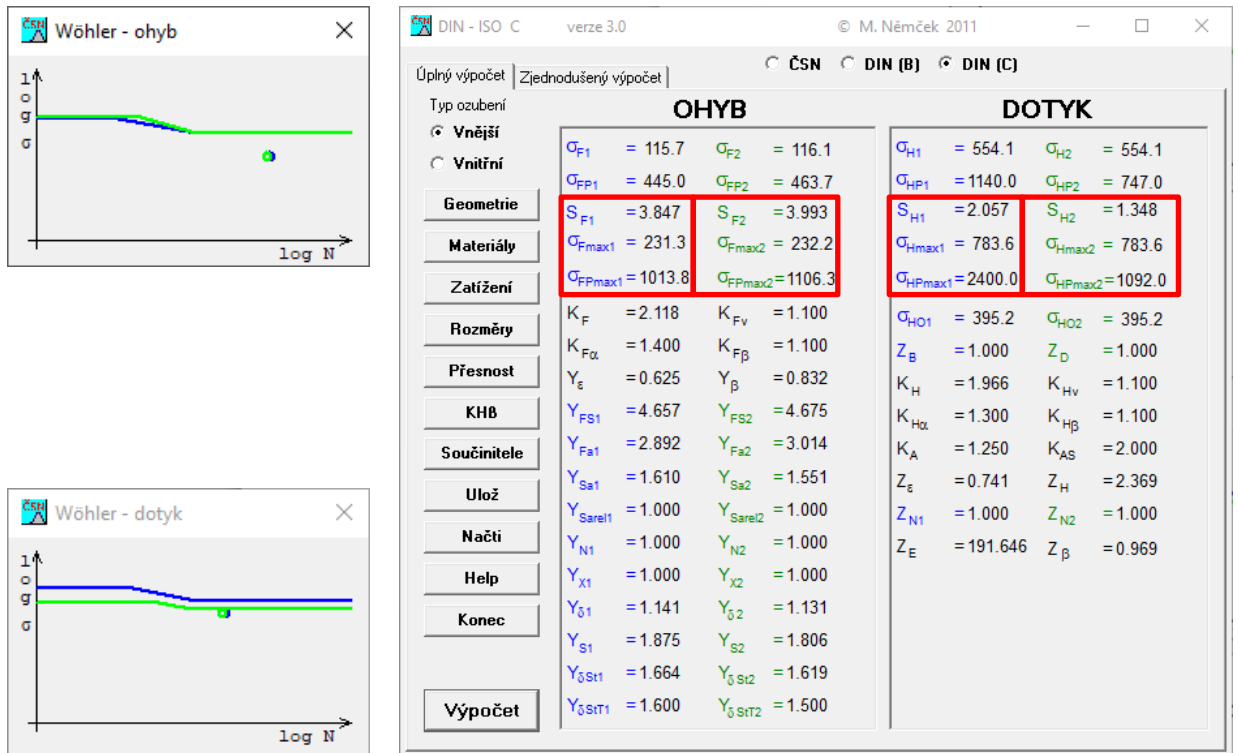
Obrázek 5. 5 – Tabulka volby materiálů ozubených kol v softwaru CSNw [33]

Dále jsou do programu zadány zatěžující údaje. Zadává se točivý moment na pastorku, otáčky, požadovaná životnost, součinitel vnějších dynamických sil K_A a součinitel jednorázového přetížení K_{A5} . Součinitel K_A respektuje vztah mezi hnacím a pracovním strojem, jehož hodnota je zvolena 1,25. Součinitel K_{A5} reprezentuje záběrový moment elektromotoru, který byl zvolen a jeho hodnota je rovna 2.

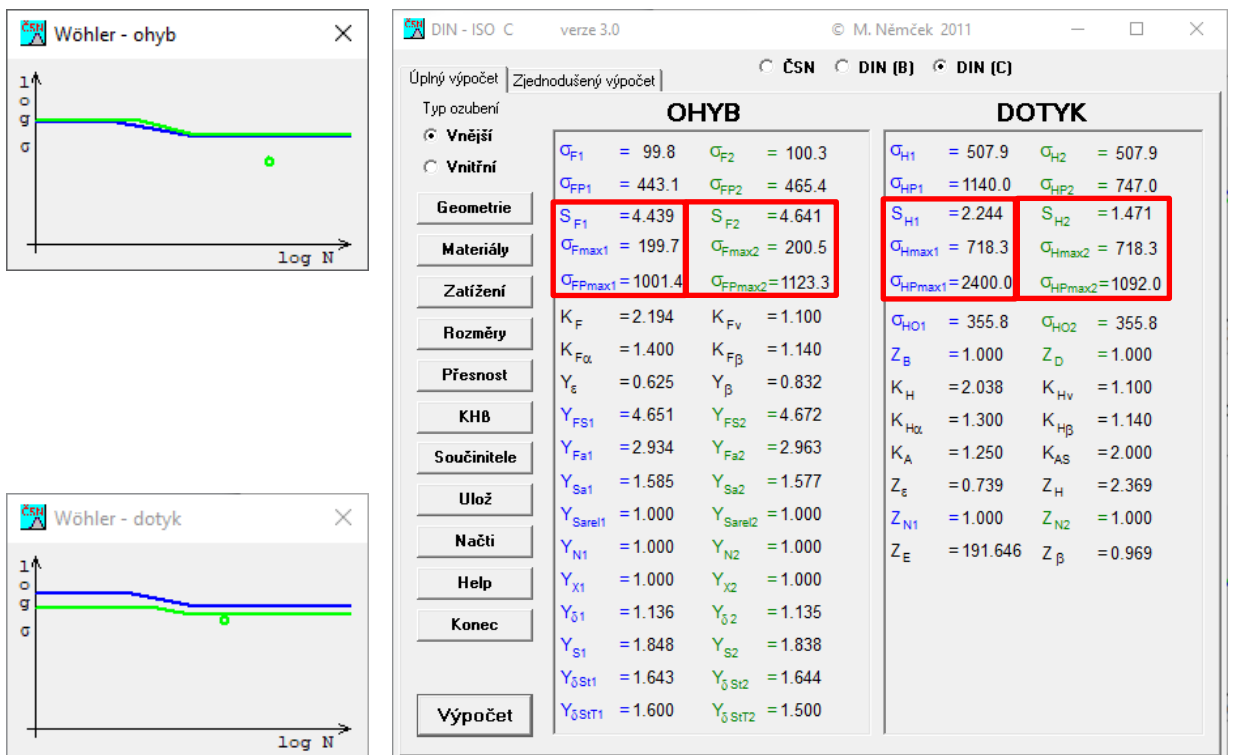
Výstupem pevnostní kontroly jsou hodnoty součinitelů bezpečnosti proti vzniku únavového poškození zubů a splnění podmínek proti jednorázovému přetížení pro ohyb a dotyk. Samotná norma ISO neuvádí konkrétní minimální hodnoty součinitelů bezpečnosti proti vzniku únavového poškození. Proto jsou dosažené výsledky pevnostních kontrol porovnávány s normou ČSN, která tyto hodnoty předepisuje. Výpis výsledků z pevnostní kontroly ozubení je zobrazen v obrázku 5.6 pro první soukolí a v obrázku 5.7 pro druhé soukolí.

Tabulka 5. 5 - Minimální hodnoty bezpečností proti vzniku únavového poškození dle ČSN 01 4686 [27]

	Dotyk [-]	Ohyb [-]
ČSN (min.)	1,1 -1,2	1,4 -1,7



Obrázek 5.6 - Výsledky úplné pevnostní kontroly ozubení prvního soukolí [33]



Obrázek 5.7 - Výsledky úplné pevnostní kontroly ozubení druhého soukolí [33]

Ozubení pastorků a kol pevnostně vyhovují. Soukolí se pohybují v oblasti trvalé pevnosti.

6 Základní parametry převodovky

Skutečný celkový převod a kontrola zadané tolerance $\pm 3\%$:

$$i_{c,skut} = u_{12} \cdot u_{34} = 0,735 \cdot 0,967 = 0,711 [-] \quad (6.1)$$

$$0,97 \cdot i_c \leq i_{c,skut} \leq 1,03 \cdot i_c \rightarrow 0,97 \cdot 0,7 \geq 0,711 \geq 1,03 \cdot 0,7 \quad (6.2)$$

$$0,679 \leq 0,711 \leq 0,721 \quad \text{Vyhovuje}$$

Příkon převodovky:

$$P_1 = \frac{T_1 \cdot \pi \cdot n_1}{30} = \frac{250 \cdot \pi \cdot 3100}{30\,000} = 81,2 \text{ kW} \quad (6.3)$$

Celková účinnost převodovky:

$$\eta_P = \eta_{OZ}^2 \cdot \eta_L^3 = 0,99^2 \cdot 0,999^3 = 0,98 [-] \quad (6.4)$$

Kde η_L je účinnost ložisek.

η_{OZ} je účinnost ozubeného převodu.

Jednotlivé účinnosti byly zvoleny dle provozních zkušeností a převzaty ze zdroje [1].

Výkon na předlokové hřídeli:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_L \cdot \eta_{OZ} = 81,2 \cdot 0,999 \cdot 0,99 = 80,3 \text{ kW} \quad (6.5)$$

Výstupní výkon převodovky:

$$P_3 = P_1 \cdot \eta_P = 81,2 \cdot 0,98 = 79,6 \text{ kW} \quad (6.6)$$

Ztrátový výkon:

$$P_Z = P_1 - P_3 = 81,2 - 79,6 = 1,6 \text{ kW} \quad (6.7)$$

Skutečný točivý moment na předlokové hřídeli:

$$T_{2,skut} = T_1 \cdot u_{12} \cdot \eta_L^2 \cdot \eta_{OZ} = 250 \cdot 0,735 \cdot 0,999^2 \cdot 0,99 = 181,5 \text{ Nm} \quad (6.8)$$

Otáčky předlokové hřídele:

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{12}} = \frac{3100}{0,735} = 4218 \text{ min}^{-1} \quad (6.9)$$

Obvodová rychlost prvního soukolí:

$$v_{12} = \frac{\pi \cdot d_{OZ1} \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 0,127 \cdot 3100}{60} = 20,6 \text{ ms}^{-1} \quad (6.10)$$

Obvodová rychlost druhého soukolí:

$$v_{34} = \frac{\pi \cdot d_{OZ3} \cdot n_2}{60} = \frac{\pi \cdot 0,097 \cdot 4218}{60} = 21,4 \text{ ms}^{-1} \quad (6.11)$$

Skutečný točivý moment na výstupní hřídeli:

$$T_{3,skut} = T_1 \cdot u_{12} \cdot u_{34} \cdot \eta_P = 250 \cdot 0,735 \cdot 0,967 \cdot 0,98 = 174,1 \text{ Nm} \quad (6.12)$$

Otáčky výstupní hřídele:

$$n_3 = \frac{n_1}{i_{c,skut}} = \frac{3100}{0,711} = 4360 \text{ min}^{-1} \quad (6.13)$$

7 Návrh a výpočet hřídelí

Cílem je navrhnout hřídele, aby vyhovovaly z hlediska pevnosti a tuhosti při jednorázovém přetížení. Součinitel jednorázového přetížení K_{AS} je totožný, jako při návrhu ozubených kol. Dále jsou hřídele kontrolovány z hlediska únavy materiálu. Prvotním návrhem hřídelí převodovky jsou výpočty jejich minimálních průměrů.

7.1 Minimální průměr hřídelí

Minimální průměry jsou počítány vztahy (7.1) a (7.2). Rovnice (7.1) vychází z podmínky pro celkové zkroucení hřídele [7]. Vztah (7.2) vychází z pevnostní podmínky v krutu, kde se bez ohledu na jakost materiálu volí $\tau_{dov} = (15 \div 25)[MPa]$ [1].

$$d_{min} = 130 \cdot \sqrt[4]{\frac{P}{n}} \quad (7.1)$$

$$d_{min} \geq \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot T_1}{\pi \cdot \tau_{dov}}} \quad (7.2)$$

Minimální průměr vstupní hřídele:

$$d'_{H1min} = 130 \cdot \sqrt[4]{\frac{P_1}{n_1}} = 130 \cdot \sqrt[4]{\frac{81,2}{3100}} = 52,3 \text{ mm} \quad (7.3)$$

$$d'_{H1min} \geq \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot T_1}{\pi \cdot \tau_{dov}}} = \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot 250}{\pi \cdot 15}} = 43,9 \text{ mm} \quad (7.4)$$

Je zvolen minimální průměr $d_{H1min} = 49,48 \text{ mm}$. Tento rozměr odpovídá patnímu průměru evolventního drážkování na válcovém konci vstupní hřídele.

Minimální průměr předlokové hřídele:

$$d'_{H2min} = 130 \cdot \sqrt[4]{\frac{P_2}{n_2}} = 130 \cdot \sqrt[4]{\frac{80,3}{4218}} = 48 \text{ mm} \quad (7.5)$$

$$d_{H2min} \geq \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot T_2}{\pi \cdot \tau_{dov}}} = \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot 183,75}{\pi \cdot 20}} = 36 \text{ mm} \quad (7.6)$$

Je zvolen minimální průměr $d_{H2min} = 45 \text{ mm}$. Zvolený průměr je vztažen na čep pod vnitřním kroužkem ložiska.

Minimální průměr výstupní hřídele:

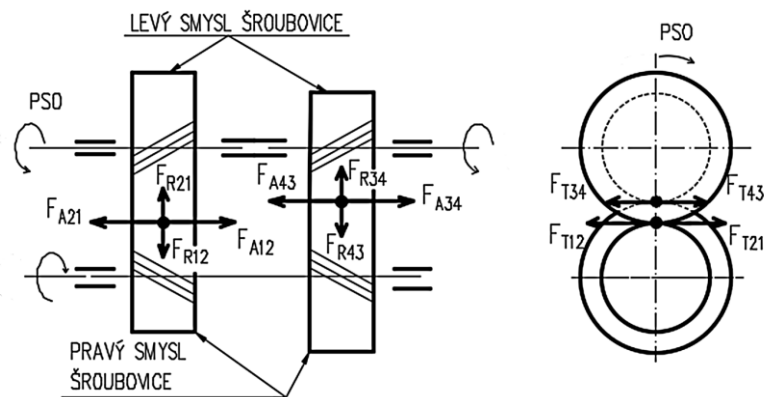
$$d'_{H3min} = 130 \cdot \sqrt[4]{\frac{P_3}{n_3}} = 130 \cdot \sqrt[4]{\frac{79,6}{4360}} = 47,8 \text{ mm} \quad (7.7)$$

$$d'_{H3min} \geq \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot T_3}{\pi \cdot \tau_{dov}}} = \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot 177,7}{\pi \cdot 25}} = 33,1 \text{ mm} \quad (7.8)$$

Byl zvolen minimální průměr $d_{H3min} = 46,55 \text{ mm}$. Tento rozměr odpovídá patnímu průměru evolventního drážkování na válcovém konci výstupní hřídele.

7.2 Silové zatížení hřídelí od ozubení

Hřídele jsou od sil ozubení namáhány krutem, osovým tahem/tlakem, ohybem a smykem. Vliv posouvajících sil, tedy namáhání ve smyku se zanedbává. Podobně se zanedbávají i tahová/tlaková napětí a hřídele se následně kontrolují z kombinovaného namáhání ohybem a krutem.



Obrázek 7. 1 - Silové zatížení hřídelí od ozubení

Obvodové síly:

$$F_{T12} = F_{T21} = \frac{2000 \cdot T_1}{d_{OZ1}} = \frac{2000 \cdot 250}{126,8} = 3943,2 \text{ N} \quad (7.9)$$

$$F_{T34} = F_{T43} = \frac{2000 \cdot T_2}{d_{OZ3}} = \frac{2000 \cdot 183,75}{111,9} = 3284,2 \text{ N} \quad (7.10)$$

Radiální síly:

$$F_{R12} = F_{R21} = \frac{F_{T12} \cdot \tan \alpha_n}{\cos \beta_{12}} = \frac{3943,2 \cdot \tan 20}{\cos 20,176} = 1529 \text{ N} \quad (7.11)$$

$$F_{R34} = F_{R43} = \frac{F_{T34} \cdot \tan \alpha_n}{\cos \beta_{34}} = \frac{3284,2 \cdot \tan 20}{\cos 20,176} = 1273,5 \text{ N} \quad (7.12)$$

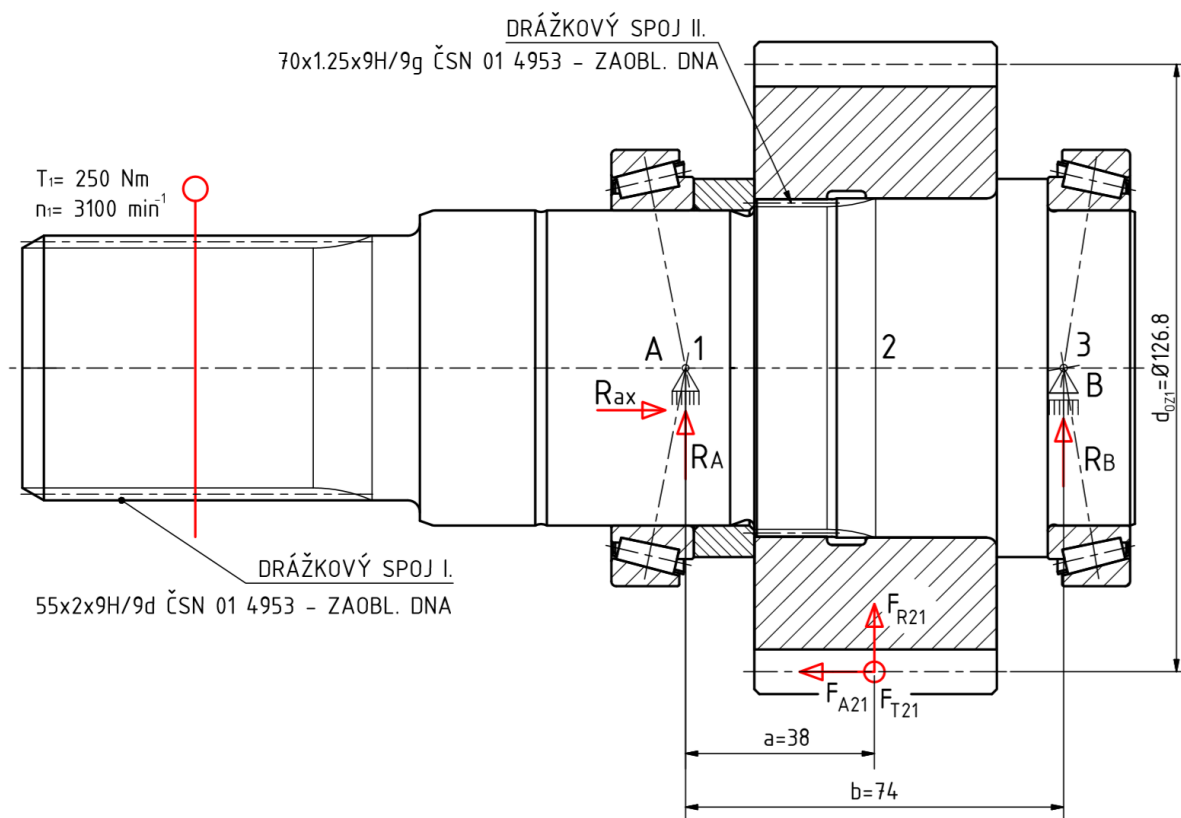
Axiální síly:

$$F_{A12} = F_{A21} = F_{T12} \cdot \tan \beta_{12} = 3943,2 \cdot \tan 20,176 = 1448,9 \text{ N} \quad (7.13)$$

$$F_{A34} = F_{A43} = F_{T34} \cdot \tan \beta_{34} = 3284,2 \cdot \tan 20,176 = 1206,8 \text{ N} \quad (7.14)$$

7.3 Výpočet vstupní hřídele

Analytickou metodou je provedena názorná statická a dynamická kontrola vstupní hřídele. Na obrázku 7.2 je znázorněno zatížení hřídele od sil šikmého ozubení prvního soukolí.



