

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

Rekonstrukce hnací převodovky pro kontidráťovou  
trať

Reconstruction of a Driving Gearbox for a Wire Rod  
Mill

Student:

Jakub Říha

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

Ostrava 2015

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

## Zadání bakalářské práce

Student: **Jakub Říha**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení  
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin  
Téma: **Rekonstrukce hnací převodovky pro kontidráťovou trať**  
**Reconstruction of a Driving Gearbox for a Wire Rod Mill**

### Zásady pro vypracování:

Navrhnete novou hnací převodovku 0. stolice kontidráťové válcovací tratě firmy ArcelorMittal Ostrava, a.s. Řešení je vázáno na stávající zástavbu do válcovací tratě dle zadané výkresové dokumentace a rámcově vychází z původního řešení převodovky. Zpracujte konstrukční návrh reduktoru a proveďte nezbytné výpočty a kontroly.

### Základní zadané parametry:

- osová vzdálenost vstupního a výstupního hřídele 140 mm
- převod 34,8 s tolerancí 2%
- vstupní max. točivý moment 3,5 kNm
- vstupní otáčky v rozsahu 629 až 1650 1/min

### Seznam doporučené odborné literatury:

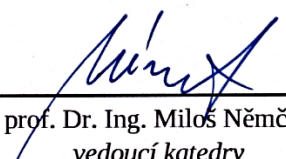
KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2008. 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.  
ArcelorMittal, a.s. Výkres č. 1-67767 Pohon stolic 0. a 1. trať - KD. 2/1995, list 1/3.  
ArcelorMittal, a.s. nspec. výkresová dokumentace stávající převodovky.

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


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015

  
prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry



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

Místopřísežné prohlášení studenta

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

V Ostravě 14.5.2015.....

  
.....

Jakub Říha

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, 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 nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci 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 odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 14.5.2015



.....  
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Jakub Říha

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Maroldova 2987/1, 702 00, Ostrava

## ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

ŘÍHA, J. *Rekonstrukce hnací převodovky pro kontidráťovou trať : bakalářská práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2015, 34 s. Vedoucí práce: Pišťáček, D.

Bakalářská práce se zabývá návrhem nové hnací převodovky pro válcovací stolicí kontidráťové trati. V úvodu práce jsou srovnány vybrané typy převodů používané v současnosti v průmyslu. Stavba a problémy stávající převodovky jsou popsány v následující kapitole. Z průběhu točivého momentu během válcování jsou určeny hodnoty pro návrh převodovky. Za pomoci katedrálních programů je navržena nová geometrie ozubených kol a ověřena jejich bezpečnost. Pro nově navržená soukolí převodovky jsou vypočteny silové reakce v ložiscích a jsou navržena nová ložiska. Ložiska jsou kontrolována na statickou bezpečnost a je vypočtena jejich trvanlivost. V příloze se nachází požadovaná technická dokumentace.

## ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

ŘÍHA, J. *Reconstruction of a Driving Gearbox for a Wire Rod Mill : Bachelor Thesis.* Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2015, 34 p. Thesis head: Pišťáček, D.

The bachelor thesis is dealing with the design of new driving gearbox for wire rod's rolling mill. In the beginning of the thesis is a comparison of types of transmissions used in the industry nowadays. Construction and faults of current gearbox are described in the next chapter. The values for the desing of a gearbox are determined from the torque curve. With the help of department's programs, new gear geometry is designed and safety is verified. For newly designed gears reaction forces are calculated and new bearings are designed. Bearings are verified for static safety and their life is calculated. Required technical documentation is located in the enclosure.

# Obsah

<b>Seznam použitých značek a symbolů .....</b>	<b>2</b>
<b>0 Úvod .....</b>	<b>5</b>
<b>1 Rozbor stávající převodovky .....</b>	<b>6</b>
1.1 Druhy mechanických převodů .....	8
<b>2 Výpočet jmenovitého točivého momentu .....</b>	<b>9</b>
<b>3 Návrh geometrie soukolí .....</b>	<b>11</b>
<b>4 Zjednodušená pevnostní kontrola soukolí .....</b>	<b>14</b>
<b>5 Výpočet reakčních sil v ložiscích .....</b>	<b>16</b>
5.1 Výpočet reakčních sil na vstupní hřídeli .....	17
5.2 Výpočet reakčních sil na předlohové hřídeli .....	21
5.3 Výpočet reakcí na výstupní hřídeli .....	22
<b>6 Návrh ložisek .....</b>	<b>24</b>
6.1 Statická kontrola ložisek .....	24
6.2 Výpočet trvanlivosti ložisek .....	25
<b>7 Závěr .....</b>	<b>30</b>
<b>8 Seznam použité literatury .....</b>	<b>33</b>
<b>Seznam příloh .....</b>	<b>34</b>

## Seznam použitých značek a symbolů

Značení	Význam	Jednotka
B	Šířka ložiska	mm
C	Dynamická únosnost ložiska	kN
C <sub>0</sub>	Statická únosnost ložiska	kN
D	Vnější průměr ložiska	mm
F <sub>a</sub>	Axiální síla	N
F <sub>r</sub>	Radiální síla	N
F <sub>t</sub>	Tečná síla	N
K <sub>A</sub>	Součinitel pro respektování vnějších dynamických sil	-
K <sub>AS</sub>	Součinitel jednorázového přetížení	-
K <sub>Hβ</sub>	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce	-
L <sub>nm</sub>	Trvanlivost ložiska	-
L <sub>nmh</sub>	Provozní hodinová trvanlivost ložiska	hod
P	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	kN
P <sub>0</sub>	Ekvivalentní statické zatížení ložiska	kN
P <sub>u</sub>	Mezní únavové namáhání	kN
R <sub>Axy</sub>	Celková radiální reakce v podpoře A v osách x a y	N
R <sub>AxyMAX</sub>	Celková radiální reakce v podpoře A v osách x a y maximální	N
R <sub>Axz</sub>	Radiální reakce v podpoře A v osách x a z	N
R <sub>Ayz</sub>	Radiální reakce v podpoře A v osách y a z	N
R <sub>Az</sub>	Celková axiální reakce v podpoře A v ose z	N
R <sub>AzMAX</sub>	Celková axiální reakce v podpoře A v ose z maximální	N
R <sub>Azx</sub>	Axiální reakce v podpoře A v osách z a x	N

$R_{Azy}$	Axiální reakce v podpoře A v osách z a y	N
$R_{Bxy}$	Celková radiální reakce v podpoře B v osách x a y	N
$R_{BxyMAX}$	Celková radiální reakce v podpoře B v osách x a y maximální	N
$R_{Bxz}$	Radiální reakce v podpoře B v osách x a z	N
$R