Obrázek 7. 2 - Silové zatížení vstupní hřídele

Reakce podpor v rovině (x-y) pro PSO:

Rovnice rovnováhy:

$$\sum F_x = 0 \quad (7.15)$$

$$R_{Ax} = F_{A21} = 1448,9 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 \quad (7.16)$$

$$R_{Ay} = -F_{R21} - R_{By} = -1529 - 456,2 = -1985,2 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0 \quad (7.17)$$

$$R_{By} = \frac{F_{A21} \cdot \frac{d_{oz1}}{2} - F_{R21} \cdot a}{b} = \frac{1448,9 \cdot \frac{126,8}{2} - 1529 \cdot 38}{74} = 456,2 \text{ N}$$

Průběh ohybového zatížení v rovině (x-y) pro PSO:

$$M_{o(x-y)1} = R_{Ay} \cdot 0 = 0 \text{ Nmm} \quad (7.18)$$

$$M_{o(x-y)2L} = R_{Ay} \cdot a = -1985,2 \cdot 38 = -75\,437,3 \text{ Nmm} = -75,4 \text{ Nm} \quad (7.19)$$

$$\begin{aligned} M_{o(x-y)2P} &= R_{Ay} \cdot a + F_{A21} \cdot \frac{d_{oz1}}{2} = \\ &= -1985,2 \cdot 38 + 1448,9 \cdot \frac{126,8}{2} = 16\,422,7 \text{ Nmm} = 16,4 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (7.20)$$

$$\begin{aligned} M_{o(x-y)3} &= R_{Ay} \cdot b + F_{A21} \cdot \frac{d_{oz1}}{2} + F_{R21} \cdot (b - a) = \\ &= -1985,2 \cdot 74 + 1448,9 \cdot \frac{126,8}{2} + 1529 \cdot (74 - 38) = 0 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (7.21)$$

Reakce podpor v rovině (x-z) pro PSO:

Rovnice rovnováhy:

$$\sum F_z = 0 \quad (7.22)$$

$$R_{Az} = F_{T21} - R_{Bz} = 3943,2 - 2024,9 = 1918,3 \text{ N}$$

$$\sum M_A = 0 \quad (7.23)$$

$$R_{Bz} = \frac{F_{T21} \cdot a}{b} = \frac{3943,2 \cdot 38}{74} = 2024,9 \text{ N}$$

Průběh ohybového zatížení v rovině (x-z) pro PSO:

$$M_{o(x-z)1} = R_{Az} \cdot 0 = 0 \text{ Nmm} \quad (7.24)$$

$$M_{o(x-z)2} = R_{Az} \cdot a = 1918,3 \cdot 38 = 72\,895,9 \text{ Nmm} = 72,9 \text{ Nm} \quad (7.25)$$

$$M_{o(x-z)3} = R_{Az} \cdot b - F_{T21} \cdot (b - a) = 1918,3 \cdot 74 - 3943,2 \cdot (74 - 38) = 0 \text{ Nmm} \quad (7.26)$$

Tabulka 7.1 – Shrnutí výsledků reakcí

Smysl otáčení	Rovina	Ložisko A		Ložisko B		Jednotky
		Radiální reakce R_{Ay}, R_{Az}	Axiální reakce R_{Ax}	Radiální reakce R_{By}, R_{Bz}	Axiální reakce R_{Bx}	
PSO	(x-y)	-1985,2	1448,9	456,2	-	[N]
	(x-z)	1918,3		2024,9		[N]

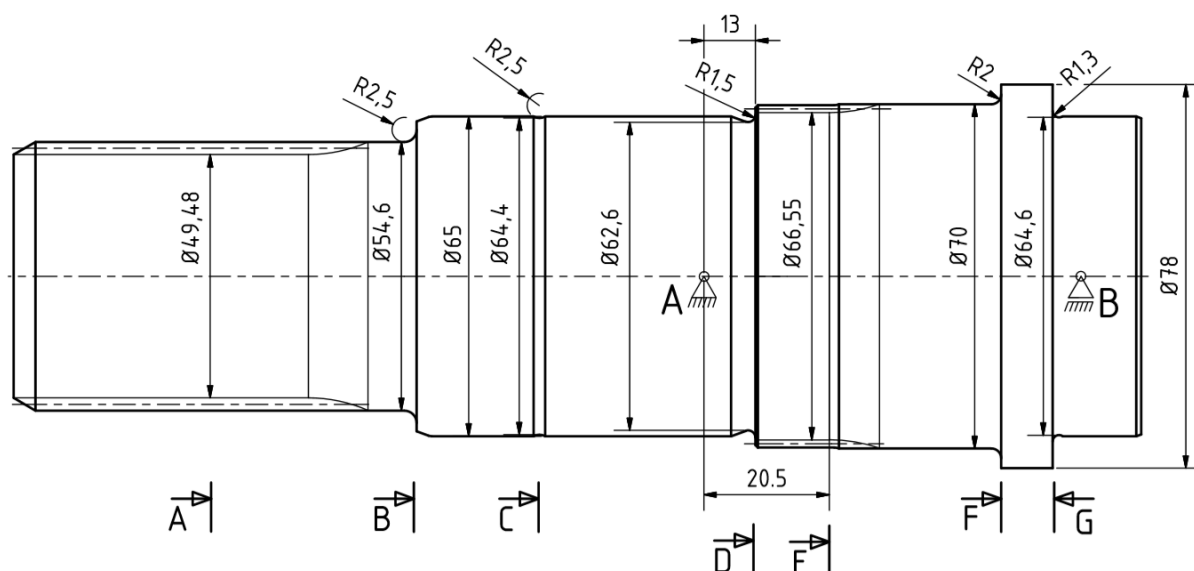
7.3.1 Statická kontrola

Při výpočtech je zaveden součinitel jednorázového přetížení K_{AS} , jehož hodnota byla zvolena jako u pevnostního výpočtu ozubení $K_{AS} = 2 [-]$. Vstupní hřídel je vyrobena z materiálu 12010.1 s hodnotou mezeí kluzu $R_{emin} = 205 MPa$ [20].

Tvarové součinitele koncentrace napětí $\alpha_{\sigma,\tau}$ jsou stanoveny a převzaty z odborné literatury [7, 8, 9]. Součinitele tvaru jsou odečítány z příslušných grafů pro daný typ vrubu a způsobu namáhání (ohybem, krutem).

Na obrázku 7.3 je zobrazen vstupní hřídel s konstrukčními vruby. Průřezy A, B, C jsou namáhány pouze krutem. Průřezy D a E jsou namáhány kombinovaně. Zbýlé průřezy F a G jsou namáhány pouze ohybem.

Statická kontrola je provedena pro kritické průřezy A-E, jelikož se u těchto průřezů předpokládají nejnižší hodnoty statických bezpečností. Rozhodující statickou bezpečností je nejmenší velikost, která by měla být v rozmezí $k_s = 1,5 - 2 [-]$ [1].



Obrázek 7. 3 - Vstupní hřídel s kritickými průřezy

V tabulce 7.2 jsou shrnuty rozměry pro výpočet smykových, ohybových napětí a stanovení tvarových součinitelů koncentrace napětí v kontrolovaných průřezech.

Tabulka 7. 2 - Definování rozměrů pro kontrolu

d [mm]	d_{A-A} [mm]	d_{B-B} [mm]	d_{C-C} [mm]	d_{D-D} [mm]	d_{E-E} [mm]	a [mm]	b [mm]	r_{B-B} [mm]	r_{C-C} [mm]	r_{D-D} [mm]
65	49,48	54,6	64,4	62,6	66,55	13	20,5	R2,5	R2,5	R1,5

Smykové napětí v průřezu A-A

$$\tau_{k,A-A} = \frac{16 \cdot T_1}{\pi \cdot d_{A-A}^3} = \frac{16000 \cdot 250}{\pi \cdot 49,48^3} = 10,5 \text{ MPa} \quad (7.27)$$

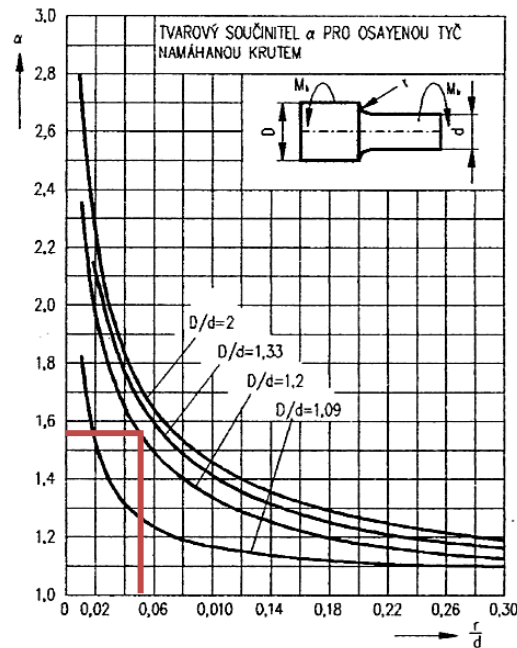
Součinitel statické bezpečnosti ve smyku v průřezu A-A

$$k_{s,\tau,A-A} = \frac{0,577 \cdot R_{emin}}{K_{AS} \cdot \alpha_{\tau,A-A} \cdot \tau_{k,A-A}} = \frac{0,577 \cdot 205}{2 \cdot 2,8 \cdot 10,5} = 2 [-] \quad \text{Vyhovuje} \quad (7.28)$$

Hodnota tvarového součinitele $\alpha_{\tau,A-A}$ v průřezu A-A namáhaný krutem byla přebrána ze zdroje pro evolventní drážkování se zaobleným dnem [8].

Smykové napětí v průřezu B-B

$$\tau_{k,B-B} = \frac{16 \cdot T_1}{\pi \cdot d_{B-B}^3} = \frac{16000 \cdot 250}{\pi \cdot 54,6^3} = 7,8 \text{ MPa} \quad (7.29)$$



Obrázek 7.4 – Tvarový součinitel pro osazenou tyč (krut) [7]

$$\frac{r_{B-B}}{d_{B-B}} = \frac{2,5}{54,6} = 0,05 [-] \quad (7.30)$$

$$\frac{d}{d_{B-B}} = \frac{65}{54,6} = 1,2 [-] \quad (7.31)$$

kde r_{B-B} je poloměr vrubu v průřezu B-B.

d_{B-B} je průměr v průřezu B-B.

d je průměr nad průřezem B-B

Z výsledků rovnic 7.30 a 7.31 je z obrázku 7.4 odečten tvarový součinitel koncentrace napětí pro daný vrub namáhaný krutem.

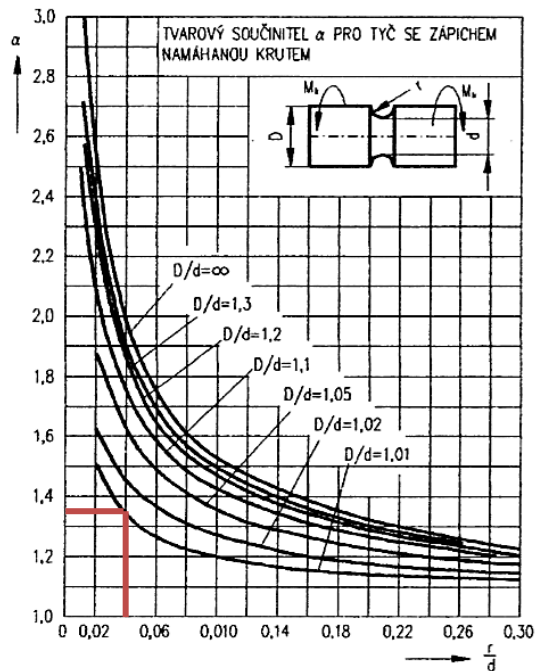
$$\alpha_{\tau,B-B} = 1,55 [-]$$

Součinitel statické bezpečnosti ve smyku v průřezu B-B

$$k_{s,\tau,B-B} = \frac{0,577 \cdot R_{emin}}{K_{AS} \cdot \alpha_{\tau,B-B} \cdot \tau_{k,B-B}} = \frac{0,577 \cdot 205}{2 \cdot 1,55 \cdot 7,8} = 4,9 [-] \quad \text{Vyhovuje} \quad (7.32)$$

Smykové napětí v průřezu C-C

$$\tau_{k,C-C} = \frac{16 \cdot T_1}{\pi \cdot d_{C-C}^3} = \frac{16000 \cdot 250}{\pi \cdot 64,4^3} = 4,8 \text{ MPa} \quad (7.33)$$



$$\frac{r_{C-C}}{d_{C-C}} = \frac{2,5}{64,4} = 0,04 [-] \quad (7.34)$$

$$\frac{d}{d_{C-C}} = \frac{65}{64,4} = 1,01 [-] \quad (7.35)$$

kde r_{C-C} je poloměr vrubu v průřezu C-C.

d_{C-C} je průměr v průřezu C-C.

d je průměr nad průřezem C-C.

Z výsledků rovnic 7.34 a 7.35 je z obrázku 7.5 odečten tvarový součinitel koncentrace napětí pro daný typ vrubu namáhaný krutem.

$$\alpha_{\tau,C-C} = 1,35 [-]$$

Obrázek 7. 5 - Tvarový součinitel pro zápich (krut) [7]

Součinitel statické bezpečnosti ve smyku v průřezu C-C

$$k_{s,\tau,C-C} = \frac{0,577 \cdot R_{emin}}{K_{AS} \cdot \alpha_{\tau,C-C} \cdot \tau_{k,C-C}} = \frac{0,577 \cdot 205}{2 \cdot 1,35 \cdot 4,8} = 9,1 [-] \quad \text{Vyhovuje} \quad (7.36)$$

Ohybové napětí v průřezu D-D

Ohybový moment v rovinách v průřezu D-D:

$$M_{o,(x-y)D-D} = R_{Ay} \cdot a = -1985,2 \cdot 13 = -25\,807,6 \text{ Nmm} = -25,8 \text{ Nm} \quad (7.37)$$

$$M_{o,(x-z)D-D} = R_{Az} \cdot a = 1918,3 \cdot 13 = 24\,938 \text{ Nmm} = 24,9 \text{ Nm} \quad (7.38)$$

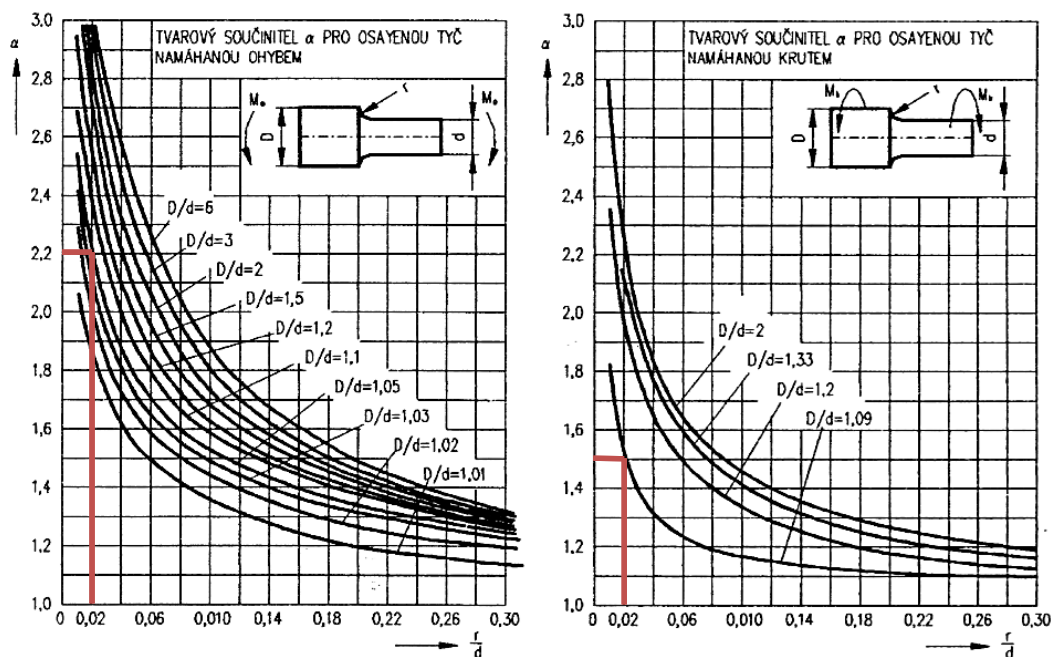
Výsledný ohybový moment v průřezu D-D:

$$M_{o,D-D} = \sqrt{M_{o,(x-y)D-D}^2 + M_{o,(x-z)D-D}^2} = \sqrt{25,8^2 + 24,9^2} = 35,9 \text{ Nm} \quad (7.39)$$

$$\sigma_{o,D-D} = \frac{32 \cdot M_{o,D-D}}{\pi \cdot d_{D-D}^3} = \frac{32\,000 \cdot 35,9}{\pi \cdot 62,6^3} = 1,5 \text{ MPa} \quad (7.40)$$

Smykové napětí v průřezu D-D

$$\tau_{k,D-D} = \frac{16 \cdot T_1}{\pi \cdot d_{D-D}^3} = \frac{16000 \cdot 250}{\pi \cdot 62,6^3} = 5,2 \text{ MPa} \quad (7.41)$$



Obrázek 7. 6 - Tvarový součinitel α pro osazenou tyč (ohyb, krut) [7]

$$\frac{r_{D-D}}{d_{D-D}} = \frac{1,5}{62,6} = 0,02 \text{ [-]} \quad (7.42)$$

$$\frac{d_{E-E}}{d_{D-D}} = \frac{66,55}{62,6} = 1,06 \text{ [-]} \quad (7.43)$$

kde r_{D-D} je poloměr vrubu v průřezu D-D.

d_{D-D} je průměr v průřezu D-D.

d_{E-E} je průměr nad průřezem D-D.

Z výsledků rovnic 7.42 a 7.43 jsou z obrázku 7.6 odečteny součinitele koncentrace napětí pro daný průřez D-D namáhaný krutem a ohybem.

$$\alpha_{\tau,D-D} = 1,5 \text{ [-]}$$

$$\alpha_{\sigma,D-D} = 2,2 \text{ [-]}$$

Redukované napětí podle HMH v průřezu D-D

$$\begin{aligned}\sigma_{red,D-D} &= \sqrt{(\alpha_{\sigma,D-D} \cdot \sigma_{o,D-D})^2 + 3 \cdot (\alpha_{\tau,D-D} \cdot \tau_{k,D-D})^2} = \\ &= \sqrt{(2,2 \cdot 1,5)^2 + 3 \cdot (1,5 \cdot 5,2)^2} = 13,9 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (7.44)$$

Součinitel statické bezpečnosti v průřezu D-D

$$k_{s,D-D} = \frac{R_{emin}}{K_{AS} \cdot \sigma_{red,E-E}} = \frac{205}{2 \cdot 13,9} = 7,4 [-] \quad \text{Vyhovuje} \quad (7.45)$$

Ohybové napětí v průřezu E-E

Ohybový moment v rovinách v průřezu E-E:

$$M_{o,(x-y)E-E} = R_{Ay} \cdot b = -1985,2 \cdot 20,5 = -40\,697 \text{ Nmm} = -40,7 \text{ Nm} \quad (7.46)$$

$$M_{o,(x-z)E-E} = R_{Az} \cdot b = 1918,3 \cdot 20,5 = 39\,325 \text{ Nmm} = 39,3 \text{ Nm} \quad (7.47)$$

Výsledný ohybový moment:

$$M_{oE-E} = \sqrt{M_{o,(x-y)E-E}^2 + M_{o,(x-z)E-E}^2} = \sqrt{40,7^2 + 39,3^2} = 56,6 \text{ Nm} \quad (7.48)$$

$$\sigma_{o,E-E} = \frac{32 \cdot M_{o,E-E}}{\pi \cdot d_{E-E}^3} = \frac{32\,000 \cdot 56,6}{\pi \cdot 66,55^3} = 2 \text{ MPa} \quad (7.49)$$

Smykové napětí v průřezu E-E

$$\tau_{k,E-E} = \frac{16 \cdot T_1}{\pi \cdot d_{E-E}^3} = \frac{16000 \cdot 250}{\pi \cdot 66,55^3} = 4,3 \text{ MPa} \quad (7.50)$$

Redukované napětí podle HMH v průřezu E-E

Z důvodu nedostatku informací k určení součinitele koncentrace napětí při zatížení ohybem pro evolventní drážkování se zaobleným dnem je předpokládána hodnota součinitele $\alpha_{\sigma,E-E} = 3,5 [-]$.

Hodnota tvarového součinitele $\alpha_{\tau,E-E}$ v průřezu E-E namáhaný krutem je přebrána ze zdroje [8].

$$\begin{aligned}\sigma_{red,E-E} &= \sqrt{(\alpha_{\sigma,E-E} \cdot \sigma_{o,E-E})^2 + 3 \cdot (\alpha_{\tau,E-E} \cdot \tau_{k,E-E})^2} = \\ &= \sqrt{(3,5 \cdot 2)^2 + 3 \cdot (2,8 \cdot 4,3)^2} = 22 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (7.51)$$

Součinitel statické bezpečnosti v průřezu E-E

$$k_{s,E-E} = \frac{R_{emin}}{K_{AS} \cdot \sigma_{red,E-E}} = \frac{205}{2 \cdot 22} = 4,7 [-] \quad \text{Vyhovuje} \quad (7.52)$$

7.3.2 Dynamická kontrola

Proměnlivé zatížení hřídele vzniká působením sil od ozubení, kdy se periodicky mění poloha hřídele. Hřídel je tedy zatěžována ohybem za rotace souměrně střídavým cyklem. Hodnota základní meze únavy hladkého vzorku v ohybu bude vyjádřena z přibližného vztahu pro materiál 12010.1, kde mez pevnosti $R_m = 300 \text{ MPa}$ [20]. Dynamická kontrola je provedena pro průřez D, který je namáhán kombinovaně.

Dynamická kontrola je provedena také pro průřez E, který je rovněž kombinovaně namáhán a dosahuje nejmenší statické bezpečnosti. Pro tento průřez E je zjištěna dynamická bezpečnost v ohybu pomocí softwaru *MITcalc* [30]. Dynamická bezpečnost ve smyku a výsledná dynamická bezpečnost je následně stanovena dle stejného postupu jako u průřezu D.

U průřezu F a G, které jsou namáhané pouze ohybem, jsou předpokládány vysoké hodnoty dynamických bezpečností v ohybu. Proto tyto průřezy nejsou kontrolovány.

Hodnoty součinitelů velikosti ε_v , jakosti povrchu η_p a součinitel vrubové citlivosti q jsou odečítány a převzaty z odborné literatury [4].

Odhad základní meze únavy v ohybu hladkého vzorku [4]:

$$\sigma_{Co} = 111 + 0,25 \cdot R_m = 111 + 0,25 \cdot 300 = 186 \text{ MPa} \quad (7.53)$$

Mez únavy v ohybu skutečné součásti v průřezu D-D:

$$\sigma_{Co,D-D}^{\times} = \sigma_{Co} \cdot \frac{\varepsilon_{v,D-D} \cdot \eta_{p,D-D}}{\beta_{V,D-D}} = 186 \cdot \frac{0,78 \cdot 0,92}{1,73} = 77,1 \text{ MPa} \quad (7.54)$$

kde $\eta_{p,D-D}$ je součinitel jakosti povrchu v průřezu D-D.

$\varepsilon_{v,D-D}$ je součinitel velikosti v průřezu D-D.

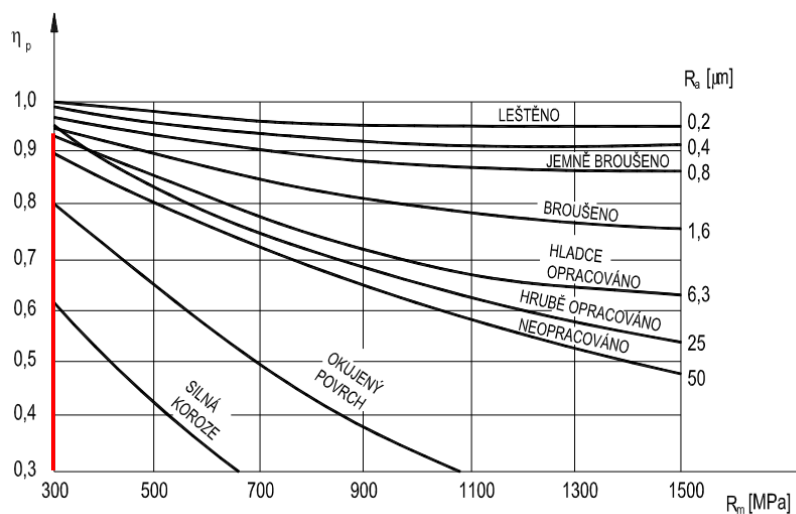
$\beta_{V,D-D}$ je vrubový součinitel v průřezu D-D.

Součinitel jakosti povrchu je odečten z obrázku 7.7 pro hladké opracování $Ra = 6,3 \mu m$ a $R_m = 300 MPa$. Hodnota součinitele jakostí pro průřez D-D je rovna $\eta_{p,D-D} = 0,92 [-]$.

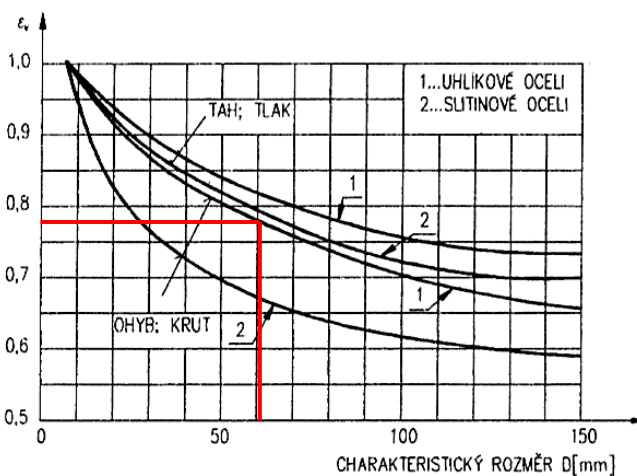
Součinitel velikost $\varepsilon_{v,D-D}$ v průřezu D-D je určen dle obrázku 7.8 pro daný způsob zatěžování, kvalitě materiálu a charakteristický rozměr. Pro průřez D-D platí:

- charakteristický rozměr: $d_{D-D} = 62,6 mm$,
- odečet provést pro uhlíkovou ocel,
- zatížení ohybem.

Hodnota součinitele velikosti pro průřez D-D je rovna $\varepsilon_{v,D-D} = 0,78 [-]$.



Obrázek 7. 7 - Součinitel jakosti povrchu η_p [4]



Obrázek 7. 8 - Součinitel velikosti ε_v [4]

Vrubový součinitel podle Thuma v průřezu D-D [4]:

$$\beta_{V,D-D} = 1 + (\alpha_{\sigma,D-D} - 1) \cdot q = 1 + (2,2 - 1) \cdot 0,61 = 1,73 [-] \quad (7.55)$$

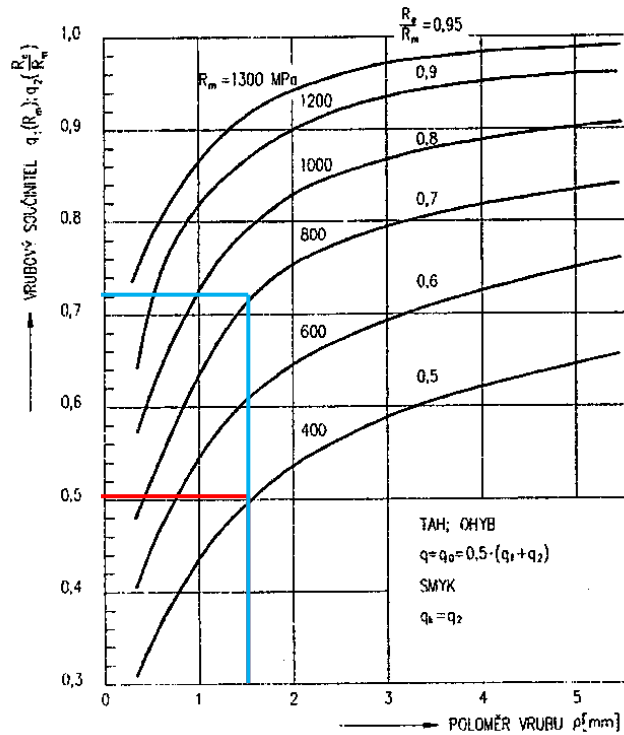
Určení součinitele vrubové citlivosti pro namáhání ohybem [4]:

$$q = \frac{q_1 + q_2}{2} = \frac{0,5 + 0,72}{2} = 0,61 [-] \quad (7.56)$$

kde q_1 je funkce poloměru vrubu a meze pevnosti (obrázek 7.9).

q_2 je funkce poloměru vrubu a poměru meze kluzu k mezi pevnosti (obrázek 7.9).

Poloměr vrubu v průřezu D-D je $r_{D-D} = 1,5 \text{ mm}$.



Obrázek 7. 9 - Součinitel vrubové citlivosti q podle Thuma [4]

Dynamická bezpečnost v ohybu v průřezu D-D:

$$k_{a,D-D} = \frac{\sigma_{Co,D-D}^x}{\sigma_{a,D-D}} = \frac{77,1}{1,5} = 51,4 [-] \quad (7.57)$$

Amplituda napětí v průřezu D-D:

$$\sigma_{a,D-D} = \frac{32 \cdot M_{o,D-D}}{\pi \cdot d_{D-D}^3} = \frac{32 \cdot 000 \cdot 35,9}{\pi \cdot 62,6^3} = 1,5 \text{ MPa} \quad (7.58)$$

Součinitel dynamické bezpečnosti ve smyku v průřezu D-D (uvažován statický krut):

$$k_{s,\tau,D-D} = \frac{0,577 \cdot R_{emin}}{\alpha_{\tau,D-D} \cdot \tau_{k,D-D}} = \frac{0,577 \cdot 205}{1,5 \cdot 5,2} = 15,2 [-] \quad (7.59)$$

Výsledná dynamická bezpečnost v průřezu D-D:

$$k_{v,D-D} = \frac{k_{d,D-D} \cdot k_{s,\tau,D-D}}{\sqrt{k_{d,D-D}^2 + k_{s,\tau,D-D}^2}} = \frac{51,4 \cdot 15,2}{\sqrt{51,4^2 + 15,2^2}} = 14,6 [-] \text{ Vyhovuje} \quad (7.60)$$

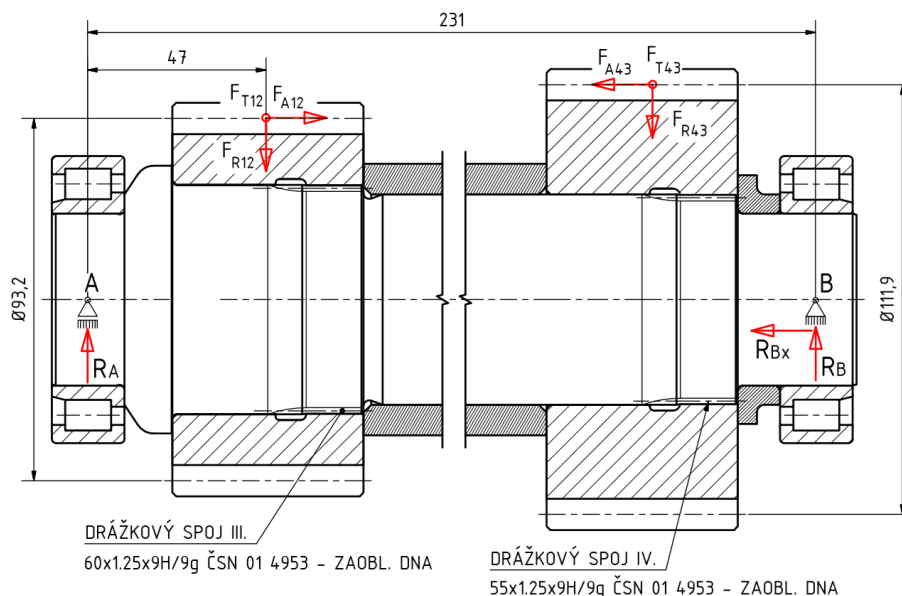
Tabulka 7. 3 - Shrnutí výsledků statické a dynamické kontroly kritických průřezů na vstupním hřídeli [30]

Kritické průřezy	A-A	B-B	C-C	D-D	E-E
Statická bezpečnost $k_s[-]$	2	4,9	9,1	7,4	4,7
Dynamická bezpečnost ve smyku $k_{s,\tau}[-]$	-	-	-	15,2	9,8
Dynamická bezpečnost v ohybu $k_d[-]$	-	-	-	51,4	32
Výsledná dynamická bezpečnost $k_v[-]$	-	-	-	14,6	9,4

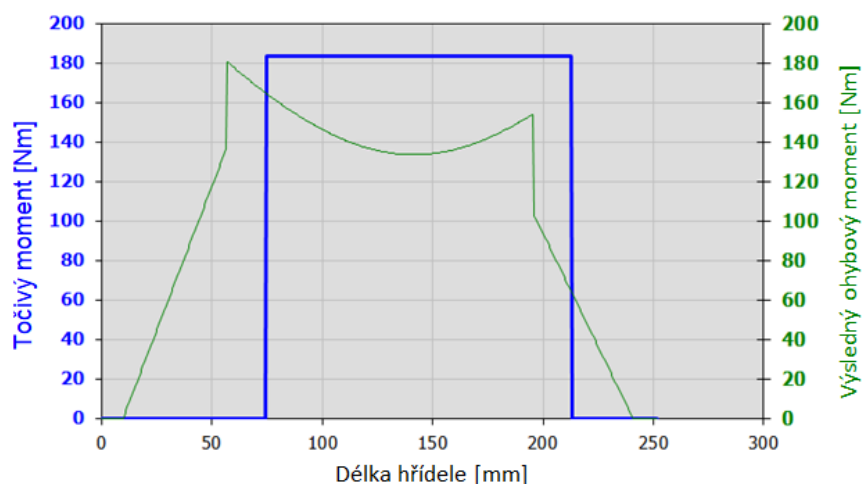
Vstupní hřídel dle provedených statických a dynamických kontrol vyhovuje. Výsledky statických bezpečností jsou vyšší než 1,5 [1]. Zároveň výsledné dynamické bezpečnosti kontrolovaných průřezů jsou vyšší než rozmezí $k_v = 1,8 \div 2,5 [-]$ [7]. Toto rozmezí platí pro menší výstižnost výpočtu.

7.4 Výpočet předlokové hřídele

Na obrázku 7.10 je znázorněna předloková hřídel zatížená silami šikmého ozubení prvního a druhého soukolí. V tabulce 7.4 jsou znázorněny vypočtené hodnoty reakcí ložiska A a B. Tyto reakce jsou zjištěny společně s průběhem ohybového a točivého momentu softwarem *MITcalc* [30]. Nutno poznamenat, že předloková hřídel je zatěžovaná navíc působícími silami ozubeného kola pohánějící zubová čerpadla. Avšak, zde lze tyto silové účinky zanedbat. Zubová čerpadla fungují jako oběhová a až na odpory ve vedeních (ohýbané trubky, šroubení) a tryskách nevzniká v obvodu taková zátěž, která by odebírala vysoké množství výkonu.



Obrázek 7. 10 - Silové zatížení předlokové hřídele



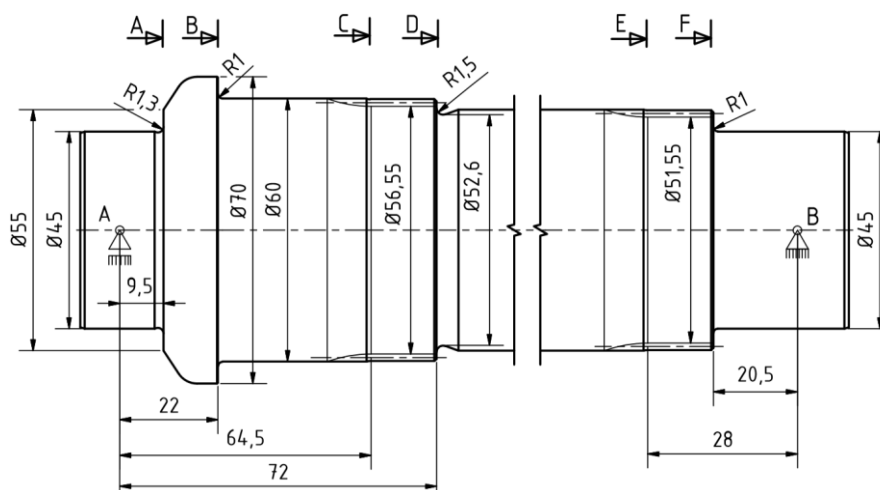
Obrázek 7. 11 - Průběh točivého a výsledného ohybového momentu na předlohovém hřídeli [30]

Tabulka 7. 4 - Shrnutí výsledků reakcí [30]

Smysl otáčení	Ložisko A		Ložisko B		Jednotky
	Výsledná radiální reakce R_A	Axiální reakce R_{Ax}	Výsledná radiální reakce R_B	Axiální reakce R_{Bx}	
PSO	2919,5	-	2299,4	242,1	[N]
					[N]

7.4.1 Statická a dynamická kontrola

Předlohové hřídele je vyrobena z materiálu 12 010.1 s hodnotou mezí kluzu $R_{emin} = 205 \text{ MPa}$ a mezí pevnosti $R_m = 300 \text{ MPa}$ [20]. Na obrázku 7.12 je zobrazena předlohová hřídel s konstrukčními vruby. Průřezy A, B a F jsou namáhány pouze ohybem. Průřezy C, D a E jsou namáhány kombinově.



Obrázek 7. 12 - Předlohová hřídel s kritickými průřezy

Statická a dynamická kontrola bude provedena pro kritické průřezy C-F. Pomocí softwaru MITcalc [30] jsou odečítány nominální ohybová a smyková napětí pro kontrolované průřezy. Následně jsou zjišťovány dynamické bezpečnosti v ohybu.

Dle níže uvedených vztahů jsou počítány hodnoty redukovaných napětí, statických a výsledných dynamických bezpečností pro kritické průřezy. Výsledky daných vztahu jsou vypsány v tabulce 7.5.

Redukované napětí podle HMH:

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\alpha_{\sigma} \cdot \sigma_o)^2 + 3 \cdot (\alpha_{\tau} \cdot \tau_k)^2} \quad (7.61)$$

Součinitel statické bezpečnosti:

Vztah 7.62 je použit pro průřezy namáhány kombinovaně (průřezy C, D a E). Vztah 7.63 je použit pro průřez F namáhány pouze ohybem.

$$k_s = \frac{R_{emin}}{K_{AS} \cdot \sigma_{red}} \quad (7.62)$$

$$k_s = \frac{R_{emin}}{K_{AS} \cdot \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_o} \quad (7.63)$$

Součinitel dynamické bezpečnosti ve smyku (uvažován statický krut):

$$k_{s,\tau} = \frac{0,577 \cdot R_{emin}}{\alpha_{\tau} \cdot \tau_k} \quad (7.64)$$

Výsledná dynamická bezpečnost:

$$k_v = \frac{k_d \cdot k_{s,\tau}}{\sqrt{k_d^2 + k_{s,\tau}^2}} \quad (7.65)$$

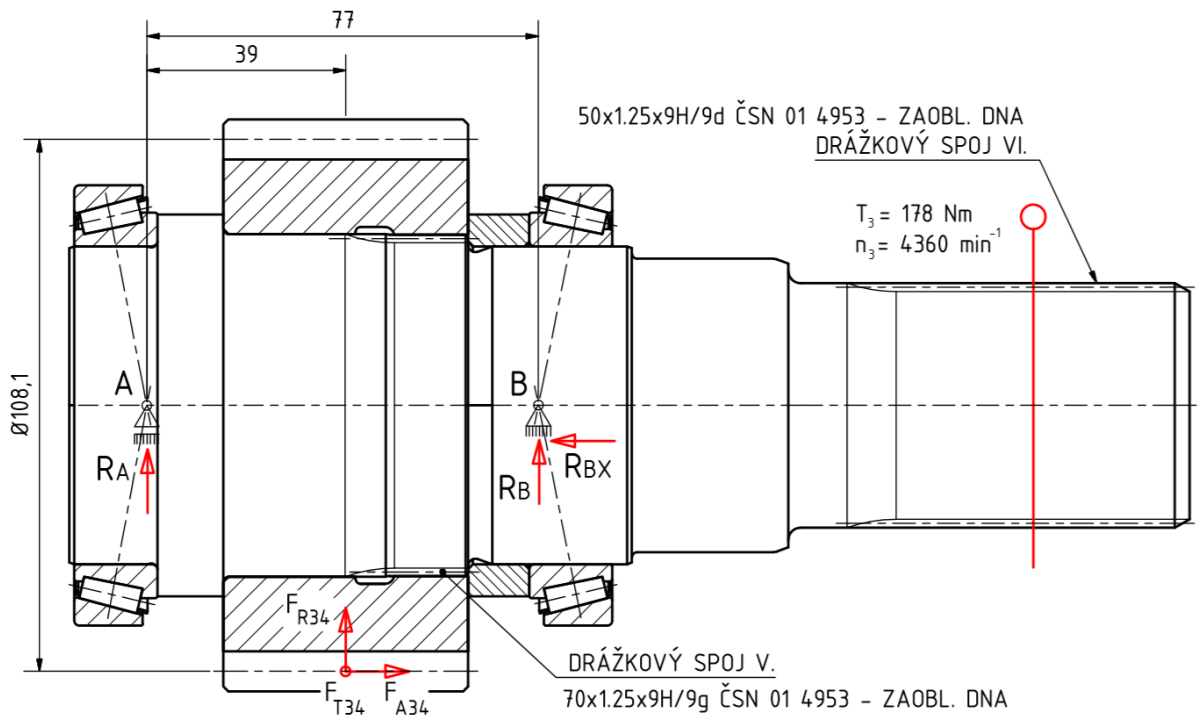
Tabulka 7. 5 – Shrnutí výsledků statické a dynamické kontroly kritických průřezů na předlohové hřídeli [8,4,30]

Kritické průřezy		C-C	D-D	E-E	F-F
Napětí v průřezu	Ohybové: σ_o [MPa]	10,3	9	6,5	5
	Smykové: τ_k [MPa]	5,2	5,6	7,6	-
Součinitel jednorázového přetížení K_{AS} [-]		2			
Tvarový součinitel pro krut α_{τ} [-]		2,8	1,4	2,8	-
Tvarový součinitel pro ohyb α_{σ} [-]		3,5	2,2	3,5	2,4
Redukované napětí dle HMH σ_{red} [MPa]		44	24	43,3	-
Statická bezpečnost k_s [-]		2,3	4,3	2,4	8,5
Dynamická bezpečnost ve smyku $k_{s,\tau}$ [-]		8,1	15,1	5,6	-
Dynamická bezpečnost v ohybu k_d [-]		7,1	10,5	13,1	9,9
Výsledná dynamická bezpečnost k_v [-]		5,3	8,6	5,1	-

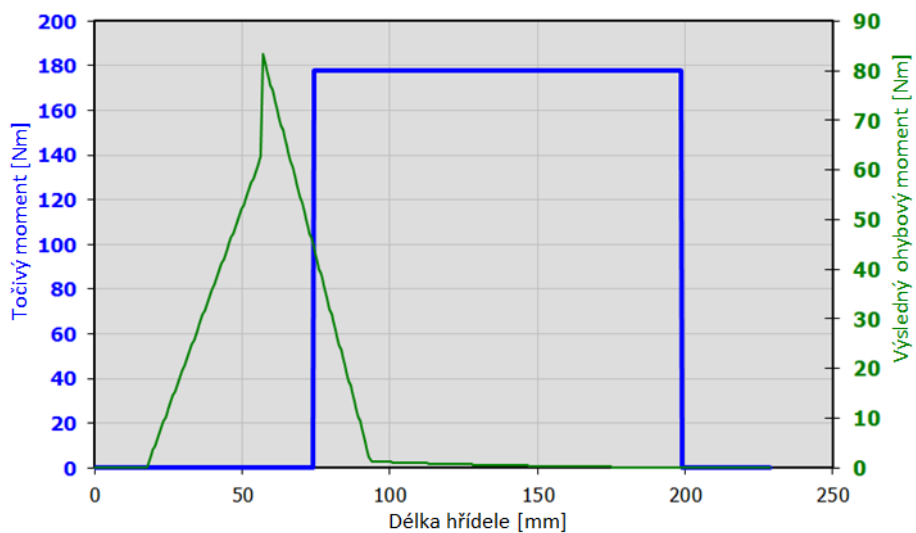
Předlohovává hřídel dle provedených statických a dynamických kontrol vyhovuje. Výsledky statických bezpečností jsou vyšší než 1,5 [1]. Zároveň výsledné dynamické bezpečnosti kontrolovaných průřezů jsou vyšší než rozmezí $k_v = 1,8 \div 2,5$ [-] [7].

7.5 Výpočet výstupní hřídele

Na obrázku 7.13 je znázorněna výstupní hřídel zatížená silami šikmého ozubení druhého soukolí. V tabulce 7.6 jsou znázorněny vypočtené hodnoty reakcí ložiska A a B. Tyto reakce a průběhy ohybového a točivého momentu jsou zjišťovány softwarem *MITcalc* [30].



Obrázek 7. 13 - Silové zatížení výstupní hřídele



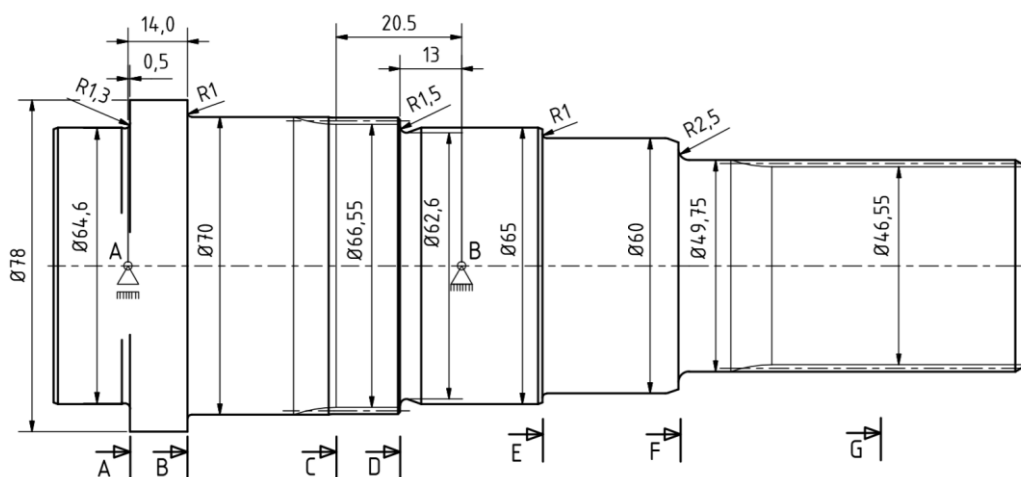
Obrázek 7. 14 - Průběh točivého a výsledného ohybového momentu na výstupním hřídeli [30]

Tabulka 7. 6 - Shrnutí výsledků reakcí [30]

Smysl otáčení	Ložisko A		Ložisko B		Jednotky
	Výsledná radiální reakce R_A	Axiální reakce R_{Ax}	Výsledná radiální reakce R_B	Axiální reakce R_{Bx}	
PSO	1616,5	-	2230,8	1206,8	[N]
					[N]

7.5.1 Statická a dynamická kontrola

Výstupní hřídel je zhotovena z materiálu 12010.1 s hodnotou mezí kluzu $R_{emin} = 205 \text{ MPa}$ a mezí pevnosti $R_m = 300 \text{ MPa}$ [20]. Na obrázku 7.15 je zobrazena výstupní hřídel s konstrukčními vruby. Průřezy A a B jsou namáhány pouze ohybem. Průřezy C a D jsou namáhány kombinově. Průřezy E, F a G jsou namáhány krutem. Statická kontrola bude provedena pro průřezy C-G. Softwarem *MITcalc* [30] jsou zjištěny nominální ohybová a smyková napětí pro daná kritická místa. Dynamická kontrola je provedena pro průřezy C a D.



Obrázek 7. 15 - Výstupní hřídel s kritickými průřezy

Dle níže uvedených vztahů jsou počítány hodnoty redukovaných napětí, statických a výsledných dynamických bezpečností pro vybrané kritické průřezy. Výsledky daných vztahů jsou vypsány v tabulce 7.7.

Redukované napětí podle HMH:

$$\sigma_{red} = \sqrt{(\alpha_{\sigma} \cdot \sigma_o)^2 + 3 \cdot (\alpha_{\tau} \cdot \tau_k)^2} \quad (7.66)$$

Součinitel statické bezpečnosti:

Vztah 7.67 je použit pro průřezy namáhány kombinovaně (průřezy C a D). Vztah 7.68 je použit pro průřezy namáhány krutem (průřezy E, F a G)

$$k_s = \frac{R_{emin}}{K_{AS} \cdot \sigma_{red}} \quad (7.67)$$

$$k_s = \frac{0,577 \cdot R_{emin}}{K_{AS} \cdot \alpha_\tau \cdot \tau_k} \quad (7.68)$$

Součinitel dynamické bezpečnosti ve smyku (uvažován statický krut):

$$k_{s,\tau} = \frac{0,577 \cdot R_{emin}}{\alpha_\tau \cdot \tau_k} \quad (7.69)$$

Výsledná dynamická bezpečnost:

$$k_v = \frac{k_d \cdot k_{s,\tau}}{\sqrt{k_d^2 + k_{s,\tau}^2}} \quad (7.70)$$

Tabulka 7. 7 - Výsledky statické a dynamické kontroly výstupní hřídele [8,4,30]

Kritická místa		C-C	D-D	E-E	F-F	G-G
Napětí v průřezu	Ohybové: σ_o [MPa]	1,7	1,1	-	-	-
	Smykové: τ_k [MPa]	3	3,3	4,2	9	10
Součinitel jednorázového přetížení K_{AS} [-]		2				
Tvarový součinitel pro krut α_τ [-]		2,8	1,5	1,5	1,55	2,8
Tvarový součinitel pro ohyb α_σ [-]		3,5	2,4	-	-	-
Redukované napětí dle HMH σ_{red} [MPa]		15,7	9	-	-	-
Statická bezpečnost k_s [-]		6,5	11,4	9,3	4,2	2,1
Dynamická bezpečnost ve smyku $k_{s,\tau}$ [-]		14,1	23,9	-	-	-
Dynamická bezpečnost v ohybu k_d [-]		41	101	-	-	-
Výsledná dynamická bezpečnost k_v [-]		13,3	23,3	-	-	-

Výstupní hřídel dle provedených statických a dynamických kontrol vyhovuje. Výsledky statických bezpečností jsou vyšší než 1,5 [1]. Zároveň výsledné dynamické bezpečnosti kontrolovaných průřezů jsou vyšší než rozmezí $k_v = 1,8 \div 2,5$ [-] [7].

8 Kontrola tuhosti hřídelí

V této kapitole jsou kontrolovány ohybové a torzní tuhosti navržených hřídelí. Tyto kontroly jsou provedeny v softwaru *MITcalc* [30].

8.1 Maximální zatížení

Kontrola maximálních ohybových a torzních deformací je stanovena k součiniteli jednorázového přetížení $K_{A5} = 2$ [-]. Je to maximální zatížení, ke kterému může dojít po dobu provozu za předpokladu absence řízení elektromotoru, popřípadě pojistné spojky umístěné na válcovém konci výstupní hřídele převodovky. Výpočty silových účinků ozubení působící na hřídel byly počítány během pevnostních kontrol hřídelí. Nyní jsou výpočty opakovány s tím rozdílem, že se silový účinek navýší o hodnotu součinitele K_{A5} . Výsledky jsou zobrazeny v tabulce 8.1. Platí taktéž pro vstupní jmenovitý točivý moment, který je při přetížení roven $T_{1,max} = 500$ Nm.

Tabulka 8. 1- Maximální zatížení vlivem K_{A5}

Obvodové síly		Radiální síly		Axiální síly	
$F_{T12,max}$ [N]	$F_{T34,max}$ [N]	$F_{R12,max}$ [N]	$F_{R34,max}$ [N]	$F_{A12,max}$ [N]	$F_{A34,max}$ [N]
7886,4	6568,4	3058	2547	2897,8	2413,6

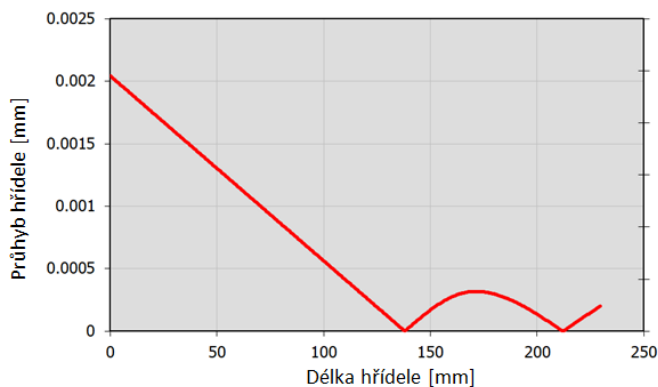
8.2 Kontrola ohybové tuhosti hřídelí

Jedná se o kontrolu maximálních průhybů hřídelí a průhybů ve středech nábojů pod ozubenými koly. Dále jsou zjišťovány hodnoty natočení středových průřezů ozubených kol a naklopení vnitřních kroužků ložisek vůči vnějším kroužkům. Získané výsledky jsou porovnány s dovolenými hodnotami, které vychází z provozních zkušeností a katalogů výrobců ložisek.

8.2.1 Ohybové deformace vstupní hřídele

Maximální průhyb vstupní hřídele dle *MITcalc* [30]:

$$w_{max} = 0,002 \text{ mm}$$



Obrázek 8. 1 - Průběh průhybové čáry vstupní hřídele [30]

Tabulka 8. 2 – Výsledky průhybů a natočení průřezů hřídele v místě středu náboje ozubeného kola a ložisek [30]

	Ložisko A	Ložisko B	Kolo 1
Průhyb [mm]	-	-	$3 \cdot 10^{-4}$
Natočení [']	0,048	0,042	0,018

Hodnotu dovolených natočení vnitřních kroužků kuželíkových ložisek udává samotný výrobce.

Dle SKF je hodnota dovoleného natočení vnitřních kroužků [18]:

$$\varphi_{L,AB,dov} = 2 [']$$

Dovolený průhyb hřídele v místě středu náboje ozubeného kola [7]:

$$w_{OZ,12,dov} = 0,01 \cdot m_{n,12} = 0,01 \cdot 3,5 = 0,035 \text{ mm} \quad (8.1)$$

Dovolené natočení průřezu hřídele v místě středu náboje ozubeného kola [7]:

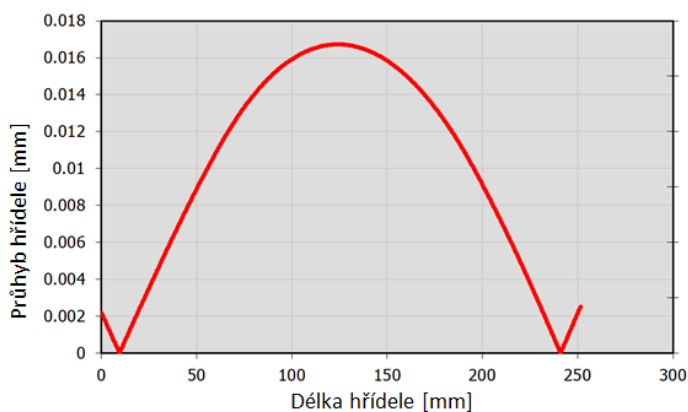
$$\varphi_{OZ,dov} = (3 \div 7) [']$$

Porovnáním výsledků s dovolenými hodnotami lze konstatovat, že vstupní hřídel z hlediska ohybových deformací vyhovuje.

8.2.2 Ohybové deformace předlohové hřídele

Maximální průhyb předlohového hřídele dle *MITcalc* [30]:

$$w_{max} = 0,017 \text{ mm}$$



Obrázek 8. 2-Průběh průhybové čáry předlohové hřídele[30]

Dovolený maximální průhyb po celé délce je dán vztahem [7]:

$$w_{max,dov} = (2 \cdot 10^{-4} \div 3 \cdot 10^{-4}) \cdot L = (2 \cdot 10^{-4} \div 3 \cdot 10^{-4}) \cdot 231,5 = (0,046 \div 0,07) \text{ mm} \quad (8.2)$$

Tabulka 8. 3- Výsledky průhybů a natočení průřezů hřídele v místě středů nábojů ozubených kol a ložisek [30]

	Ložisko A	Ložisko B	Pastorek 2	Kolo 3
Průhyb [mm]	-	-	0,01	0,01
Natočení [']	0,792	0,822	0,6	0,6

Hodnotu dovolených natočení vnitřních kroužků válečkových ložisek udává samotný výrobce.

Dle SKF je hodnota dovoleného natočení vnitřního kroužku [18]:

$$\varphi_{L,AB,dov} = 3 [']$$

Dovolený průhyb hřídele v místě středu náboje ozubeného kola [7]:

$$w_{OZ,12,dov} = w_{OZ,34,dov} = 0,01 \cdot m_{n,12} = 0,01 \cdot 3,5 = 0,035 \text{ mm} \quad (8.3)$$

Dovolené natočení průřezu hřídele v místě středu náboje ozubeného kola [7]:

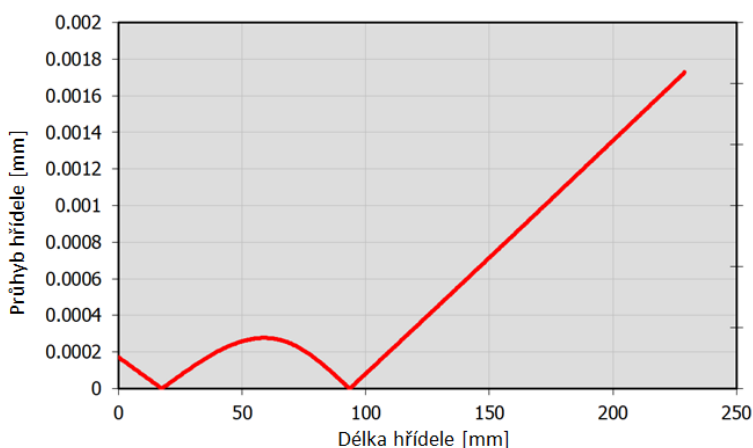
$$\varphi_{OZ,dov} = (3 \div 7) [']$$

Porovnáním výsledků s dovolenými hodnotami lze konstatovat, že předlohová hřídel z hlediska ohybových deformací vyhovuje.

8.2.3 Ohybové deformace výstupní hřídele

Maximální průhyb výstupní hřídele dle *MITcalc* [30]:

$$w_{max} = 0,0017 \text{ mm}$$



Obrázek 8. 3- Průběh průhybové čáry výstupní hřídele [30]

Tabulka 8. 4 - Výsledky průhybů a natočení průřezu hřídele v místě středu náboje ozubeného kola a ložisek [30]

	Ložisko A	Ložisko B	Pastorek 4
Průhyb [mm]	-	-	$3 \cdot 10^{-4}$
Natočení [']	0,036	0,042	0,012

Dovolené naklopení vnitřních kroužků kuželíkových ložisek [18]:

$$\varphi_{L,AB,dov} = 3 [']$$

Dovolený průhyb hřídele v místě středu náboje ozubeného kola [7]:

$$w_{OZ,34,dov} = 0,01 \cdot m_{n,34} = 0,01 \cdot 3,5 = 0,035 \text{ mm} \quad (8.4)$$

Dovolené natočení průřezu hřídele v místě středu náboje ozubeného kola [7]:

$$\varphi_{OZ,dov} = (3 \div 7) [']$$

Porovnáním dosažených výsledků s dovolenými hodnotami lze konstatovat, že výstupní hřídel z hlediska ohybových deformací vyhovuje.

8.3 Kontrola torzní tuhosti hřídelí

Dovolený úhel zkroucení φ_D hřídele závisí na požadavcích konstrukce a způsobu provozu.

Jeho hodnota bývá volena [7]:

$$\varphi_D = 0,25 \text{ } ^\circ \cdot \text{m}^{-1}$$

Výsledky celkového zkroucení hřídelí na délce namáhané točivým momentem jsou zobrazeny v tabulce 8.5.

Tabulka 8. 5 - Maximální zkroucení hřídelí při jednorázovém přetížení [30]

	Vstupní hřídel	Předlohová hřídel	Výstupní hřídel
Maximální zkroucení φ_{max} [°]	0,052	0,042	0,043
Namáhána délka hřídele [mm]	128,5	139	125

Úhel zkroucení, stanovený ze známých provozních podmínek a konkrétních požadavků na torzní tuhost, může být často podstatně větší. Především u pohonů s plynulým záběrem a stálým pracovním točivým momentem. Hřídele z hlediska torzní tuhosti vyhovují.

9 Kontrola přenosu točivého momentu

V kapitole jsou kontrolovány tvarové spoje, které přenáší točivý moment. Provedený výpočet v dané kapitole slouží prioritně k názorné ukázce postupu dimenzování drážkového spoje. Výsledky drážkových spojů jsou shrnuty v tabulce 9.1.

Kontrola drážkového spoje II.:

Evolventní drážkový spoj: 55x1,25x9H/9g ČSN 01 4953 – zaobl. dna

Přenos točivého momentu [1]:

$$p_1 = \frac{2 \cdot T_1 \cdot K_{AS}}{\varphi_D \cdot h_{ED} \cdot b_{ED} \cdot d_{s,ED} \cdot z_{ED}} \leq p_D = (50 \div 70) \text{ MPa} \quad (9.1)$$
$$p_1 = \frac{2000 \cdot 250 \cdot 2}{0,5 \cdot 1,475 \cdot 10 \cdot 68,3 \cdot 54} = 36,8 \text{ MPa} \quad \text{Vyhovuje}$$

Předpokládá se relativní funkční počet drážek $\varphi_{ED} = 0,5 [-]$ [6].

Patní průměr drážkování hřídele (zaoblená dna) [1]:

$$d_{fH} = D_{ED} - 2,76 \cdot m_{ED} = 70 - 2,76 \cdot 1,25 = 66,55 \text{ mm} \quad (9.2)$$

Hlavové průměry drážkování hřídele a náboje [1]:

$$d_{aH} = D_{ED} - 0,2 \cdot m_{ED} = 70 - 0,2 \cdot 1,25 = 69,75 \text{ mm} \quad (9.3)$$

$$D_{aN} = d_{fH} + 0,2 \cdot m_{ED} = 66,55 + 0,2 \cdot 1,25 = 66,8 \text{ mm} \quad (9.4)$$

Střední průměr drážkování [1]:

$$d_{s,ED} = \frac{d_{aH} + D_{aN}}{2} = \frac{69,75 + 66,8}{2} = 68,3 \text{ mm} \quad (9.5)$$

Společná výška drážkování [1]:

$$h_{ED} = \frac{d_{aH} - D_{aN}}{2} = \frac{69,75 - 66,8}{2} = 1,475 \text{ mm} \quad (9.6)$$

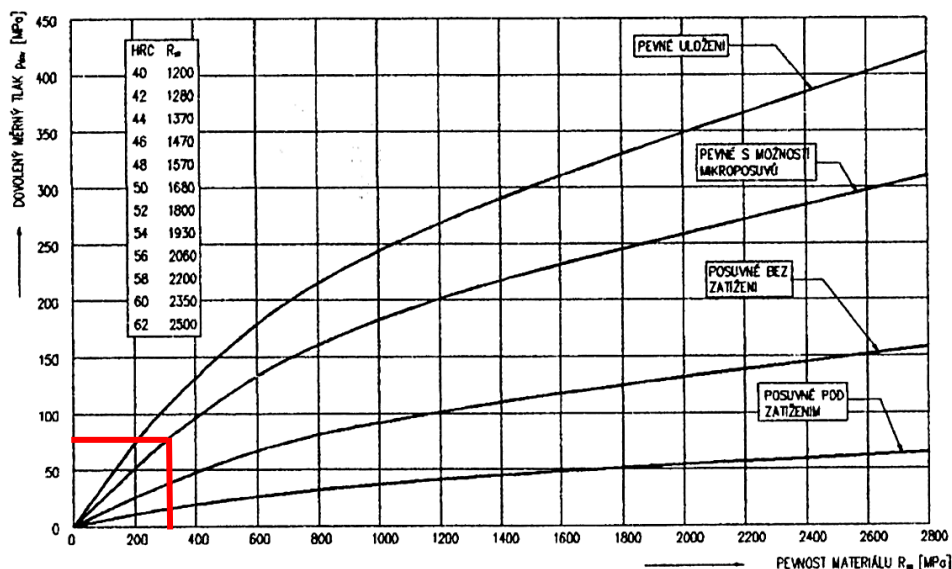
Obvodová síla na jeden zub [1]:

$$F_1 = \frac{2 \cdot T_1}{\varphi_{ED} \cdot z_{ED} \cdot d_{s,ED}} = \frac{2000 \cdot 250}{0,5 \cdot 54 \cdot 68,3} = 271,2 \text{ N} \quad (9.7)$$

Společná šířka drážkování [1]:

$$b'_{ED} \geq \frac{2 \cdot F_1}{(d_{aH} - D_{aN}) \cdot p_D} = \frac{2 \cdot 271,2}{(69,75 - 66,8) \cdot 50} = 3,7 \text{ mm} \quad (9.8)$$

Zvoleno $b_{ED} = 10 \text{ mm}$.



Obrázek 9. 1 - Graf dovozených měrných tlaků p_D [10]

Volba dovozených hodnot měrných tlaků je závislá na druhu zatížení (stálé, proměnlivé, rázové). Je uvažováno se stálým zatížením, kde byla z obrázku 9.1 odečtena dovozená hodnota měrného tlaku s ohledem na daný druh zatížení. Ve všech případech se vychází z charakteru spoje ocel-ocel o minimální pevnosti v tahu/tlaku $R_m = 300 \text{ MPa}$ (materiál hřídělí) pro stálé zatížení a pevná uložení s mikroposuvy.

Tabulka 9. 1 – Výsledky měrných tlaků drážkových spojů I-VI

Evolventní drážkové spoje (pevné uložení s mikroposuvy, boky netvrzené)	Charakter spoje	Vypočtený měrný tlak p_1 [MPa]	Dovolený měrný tlak p_D [MPa]
Drážkový spoj I. $55 \times 2 \times 9H/9d$ – zaobl. dna	Ocel-ocel	10,4	50-70
Drážkový spoj II. $70 \times 1.25 \times 9H/9g$ – zaobl. dna	Ocel-ocel	36,8	50-70
Drážkový spoj III. $60 \times 1.25 \times 9H/9g$ – zaobl. dna	Ocel-ocel	37,2	50-70
Drážkový spoj IV. $55 \times 1.25 \times 9H/9g$ – zaobl. dna	Ocel-ocel	44,6	50-70
Drážkový spoj V. $70 \times 1.25 \times 9H/9g$ – zaobl. dna	Ocel-ocel	26,2	50-70
Drážkový spoj VI. $50 \times 1.25 \times 9H/9d$ – zaobl. dna	Ocel-ocel	8,8	50-70

Evolventní drážkové spoje jsou vyhovující.

10 Kontrola předlokové hřídele vůči kritickým otáčkám

Kapitola se zaměřuje na hledání vlastních frekvencí rotační soustavy, která je složena z předlokové hřídele a nasazených ozubených kol. Tato kontrola je provedena modální analýzou v prostředí *Ansys Workbench 19.1* [29]. Získané hodnoty jsou porovnány se skutečnou frekvencí (otáčkami) předlokové hřídele.

Frekvence předlokové hřídele:

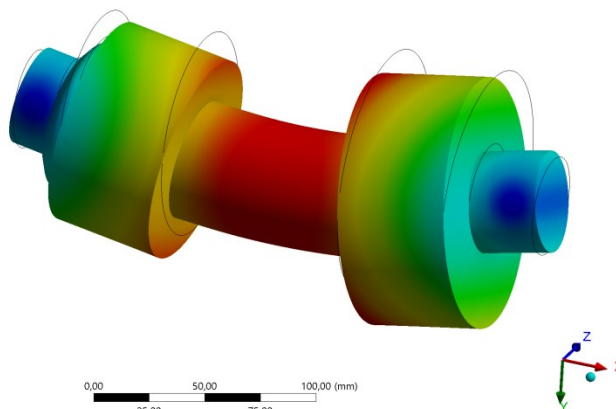
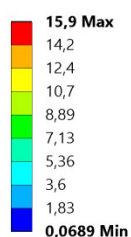
$$f_2 = \frac{n_2}{60} = \frac{4218}{60} = 70,3 \text{ s}^{-1} \quad (10.1)$$

Tabulka 10. 1 - Nalezené vlastní frekvence soustavy [29]

Nalezené vlastní frekvence rotační soustavy [Hz,s ⁻¹]					
1	2	3	4	5	6
1514	1514	2791	3893	4973	4973

B: Modální analýza

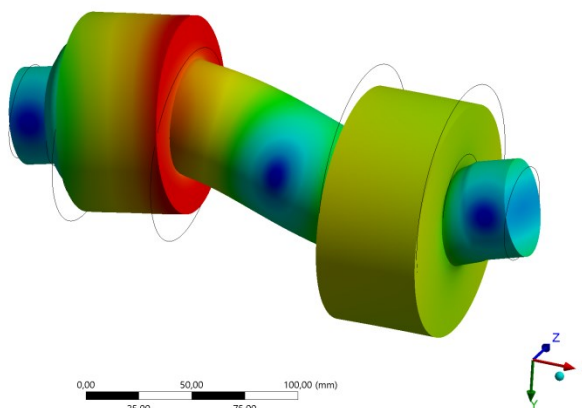
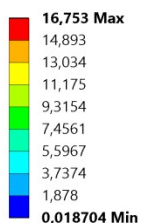
Total Deformation 2
Type: Total Deformation
Frequency: 1514,3 Hz
Unit: mm
09.05.2020 21:55



Obrázek 10. 1 - Vlastní tvar kmitání při frekvenci 1514 Hz [29]

B: Modální analýza

Total Deformation 6
Type: Total Deformation
Frequency: 4972,9 Hz
Unit: mm
09.05.2020 21:56



Obrázek 10. 2 - Vlastní tvar kmitání při frekvenci 4973 Hz [29]

Z výsledků je zřejmé, že soustava pracuje v pásmu podkritických otáček a není ohrožena rezonancí.

11 Kontrola ložisek a volba maziva

Kapitola, ve které jsou řešeny provozní životnosti nejvíce zatížených kuželíkových a válečkových ložisek. Názorný výpočet je proveden pro ložisko na vstupním hřídeli a přidán je i výpočet válečkového ložiska.

11.1 Trvanlivost ložisek vstupní hřídele

Vstupní hřídel je uložena ve skříní převodovky prostřednictvím kuželíkových ložisek 32913 firmy SKF [18]. Při výpočtu výsledných reakcí je zahrnut součinitel vnějších dynamických sil $K_A = 1,25 [-]$.

Tabulka 11. 1- Shrnutí výsledků vypočtených reakcí ložisek na vstupním hřídeli

Rovina	Ložisko A: 32913 (SKF)		Ložisko B: 32913 (SKF)		Jednotky
	Radiální reakce R_{Ay}, R_{Az}	Axiální reakce R_{Ax}	Radiální reakce R_{By}, R_{Bz}	Axiální reakce R_{Bx}	
(x-y)	-1985,2	1448,9	456,2	-	[N]
(x-z)	1918,3		2024,9		[N]

Výsledná radiální reakce se zahrnutím součinitele K_A :

$$R_{A,v} = \sqrt{(K_A \cdot R_{Ay})^2 + (K_A \cdot R_{Az})^2} = \sqrt{(1,25 \cdot 1985,2)^2 + (1,25 \cdot 1918,3)^2} = 3450,7 \text{ N} \quad (11.1)$$

$$R_{B,v} = \sqrt{(K_A \cdot R_{By})^2 + (K_A \cdot R_{Bz})^2} = \sqrt{(1,25 \cdot 456,2)^2 + (1,25 \cdot 2024,9)^2} = 2594,6 \text{ N} \quad (11.2)$$

Výsledná axiální reakce se zahrnutím součinitele K_A :

$$R_{A,a,v} = K_A \cdot R_{Ax} = 1,25 \cdot 1448,9 = 1811,1 \text{ N} \quad (11.3)$$

Tabulka 11. 2-Shrnutí výsledků výsledných reakcí

Výsledná radiální reakce ložiska A $R_{A,v}$ [N]	Výsledná axiální reakce ložiska A $R_{A,a,v}$ [N]	Výsledná radiální reakce ložiska B $R_{B,v}$ [N]	Výsledná axiální reakce ložiska B $R_{B,a,v}$ [N]
3450,7	1811,1	2594,6	-

Tabulka 11. 3 -Výpočtové a technické parametry kuželíkového ložiska 32913 firmy SKF [18]

Základní dynamická únosnost	Základní statická únosnost	Mezní únavové zatížení	Mezní otáčky	Hmotnost ložiska	Výpočtový součinitel	Výpočtový součinitel
C [kN]	C_0 [kN]	P_u [kN]	n_{mez} [min ⁻¹]	m_L [kg]	e [-]	Y [-]
54,7	80	8,15	5600	0,32	0,35	1,7

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska A [18]:

$$\frac{F_{a,A}}{R_{A,v}} > e \quad (11.4)$$

$$\frac{F_{a,A}}{R_{A,v}} = \frac{2574,2}{3450,7} = 0,74 > e = 0,35$$

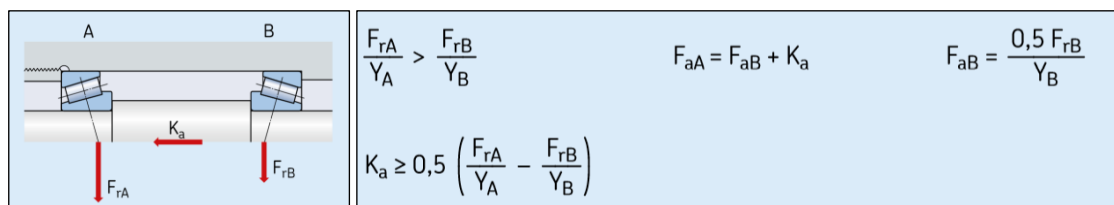
$$P_A = 0,4 \cdot R_{A,v} + Y \cdot F_{a,A} = 0,4 \cdot 3450,7 + 1,7 \cdot 2574,2 = 5756,4 \text{ N} \quad (11.5)$$

Vnitřní axiální síla ložiska B [18]:

$$F_{a,B} = \frac{0,5 \cdot R_{B,v}}{Y} = \frac{0,5 \cdot 2594,6}{1,7} = 763,1 \text{ N} \quad (11.6)$$

Axiální zatížení ložiska A [18]:

$$F_{a,A} = F_{a,B} + R_{A,a,v} = 763,1 + 1811,1 = 2574,2 \text{ N} \quad (11.7)$$



Obrázek 11. 1 - Axiální zatížení ložiskových soustav se dvěma jednořádkovými kuželíkovými ložisky a / nebo dvojicí ložisek v tandemu [18]

Provozní trvanlivost ložiska A:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_A}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = \left(\frac{54\,700}{5756,4}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 3100} = 9773,3 \text{ hod} \quad (11.8)$$

kde p exponent rovnice trvanlivosti (pro ložiska s čárovým stykem $p = \frac{10}{3}$) [18]

11.1.1 Provozní trvanlivost dle SKF

Střední průměr ložiska 32913 [18]:

$$d_m = 0,5 \cdot (d_L + D_L) = 0,5 \cdot (65 + 90) = 77,5 \text{ mm} \quad (11.9)$$

Z katalogu SKF [18] byla dle provozních otáček vstupní hřídele a středního průměru ložiska stanovena minimální viskozita oleje $\nu_1 = 8 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$.

Maximální provozní teplota je 60°C . Pro danou provozní teplotu bylo zvoleno mazivo dle klasifikace ISO VG 100. Viskozita maziva dle SKF je při teplotě 60°C [18]:

$$\nu_{VG100,60} = 40 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Výpočet stavu mazání – viskózního poměru [18]:

$$\kappa = \frac{\nu_{VG100,60}}{\nu_1} = \frac{40}{8} = 5 [-] \quad (11.10)$$

Dle katalogu SKF je stanovena hodnota faktoru znečištění η_c pro normální znečištění [18]:
 $\eta_c = (0,5 \div 0,6) [-]$.

Je zvolena hodnota $\eta_c = 0,55 [-]$.

Poměr znečištění [18]:

$$\eta_c \cdot \frac{P_u}{P_A} = 0,55 \cdot \frac{8150}{5756,4} = 0,78 [-] \quad (11.11)$$

Provozní trvanlivost ložiska A dle SKF:

Hodnota součinitele a_{SKF} byla odečtena z grafu pro ložiska s čarovým stykem. Odečet závisel na viskózním poměru a poměru znečištění pro SKF standard bearings [18]:

$$a_{SKF} = 12 [-]$$

$$L_{10nmh} = a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P_A}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = 12 \cdot \left(\frac{54\,700}{5756,4}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 3100} = 117\,280 \text{ hod} \quad (11.12)$$

11.1.2 Minimální radiální zatížení

Minimální radiální zatížení kuželíkového ložiska 32913 v podpoře B [18]:

$$F_{rm} = 0,02 \cdot C = 0,02 \cdot 54\,700 = 1\,094 \text{ N} \quad (11.13)$$

Kuželíkové ložisko 32913 v podpoře B dosahuje minimálního zatížení a není potřeba jeho předepnutí.

11.2 Trvanlivost ložisek předlohové hřídele

Předlohová hřídel je ve skříni převodovky uložena prostřednictvím válečkových ložisek. Je použit typ ložisek NJ 2009 ECP pro zachycení rozdílu axiálních sil z ozubení. V tabulce 11.4 jsou shrnuty výsledné radiální a axiální reakce se zahrnutím součinitele vnějších dynamických sil K_A .

Tabulka 11. 4- Shrnutí výsledků výsledných reakcí

Výsledná radiální reakce ložiska A $R_{A,v} = R_A \cdot K_A [N]$	Výsledná axiální reakce ložiska A $R_{A,a,v} = R_{Ax} \cdot K_A [N]$	Výsledná radiální reakce ložiska B $R_{B,v} = R_B \cdot K_A [N]$	Výsledná axiální reakce ložiska B $R_{B,a,v} = R_{Bx} \cdot K_A [N]$
3649,4	-	2874,3	302,6

Tabulka 11. 5- Výpočtové a technické parametry válečkového ložiska NJ 2009 ECP [18]

Základní dynamická únosnost	Základní statická únosnost	Mezní únavové zatížení	Mezní otáčky	Hmotnost ložiska	Výpočtový součinitel	Výpočtový součinitel
$C [kN]$	$C_0 [kN]$	$P_u [kN]$	$n_{mez} [min^{-1}]$	$m_L [kg]$	$e [-]$	$Y [-]$
52,8	64	7,8	9000	0,3	0,3	0,4

Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska v podpoře A a B:

$$\frac{R_{B,a,v}}{R_{B,v}} < e \quad (11.14)$$

$$\frac{R_{B,a,v}}{R_{B,v}} = \frac{302,6}{2874,3} = 0,1 < e = 0,2$$

$$P_B = R_{B,v} = 2874,3 N \quad (11.15)$$

$$P_A = R_{A,v} = 3649,4 N \quad (11.16)$$

Provozní trvanlivosti ložiska A:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_A}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} = \left(\frac{52800}{3649,4}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 4218} = 29\,170,4 \text{ hod} \quad (11.17)$$

11.2.1 Provozní trvanlivost dle SKF

Střední průměr ložiska NJ 2009 ECP [18]:

$$d_m = 0,5 \cdot (d_L + D_L) = 0,5 \cdot (45 + 75) = 60 \text{ mm} \quad (11.18)$$

Z katalogu SKF [18] byla dle provozních otáček předlokové hřídele a středního průměru ložiska stanovena minimální viskozita oleje: $\nu_1 = 8 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

Maximální provozní teplota je 60°C. Pro danou provozní teplotu bylo zvoleno mazivo dle klasifikace ISO VG 100. Viskozita maziva dle SKF je při teplotě 60°C [18]:

$$\nu_{VG100,60} = 40 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

Výpočet stavu mazání – viskózního poměru [18]:

$$\kappa = \frac{\nu_{VG100,60}}{\nu_1} = \frac{40}{8} = 5 [-] \quad (11.19)$$

Dle katalogu SKF je stanovena hodnota faktoru znečištění η_c pro normální znečištění. Je zvolena stejná hodnota η_c jako v kapitole 11.1.1.

Poměr znečištění [18]:

$$\eta_c \cdot \frac{P_u}{P_A} = 0,55 \cdot \frac{7800}{3649,4} = 1,2 [-] \quad (11.20)$$

Trvanlivost ložiska A dle SKF:

Hodnota a_{SKF} byla odečtena z grafu pro ložiska s čarovým stykem. Odečet závisel na viskózním poměru a poměru znečištění pro SKF standard bearings [18]:

$$a_{SKF} = 20 [-]$$

$$L_{10nmh} = a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P_A}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} = 20 \cdot \left(\frac{52\,800}{3649,4}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 4218} = 583\,408 \text{ hod} \quad (11.21)$$

11.3 Trvanlivost ložisek výstupní hřídele

Je použit stejný typ kuželíkových ložisek jako na vstupní hřídeli. Výsledky výsledných reakcí jsou zobrazeny v tabulce 11.6.

Tabulka 11. 6 - Shrnutí výsledků výsledných reakcí

Výsledná radiální reakce ložiska A $R_{A,v} = R_A \cdot K_A [N]$	Výsledná axiální reakce ložiska A $R_{A,a,v} = R_{Ax} \cdot K_A [N]$	Výsledná radiální reakce ložiska B $R_{B,v} = R_B \cdot K_A [N]$	Výsledná axiální reakce ložiska B $R_{B,a,v} = R_{Bx} \cdot K_A [N]$
2020,6	-	2788,5	1508,5

Kontrola provozní trvanlivosti je provedena pro ložisko B. Daný výpočet má stejný postup, jako tomu je u výpočtu trvanlivosti ložiska na vstupní hřídeli. Výsledek provozních trvanlivostí je zobrazen v souhrnu v tabulce 11.7. Výsledná radiální reakce ložiska A dosahuje dle výsledků rovnice (11.13) minimálního zatížení.

11.4 Shrnutí výsledků provozních trvanlivostí

V Tabulce 11.7 jsou shrnuty výsledky provozních trvanlivostí a trvanlivosti pod vlivem součinitele teorie mazání a_{SKF} nejvíce zatížených ložisek.

Tabulka 11. 7 - Shrnutí výsledků provozních trvanlivostí

Hřídel	Ekvivalentní dynamické zatížení $P_A, P_B [N]$	Otáčky hřídele $n_1, n_2, n_3 [min^{-1}]$	Provozní trvanlivost $L_{10h} [hod]$	Součinitel teorie mazání $a_{SKF} [-]$	Provozní trvanlivost dle SKF $L_{10nmh} [hod]$
Vstupní	5756,4	3100	9 773	12	117 280
Předloh.	3649,4	4218	29 170	20	583 408
Výstupní	4690,2	4360	13 752	25	343 800

11.5 Volba maziva

Pro mazání a chlazení záběrů ozubení a ložisek byl vybrán průmyslový převodový olej PARAMO CLP100 firmy *Paramo* [19].

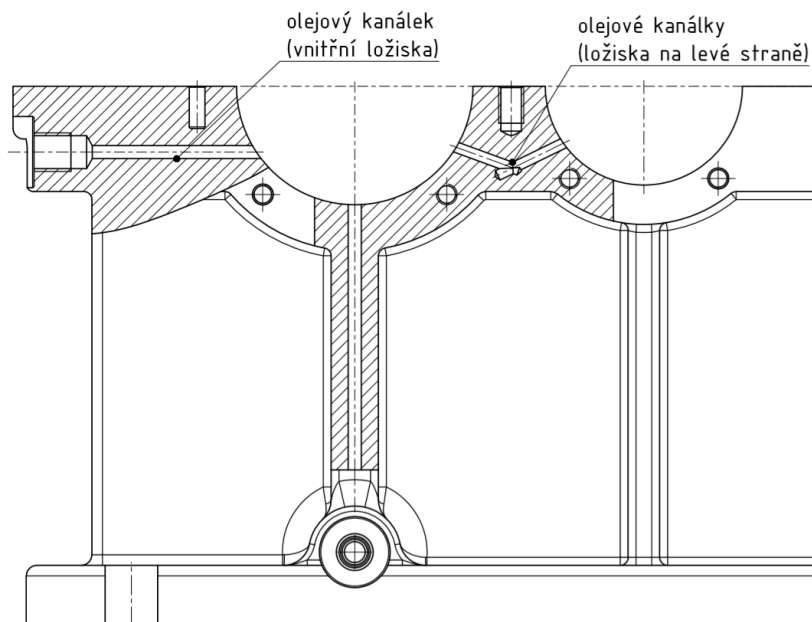
Jsou určeny zejména k mazání všech typů průmyslových převodovek, obzvláště namáhaných převodovek s vysokými tlaky v ozubení. Používají se i k mazání ložisek a dalších pohyblivých strojních částí, zejména tehdy, požaduje-li se vynikající vysokotlakové vlastnosti oleje. Výhodné je jejich použití i v oběhových mazacích soustavách, zvláště v případech, kdy se požadují vynikající mazací schopnosti a výborná chemická stálost oleje.

Parametr	Jednotka	Hodnota			Norma
		CLP 100	CLP 150	CLP 220	
Kinematická viskozita při 40 °C	mm ² /s	100	150	220	ČSN EN ISO 3104
Bod vzplanutí OK	°C	230	235	235	ČSN EN ISO 2592
Bod tekutosti	°C	-24	-24	-18	ČSN ISO 3016
Viskozitní index	-	95	95	95	ČSN ISO 2909
FZG test, nevyhovující stupeň, min.	min.	12	12	12	DIN 51 354
TIMKEN	LB, min.	60	60	60	ASTM D 2782

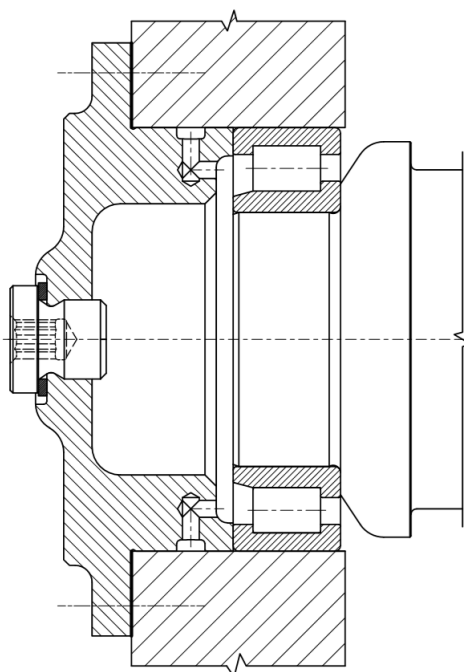
Obrázek 11. 2 - Charakteristické parametry oleje [19]

12 Řešení mazací soustavy

Záběr ozubení a ložiska jsou mazána a chlazena metodou oběhu oleje. Olej je přiváděn k ložiskům pomocí zubových čerpadel *Vivoil* prostřednictvím ohýbaných trubek a vhodných šroubení. Do záběrů ozubených kol jsou namířeny vstřikovací trysky. K ložiskům je olej přiveden skrze olejové kanálky ve skříni převodovky a víkách dle obrázku 12.1 a 12.2.

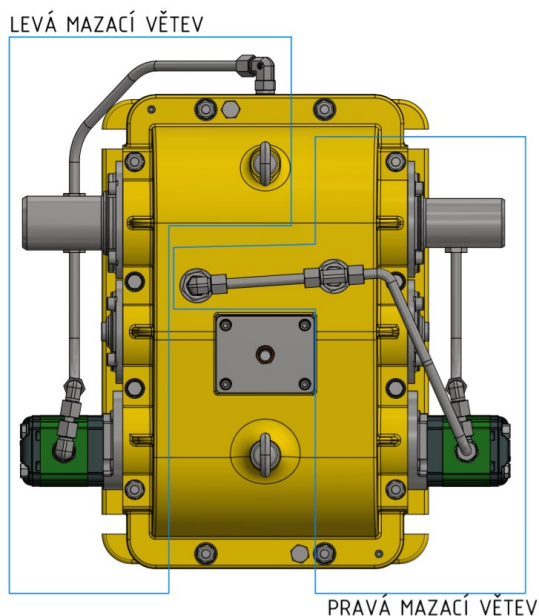


Obrázek 12. 1 – Řešení přívodu oleje k ložiskům skrze olejové kanálky ve skříni



Obrázek 12. 2 - Řešení přívodu oleje k ložiskům ve víku s inspekční zátkou

Celá mazací soustava je rozdělena do dvou větví. Každá oběhová větev je poháněna vlastním čerpadlem. Levá mazací větev bude generovat olej k ložiskům na levé straně a k vnitřním ložiskům převodovky (obrázek 12.3). Pravá mazací větev generuje olej do záběrů ozubení a k ložiskům na pravé straně převodovky (obrázek 12.3).



Obrázek 12. 3 – Levá a pravá mazací větev

12.1 Základní parametry čerpadel

Jsou vybrána zubová čerpadla s označením [23]:

X1P1851JDDA - rotace proti směru hodinových ručiček (levá rotace)

X1P1852JDDA - rotace po směru hodinových ručiček (pravá rotace)



Obrázek 12. 4 – Ilustrační pohled nabízeného čerpadla firmy Vivoil [23]

Vybraná čerpadla firmy *Vivoil* jsou vhodná pro provozní otáčky do 6000 min^{-1} a maximální tlaky až do 30 MPa [23].

Geometrie ozubeného kola pohánějící čerpadla je totožná s geometrií pastorku druhého soukolí (Příloha [B]). Pro otáčky hřídele čerpadel platí:

$$n_{H\check{c}} = n_3 = 4360 \text{ min}^{-1} \quad (12.1)$$

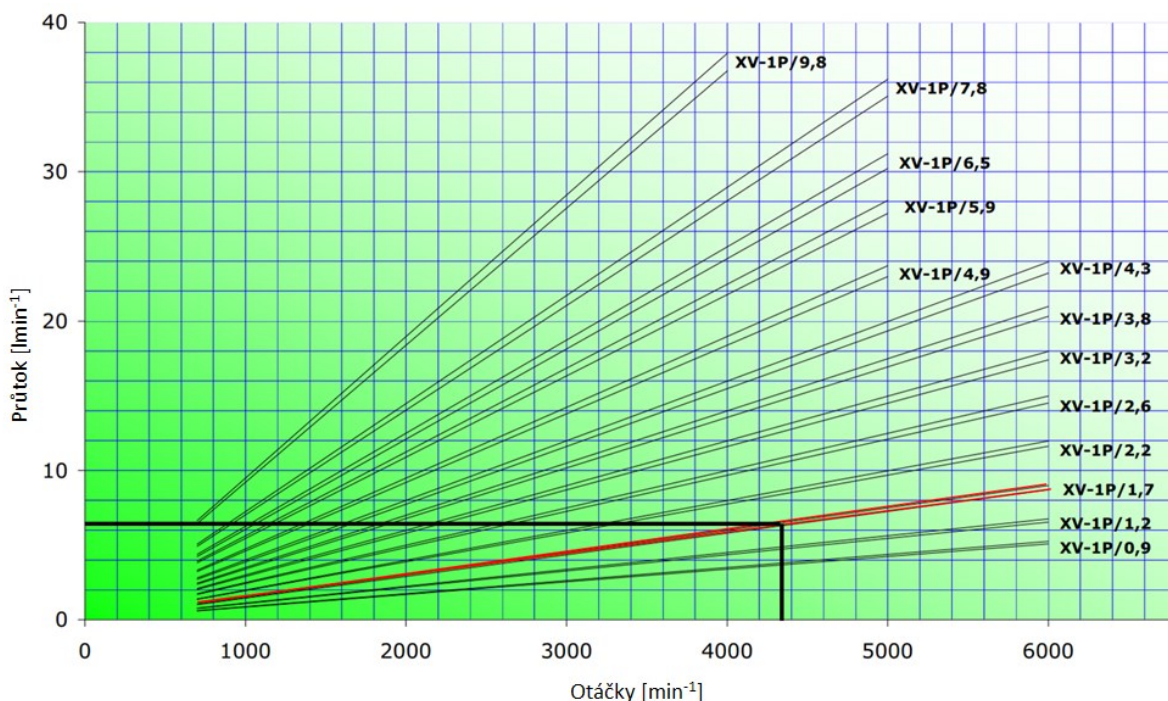
Průtok oleje čerpadlem X1P1851JDDA:

$$Q_1 = V_{g,1} \cdot n_{H\check{c}} = 0,00156 \cdot 4360 = 6,8 \text{ l. min}^{-1} \quad (12.2)$$

Průtok oleje čerpadlem X1P1852JDDA:

$$Q_2 = V_{g,2} \cdot n_{H\check{c}} = 0,00156 \cdot 4360 = 6,8 \text{ l. min}^{-1} \quad (12.3)$$

kde $V_{g,1}, V_{g,2}$ je geometrický objem zvolených čerpadel [23].



Obrázek 12. 5 - Graf závislosti průtoku na otáčkách [23]

Navržené průtoky čerpadel jsou pouze návrhové. Je nutné provést experimentální měření a zkoušení po smontování převodovky. Po odzkoušení se navrhnou případné modifikace čerpadel, kde se bude zvyšovat či snižovat hodnota geometrického objemu čerpadel dle výkonnostní řady výrobce (obrázek 12.5). Dle obrázku 12.5 je možné tyto případné modifikace uskutečnit.

Převodovka bude naplněna 10l oleje PARAMO CLP100 firmy *Paramo*. Tato hodnota nezahrnuje množství oleje ve vedeních a samotném chladiči. Po zaběhnutí převodovky je třeba doplnit chybějící množství oleje.

12.2 Metody chlazení oleje

První metodou chlazení oleje je možné provést přírodním vyzařováním tepla. Tedy teplo nahromaděné v oleji je uvolněno do okolí sáláním a prouděním. Je to metoda úsporná a jednoduchá. Druhou metodou chlazení je vzduchový nebo vodní chladič. Dalšími metodami chlazení může být trubkový výměník tepla v olejové lázni na dně převodovky popřípadě ventilátor nasměrovaný na převodovku.

Nakonec je zvolena varianta se vzduchovým chladičem. Během prvního záběhu zařízení se doporučuje teplotu převodovky kontrolovat pravidelně a monitorovat graf oteplení až k maximální provozní teplotě 60°C, což je dle výsledků rovnice (12.9) monitorování necelých 16 minut. K tomu je vhodné použít infračervenou termokameru, pomocí které bude teplota měřena na určeném místě na skříni převodovky. Po dosažení maximální teploty dojde k zapnutí vzduchového chladiče.

12.3 Tepelný výpočet a návrh chladiče

Ztrátový výkon:

$$P_Z = P_1 \cdot (1 - \eta_c) = 81200 \cdot (1 - 0,98) = 1624 \text{ W} \quad (12.4)$$

Hodnota ztrátového výkonu odpovídá ztrátovému tepelnému toku a platí $P_Z = \phi_Z$.

12.3.1 Časová konstanta

Jedná se o čas, kdy teplota dosáhne 63% ustálené hodnoty teploty.

Platí vztah [13]:

$$T = \frac{m_{ol} \cdot c_{ol} + m_{skříň} \cdot c_{litina}}{k_N \cdot S_N} = \frac{8,9 \cdot 1800 + 51 \cdot 540}{7 \cdot 0,12} = 51857 \text{ s} \quad (12.5)$$

kde c_{ol} je měrná tepelná kapacita oleje [13].

c_{litina} je měrná tepelná kapacita litiny [13].

$m_{skříň}$ je hmotnost skříně - zjištěno pomocí CAD softwaru.

k_N je součinitel přestupu tepla [13].

S_N je teplosměnná plocha nádrže (skříně) - zjištěno pomocí CAD softwaru

Hmotnost oleje:

$$m_{ol} = \rho_{ol} \cdot V_{ol} = 890 \cdot 0,01 = 8,9 \text{ kg} \quad (12.6)$$

kde V_{ol} je objem oleje v převodovce.

ρ_{ol} je hustota oleje [19].

12.3.2 Maximální ustálená teplota

Maximální ustálená teplota [13]:

$$t = t_o + \frac{\phi_Z}{k_N \cdot S_N} \cdot \left(1 - e^{-\frac{\tau}{T}}\right) \quad (12.7)$$

Je předpokládáno, že při čase $\tau \rightarrow \infty$ se maximální teplota oleje již dále nezvyšuje.

Platí tedy pro výpočet maximální teploty oleje $e^{-\frac{\tau}{T}} = e^{-\frac{\infty}{T}} = 0$:

$$t_{max} = t_o + \frac{P_Z}{k_N \cdot S_N} = 25 + \frac{1624}{7 \cdot 0,12} = 1958,3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (12.8)$$

kde t_o je teplota okolí.

Doba potřebná k dosažení maximální přípustné teploty t_1 [13]:

$$\tau_1 = -T \cdot \ln\left(1 - \frac{(t_1 - t_o) \cdot k_N \cdot S_N}{P_Z}\right) = -51\,857 \cdot \ln\left(1 - \frac{(60 - 25) \cdot 7 \cdot 0,12}{1640}\right) = 938 \text{ s} \quad (12.9)$$

12.3.3 Potřebný tepelný výkon chladiče

Tepelný výkon nádrže (skříně) [13]:

$$\phi_N = k_N \cdot S_N \cdot (t_1 - t_o) = 7 \cdot 0,12 \cdot (60 - 25) = 29,4 \text{ W} \quad (12.10)$$

Z výsledku rovnice 12.10 je zřejmé, že hodnota teplosměnné plochy nádrže (skříně) S_N je příliš nízká na to, aby bylo možné převodovku chladit metodou přírodního vyzařování tepla.

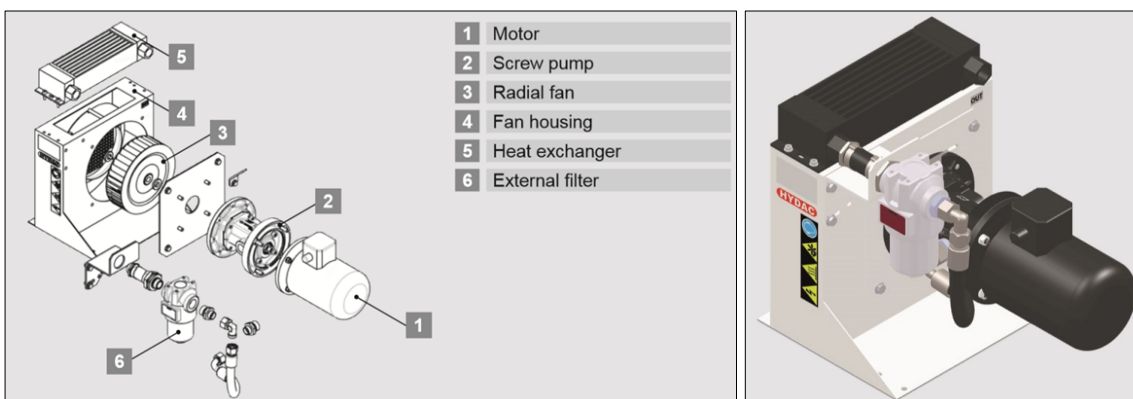
Celkový ztrátový tepelný výkon je z malé části odveden samotnou nádrží (skříní), a proto dle vztahu 12.11 je určena hodnota potřebného tepelného výkonu chladiče:

$$\phi_{CH} = P_Z - \phi_N = 1640 - 29,4 = 1589,6 \text{ W} \quad (12.11)$$

Následně je vybrán od výrobce *Hydac* [24] vzduchový chladič s bližší vyšší hodnotou tepelného výkonu (viz. kapitola 12.3.4).

12.3.4 Volba chladiče

Je vybrán externí kompaktní vzduchový chladič OSCAF 0S s integrovaným čerpadlem a filtrem od firmy Hydac.



Type of cooler	P/N	Heat dissipation at $\Delta T = 40^\circ\text{C}$ [kW] ¹⁾	Pressure drop [bar] at 30 mm ² /s ¹⁾	Displacement [cm ³ /U]	Oil flow [l/min] [40 cSt - 4 bar]	Air flow [m ³ /h]	Motor: N° of poles / Size	Motor: Power [kW] ²⁾	Nominal current [A] @ 400 V 50 Hz	Noise level at 1 m distance at 50 / 60 Hz [dB (A)]	Size of filter [-]	Volume [l] ³⁾	Weight [kg] ⁴⁾
OSCA 0L	3926218	1.5	0.11	10	10	155	6/71	0.25	1.0	56/60	-	0.5	20
OSCA 0S	3926219	1.8	0.19	10	15	300	4/71	0.37	1.2	63/67	-	0.5	20
OSCAF 0L	3926223	1.5	0.11	10	10	155	6/71	0.25	1.0	56/60	LF60	0.5	25
OSCAF 0S	3926222	1.8	0.19	10	15	300	4/71	0.37	1.2	63/67	LF60	0.5	25
OSCA 1L	3768893	3.7	0.08	10	10	600	6/71	0.25	1.0	59/63	-	0.9	28
OSCA 1S	3684999	4.3	0.12	10	15	870	4/71	0.37	1.2	66/70	-	0.9	28
OSCAF 1L	3769020	3.7	0.13	10	10	600	6/71	0.25	1.0	59/63	NG080	1.6	31
OSCAF 1S	3708807	4.3	0.18	10	15	870	4/71	0.37	1.2	66/70	NG080	1.6	31
OSCA 2L	3647770	7.0	0.30	28	28	1,200	6/90	0.75	2.0	60/64	-	1.4	40
OSCA 2S	3647749	9.2	0.45	28	40	1,750	4/90	1.10	2.5	69/73	-	1.4	40
OSCAF 2L	3647771	7.0	0.50	28	28	1,200	6/90	0.75	2.0	60/64	NG080	2.4	43
OSCAF 2S	3647750	9.2	0.85	28	40	1,750	4/90	1.10	2.5	69/73	NG080	2.4	43
OSCA 3L	3764555	11.6	0.25	28	28	2,350	6/90	1.10	2.7	67/71	-	2.0	63
OSCA 3S	3672255	15.0	0.38	28	40	3,400	4/90	1.80	3.7	77/81	-	2.0	63
OSCAF 3L	3764557	11.6	0.44	28	28	2,350	6/90	1.10	2.7	67/71	NG080	3.3	66
OSCAF 3S	3675061	15.0	0.75	28	40	3,400	4/90	1.80	3.7	77/81	NG080	3.3	66

¹⁾ At 50 Hz
²⁾ IE2 (only for $\geq 0,75$ kW)
³⁾ Fluid in cooling element
⁴⁾ Unfilled

Obrázek 12. 6 - Volba vzduchového chladiče [24]

13 Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout rychloběžnou souosou dvoustupňovou převodovku pro pohon asynchronním elektromotorem se vstupními otáčkami 3100 min^{-1} , točivým momentem 250 Nm, převodovým poměrem $0,7 \pm 3\%$ a minimální životností 10 000 hodin.

Úvod práce je věnován rešerši rychloběžných převodovek, oblastem možného využití a představení specifických řešení převodů souosých převodovek. Další část práce se zabývá metodikou mazání a chlazení převodů a ložisek. Tyto metody mazání a chlazení strojních dílů jsou v práci stručně popsány.

Je navržena souosá rychloběžná převodovka pro pohon asynchronním motorem. Díly v převodovce jsou mazány a chlazeny metodou oběhu oleje. Je zvolen olej PARAMO CLP100 firmy *Paramo*. Olej je přiváděn k mazaným místům pomocí dvojice zubových čerpadel firmy *Vivoil*. Tato čerpadla jsou umístěna přímo na převodovce. Je nutné zdůraznit, že pro navrženou převodovku je nařízen pravý smysl otáčení elektromotoru. Při levém smyslu otáčení by docházelo k odčerpání oleje z mazaných míst. Nedílnou součástí převodovky je i externí vzduchový chladič s označením OSCAF OS s integrovaným čerpadlem a filtrem firmy *Hydac*. Navržená převodovka má označení RP 2300 01.

Hlavní část práce je zaměřena na kontrolní výpočty strojních dílů k dosažení provozuschopnosti rychloběžné převodovky. Klíčovým parametrem při posuzování statických kontrol strojních dílů je součinitel jednorázového přetížení K_{As} . Tento součinitel představuje hodnotu záběrového momentu elektromotoru. Při návrhu ložisek figuruje součinitel vnějších dynamických sil K_A . Tento součinitel charakterizuje vztah mezi hnacím a pracovním strojem. Jelikož není znám typ pracovního stroje, je vybrána hodnota součinitele odhadem. Při návrhu převodovky je předpokládán po celou dobu provozu klidný chod s možností mírné nerovnoměrnosti. Což zvolený součinitel představuje.

Úvodní kontroly se zabývají ozubenými koly. Návrh ozubených kol má za cíl zajistit co možná nejtíši chod a zároveň splnit osm pevnostních podmínek. Z výsledků plyne, že ozubení pastorků a kol pevnostně vyhovují. Dále jsou navrhovány hřídele převodovky. U každé hřídele jsou prováděny nejen statické a dynamické kontroly ale také kontroly z hlediska tuhosti. Z výsledků statických a dynamických kontrol vyplývá, že hřídele jsou vyhovující. Kontroly tuhostí hřídelí jsou provedeny v softwaru *MITcalc*. Hřídele jsou kontrolovány z hlediska ohybových a torzních deformací při jednorázovém přetížení. Zjištěné hodnoty těchto deformací jsou následně porovnány s dovolenými hodnotami vycházejících z provozních zkušeností a katalogů výrobců ložisek. Ohybové a torzní tuhosti hřídelí jsou vyhovující. Dále je provedena kontrola předlokové hřídele vůči kritickým otáčkám prostřednictvím softwaru *ANSYS Workbench 19.1*. Jsou hledány vlastní frekvence rotační soustavy (hřídel-ozubená kola), při kterých dojde k rezonanci. Zjištěné vlastní frekvence jsou následně

porovnávány s otáčkami předlohouvé hřídele. Je zjištěno, že rotační soustava pracuje v pásmu podkritických otáček a není ohrožena rezonancí.

Závěr práce je věnován způsobu řešení mazací soustavy a chlazení oleje v převodovce. Celá mazací soustava je rozdělena do dvou větví, kde každá oběhová větev je poháněna vlastním čerpadlem. Vedení oleje k mazaným místům je zajištěno ohýbanými trubkami a vhodným šroubením. Záběr obou soukolí je mazán a chlazen vstříkovacími tryskami. K ložiskům je olej přiváděn olejovými kanálky ve skříní a víkách převodovky. Pro chlazení oleje v převodovce je zvolena metoda chlazení vzduchovým chladičem. Zároveň je proveden tepelný výpočet a zvolen vhodný vzduchový chladič.

Poslední zásadou pro vypracování diplomové práce je zhotovení výkresové dokumentace, ve které je obsažen sestavný výkres rychloběžné převodovky a výrobní výkres výstupní hřídele.

Poděkování

Touto cestou bych chtěl rád poděkovat svému vedoucímu diplomové práce panu doc. Ing. Květoslavu Kalábovi, Ph.D. za rady a připomínky během řešení této práce.

Použité zdroje a software

- [1] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Spoje strojů a jejich části + Části pohonů strojů – teorie a projekty*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2015. Skripta. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava.
- [2] KALÁB, Květoslav. *Návrh čelního soukolí se šikmými zuby*, vysokoškolská příručka. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2010
- [3] HAVLÍK, Jiří a Petr MARŠÁLEK. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*, vysokoškolská příručka. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2014
- [4] MORAVEC, Vladimír a Daniel PIŠTÁČEK. *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2006. ISBN 80–248-0980x.
- [5] NĚMČEK, Miloš. *Návody na cvičení I: konstrukce převodových skříní*. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1993. ISBN 80–7078-200–5. Skripta. Vysoká škola báňská v Ostravě.
- [6] NĚMČEK, Miloš. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů: spoje*. 3. vydání. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2016. ISBN 978–80-248–3879-3.
- [7] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů. II, Hřídele, tribologie, ložiska*. Brno: Vysoké učení technické, 1983. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). Skripta. Vysoké učení technické v Brně.
- [8] PILKEY, Walter D., Deborah F. PILKEY a Rudolph Earl PETERSON. *Peterson's stress concentration factors*. 3rd ed. Hoboken, N. J.: John Wiley, 2008. ISBN 978-0-470-04824-5.
- [9] MORAVEC, Vladimír. *Konstrukce strojů a zařízení II.: čelní ozubená kola: teorie, výpočet, konstrukce, výroba, kontrola*. Ostrava: Montanex, 2001. ISBN 80–7225-051–5.
- [10] MORAVEC, Vladimír a Jiří HAVLÍK. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2005. ISBN 80–248-0878–1.
- [11] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978–80-7361–081-4.
- [12] KŘÍŽ, Rudolf a Pavel VÁVRA. *Strojírenská příručka: 24 oddílů v osmi svazcích*. Praha: Scientia, 1995. ISBN 80–85827-88–3.
- [13] KOPÁČEK, J.: *Pohony a převody*. Skripta. VŠB-TU Ostrava, 1992. 168 s. ISBN 80-7078-137-8.

- [14] *TECHNICAL PAPERS ON GEARBOX AND POWER TRANSMISSION: GEAR DRIVES FOR TURBOMACHINERY* [online]. N. Branford: Artec Machine Systems, 2019 [cit. 2020-04-25]. Dostupné z: <https://www.artec-machine.com/Gear-Tech-Docs>
- [15] SMITH, Patrick. *High-speed Helical Gear Cooling and Lubrication. Machinery Lubrication* [online]. Tulsa: Noria, 2005 [cit. 2020-04-28]. Dostupné z: <https://www.machinerylubrication.com/Read/797/cooling-lubrication-of-high-speed-helical-gears>
- [16] VELICU, Radu. COAXIAL SPEED MULTIPLIERS FOR WIND TURBINES. ANNALS OF THE ORADEA UNIVERSITY. Fascicle of Management and Technological Engineering [online]. 2013, XXII (XII), 2013/1(1) [cit. 2020-04-28]. DOI: 10.15660/AUOFMTE.2013-1.2866. ISSN 15830691. Dostupné z: <http://imt.uoradea.ro/auo.fmte/doi.php?doi=10.15660/AUOFMTE.2013-1.2866>
- [17] *High Speed Series Catalogue: Parallel Shaft Gearboxes* [online]. Plzeň: Wikov Industry, 2016 [cit. 2020-04-24]. Dostupné z: https://www.wikov.com/file/edee/prilohy/catalogue_highspeed_gearboxes_en1604-20160429-074422.pdf
- [18] SKF a.s.: *Rolling bearings* [online]. SKF, 2018 [cit. 2020-04-24]. Dostupné z: <https://www.skf.com/binary/21-121486/Rolling-bearings---17000-EN.pdf>
- [19] *Paramo a.s.: Převodové oleje průmyslové* [online]. Pardubice: Paramo, 2014 [cit. 2020-04-24]. Dostupné z: <https://eshop.paramo.cz/zbozi.aspx?kod=V032158310>
- [20] T-PROM s.r.o.: *Mechanické vlastnosti ocelí* [online]. [cit. 2020-05-08]. Dostupné z: <http://www.tprom.cz/mechanicke-vlastnosti-oceli>
- [21] *LUBRICATION OF GEARS | KHK GEARS. KHK Gears - Gear Manufacturer* [online]. Kawaguchi: KHK Gears, 2015 [cit. 2020-04-23]. Dostupné z: https://khkgears.net/new/gear_knowledge/gear_technical_reference/lubrication-of-gears.html
- [22] *Coroll: Mazání ložisek - kopie - Ložiska a komponenty pro strojírenství | Ložiska a komponenty pro průmysl* [online]. Hronov: Coroll [cit. 2020-04-23]. Dostupné z: <https://www.coroll.cz/mazani-lozisek-kopie.html>
- [23] *Vivoil Oleodinamica Vivolo: Unidirectional Hydraulic Pumps* [online]. [cit. 2020-05-10]. Dostupné z: <https://www.vivoil.com/product/xp140/>

- [24] *HYDAC: Řada SC & OSCA s nízkou hlučností* [online]. Sulzbach/Saar: Hydac [cit. 2020-05-02]. Dostupné z: <https://www.hydac.com/cz-cs/vyrobky/tepelne-vymeniky-chladice/vzduchove-chladice/rada-sc-osca-s-nizkou-hlucnosti/show/Download/index.html>
- [25] KATALOG HYDRAULICKÉHO ŠROUBENÍ A RYCHLOSPOJEK. *Výroba hydraulického šroubení a rychlospojek / KNOMI* [online]. Praha: Knomi, 2017 [cit. 2020-04-23]. Dostupné z: <http://shop.knomi.cz/>
- [26] *Techmagazín.cz: Průmyslové převodové oleje a mazání převodovek* [online]. 4. 8. 2013 [cit. 2020-05-17]. Dostupné z: <http://www.techmagazin.cz/952>
- [27] ČSN 01 4686 Pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. UNM Praha, Praha 1989
- [28] ČSN EN 1563. *Slévárství - Litina s kuličkovým grafitem*. Praha: ÚNMZ, 2019.
- [29] *ANSYS Workbench*, Release 19.1, Product help
- [30] *MITcalc: Mechanical, Industrial and Technical Calculations* [online]. 2018 [cit. 2020-03-24]. Dostupné z: <http://www.mitcalc.com/en/download.htm>
- [31] NĚMČEK, Miloš. *Program Modul – Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 část 4,5, 2005*
- [32] NĚMČEK, Miloš. *Program Geometrie – Kontrola geometrie ozubených kol, verze 1.22, 2005*
- [33] NĚMČEK, Miloš. *Program CSNw – ISO C, verze 3, 2005*

Seznam příloh

- Příloha [A]: Tabulka geometrie ozubení prvního soukolí (program Geometrie)
- Příloha [B]: Tabulka geometrie ozubení druhého soukolí (program Geometrie)
- Příloha [C]: Pevnostní výpočet prvního soukolí dle ISO 6336 metody C (program CSNw)
- Příloha [D]: Pevnostní výpočet druhého soukolí dle ISO 6336 metody C (program CSNw)
- Příloha [E]: Sestavný výkres: RP 2300 01: Rychloběžná převodovka
- Příloha [F]: Výrobní výkres: RP 2305: Výstupní hřídel

Příloha [A]: Tabulka geometrie ozubení prvního soukolí (program Geometrie)

	Rozměr	PASTOREK	KOLO
Typ ozubení		Vnější	Vnější
Převodový poměr	u		1.360
Počet zubů	z	25	34
Počet zubů náhradního kola	z_n	29.761	40.474
Normální modul	m_n		3.500
Čelní modul	m_t		3.729
Úhel sklonu zubu roztečný	β		20.17600
Úhel sklonu zubu základní	β_b		18.91134
Úhel profilu čelní	α_t		21.19452
Úhel záběru čelní	α_{tw}		21.19471
Osová vzdálenost pracovní	a_w		110.00000
Osová vzdálenost roztečná	a		109.99986
Jednotková korekce	x	0.14269	-0.14265
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	0.49942	-0.49927
Součet jednotkových korekcí	x_x		0.00004
Jednotkové přísunutí kol	Δy		0
Průměr patní kružnice	d_f	83.71905	115.28095
základní kružnice	d_b	86.91465	118.20393
kr.začátku evolventy	d_L	87.55953	119.45099
valivé kružnice	d_w	93.22034	126.77966
roztečné kružnice	d	93.22022	126.77950
hlavové kružnice	d_a	102.90000	134.50000
Tloušťka zubu na patní kružnici	s_f	---	---
základní kružnici	s_b	6.97555	6.82078
začátku evolventy	s_L	6.97211	6.77030
valivé kružnici	s_w	5.86130	5.13429
roztečné kružnici	s	5.86133	5.13435
hlavové kružnici	s_a	1.52066	1.93900
Šířka mezery na valivé kružnici	e_w	5.13429	5.86130
Výška paty	h_f	4.75058	5.74927
hlavy	h_a	4.83989	3.86025
zubu	h	9.59047	9.60953
Přídavná změna výšky hlavy zubu		-0.03453	-0.01547
Společná šířka kol	b		50.000
Délka evolventy	ev	8.40404	8.08287
Měrný skluz na patě		-2.07074	-2.06343
Měrný skluz na hlavě		0.67357	0.67435
Poměr b/d	ψ_d	0.536	0.394
Poměr b/m_n	ψ_m		14.286
Součinitel trvání záběru profilu	ϵ_α		1.81825
Součinitel trvání záběru krokem	ϵ_β		1.56838
Součinitel trvání záběru celkový	ϵ_γ		3.38663
Délka dotyku 1 páru zubů	L_{pmax}		52.85294
Celková délka dotyku minim.	L_{xmin}		93.45612
Celková délka dotyku maxim.	L_{xmax}		99.58100
Čelní rozteč	p_t		11.71440
Čelní rozteč základní	p_{tb}		10.92202
Kontrolní rozměr přes zuby	M	37.97293	48.15062
Počet měřených zubů	z'	4	5
Minimální šířka kola pro měření	b'	22.483	25.994
Měřená roztečná tloušťka zubu	s'	5.85747	5.13294
Měřeno ve výšce (od hlavy)	v	4.93200	3.91223
Poměrná výška hlavy profilu	h'_a	1.25000	1.25000
Poměrná hlavová vůle profilu	c'	0.25000	0.25000
Poměrný rádius paty profilu	ρ'_f	0.25000	0.25000
Úhel profilu	α_n		20.00000

Příloha [B]: Tabulka geometrie ozubení druhého soukolí (program Geometrie)

	Rozměr	PASTOREK	KOLO
Typ ozubení		Vnější	Vnější
Převodový poměr	u	[-]	1.034
Počet zubů	z	[-]	29
Počet zubů náhradního kola	z_n	[-]	34.522
Normální modul	m_n	[mm]	3.500
Čelní modul	m_t	[mm]	3.729
Úhel sklonu zubu roztečný	β	[°]	20.17600
Úhel sklonu zubu základní	β_b	[°]	18.91134
Úhel profilu čelní	α_t	[°]	21.19452
Úhel záběru čelní	α_{tw}	[°]	21.19471
Osová vzdálenost pracovní	a_w	[mm]	110.00000
Osová vzdálenost roztečná	a	[mm]	109.99986
Jednotková korekce	x	[-]	0.01574
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	0.05510
Součet jednotkových korekcí	x_{Σ}	[-]	0.00004
Jednotkové přisunutí kol	Δy	[-]	0
Průměr patní kružnice	d_f	[mm]	97.74565
základní kružnice	d_b	[mm]	100.82100
kr.začátku evolventy	d_L	[mm]	101.72636
valivé kružnice	d_w	[mm]	108.13559
roztečné kružnice	d	[mm]	108.13545
hlavové kružnice	d_a	[mm]	116.90000
Tloušťka zubu na patní kružnici	s_f	[mm]	---
základní kružnici	s_b	[mm]	6.90646
začátku evolventy	s_L	[mm]	6.88506
valivé kružnici	s_w	[mm]	5.53785
roztečné kružnici	s	[mm]	5.53790
hlavové kružnici	s_a	[mm]	1.76593
Šířka mezery na valivé kružnici	e_w	[mm]	5.45773
Výška paty	h_f	[mm]	5.19490
hlavy	h_a	[mm]	4.38227
zubu	h	[mm]	9.57717
Přídavná změna výšky hlavy zubu		[mm]	-0.04783
Společná šířka kol	b	[mm]	50.000
Délka evolventy	ev	[mm]	8.22586
Měrný skluz na patě		[-]	-2.04053
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.66717
Poměr b/d	Ψ_d	[-]	0.462
Poměr b/m _n	Ψ_m	[-]	14.286
Součinitel trvání záběru profilu	ε_{α}	[-]	1.83024
Součinitel trvání záběru krokem	ε_{β}	[-]	1.56838
Součinitel trvání záběru celkový	ε_{γ}	[-]	3.39862
Délka dotyku 1 páru zubů	L_{pmax}	[mm]	52.85294
Celková délka dotyku minim.	$L_{\Sigma min}$	[mm]	94.26407
Celková délka dotyku maxim.	$L_{\Sigma max}$	[mm]	99.98497
Čelní rozteč	p_t	[mm]	11.71440
Čelní rozteč základní	p_{tb}	[mm]	10.92202
Kontrolní rozměr přes zuby	M	[mm]	37.90384
Počet měřených zubů	z'	[-]	4
Minimální šířka kola pro měření	b'	[mm]	22.460
Měřená roztečná tloušťka zubu	s'	[mm]	5.53548
Měřeno ve výšce (od hlavy)	v	[mm]	4.45316
Poměrná výška hlavy profilu	h'_a	[-]	1.25000
Poměrná hlavová vůle profilu	c'	[-]	0.25000
Poměrný rádius paty profilu	ρ'_f	[-]	0.25000
Úhel profilu	α_n	[°]	20.00000

Příloha [C]: Pevnostní výpočet prvního soukolí dle ISO 6336 metody C (program CSNw)

Zatěžující údaje		Geometrie ozubení	
Metoda výpočtu			
<input checked="" type="radio"/> A - Statické zatížení			
<input type="radio"/> B - Ekvivalentní zatížení			
T_1	183.8	[N·m]	
n_1	4218.0	[ot/min]	
N_{K1}	10000	[hod]	
N_{K2}	10000	[hod]	
Y_{A1}	1.000		Help
Y_{A2}	1.000		Help
K_A	1.25		Help
K_{AS}	2.000		Help
<input type="radio"/> Cykly <input type="radio"/> Obv. síla F <input checked="" type="radio"/> Hodiny <input checked="" type="radio"/> Moment T			
		Ok	Help

z_1	25	
z_2	34	
m_n	3.5	[mm]
β	20.176	[°]
α_n	20.000	[°]
h_{a1}^*	1.25	
h_{a2}^*	1.25	
c_1^*	0.250	
c_2^*	0.250	
ρ_{f1}^*	0.250	
ρ_{f2}^*	0.250	
x_1	0.1427	
x_2	-0.1426	
a_w	110.000	[mm]
d_{a1}	102.9	[mm]
d_{a2}	134.5	[mm]
Ok Help Moduly		

Zadání materiálových konstant	
PASTOREK Vyber	
σ_{Flimb1}^0	390.0 [MPa]
σ_{Hlim1}^0	1140.0 [MPa]
V_{HV1}	600
J_{HV1}	200
R_{m1}	640.0 [MPa]
R_{e1}	390.0 [MPa]
q_{F1}	9.0
q_{H1}	10.0
N_{Flim1}	3E+6
N_{Hlim1}	10E+7
E_1	2.1E+5 [MPa]
ν_1	0.300
Mat.	12 051
povrchově kalená po boku	
Ok Help	

KOLO Vyber	
σ_{Flimb2}^0	410.0 [MPa]
σ_{Hlim2}^0	520.0 [MPa]
V_{HV2}	200
J_{HV2}	200
R_{m2}	640.0 [MPa]
R_{e2}	390.0 [MPa]
q_{F2}	6.0
q_{H2}	10.0
N_{Flim2}	3E+6
N_{Hlim2}	50E+6
E_2	2.1E+5 [MPa]
ν_2	0.300
Mat.	12 050
zušlechťená	

Příloha [D] Pevnostní výpočet druhého soukolí dle ISO 6336 metody C (program CSNw)

Zatěžující údaje		Geometrie ozubení	
Metoda výpočtu			
<input checked="" type="radio"/> A - Statické zatížení			
<input type="radio"/> B - Ekvivalentní zatížení			
T_1	178	[N·m]	
n_1	4360	[ot/min]	
N_{K1}	10000.0	[hod]	
N_{K2}	10000.0	[hod]	
Y_{A1}	1.000		Help
Y_{A2}	1.000		Help
K_A	1.250		Help
K_{AS}	2.000		Help
<input type="radio"/> Cykly <input type="radio"/> Obv. síla F <input checked="" type="radio"/> Hodiny <input checked="" type="radio"/> Moment T			
		Ok	Help

z_1	29.0	
z_2	30.0	
m_n	3.500	[mm]
β	20.1760	[°]
α_n	20.000	[°]
h_{a1}^*	1.250	
h_{a2}^*	1.250	
c_1^*	0.250	
c_2^*	0.250	
ρ_{f1}^*	0.250	
ρ_{f2}^*	0.250	
x_1	0.0157	
x_2	-0.0157	
a_w	110.000	[mm]
d_{a1}	116.900	[mm]
d_{a2}	120.500	[mm]

Ok	Help	Moduly
----	------	--------

Zadání materiálových konstant

PASTOREK		KOLO	
Vyber		Vyber	
σ_{Flim1}^0	390.0 [MPa]	σ_{Flim2}^0	410.0 [MPa]
σ_{Hlim1}^0	1140.0 [MPa]	σ_{Hlim2}^0	520.0 [MPa]
V_{HV1}	600	V_{HV2}	200
J_{HV1}	200	J_{HV2}	200
R_{m1}	640.0 [MPa]	R_{m2}	640.0 [MPa]
R_{e1}	390.0 [MPa]	R_{e2}	390.0 [MPa]
q_{F1}	9.0	q_{F2}	6.0
q_{H1}	10.0	q_{H2}	10.0
N_{Flim1}	3E+6	N_{Flim2}	3E+6
N_{Hlim1}	10E+7	N_{Hlim2}	50E+6
E_1	2.1E+5 [MPa]	E_2	2.1E+5 [MPa]
ν_1	0.300	ν_2	0.300
Mat.	12 051	Mat.	12 050
povrchově kalená po boku		zušlechťená	
Ok	Help		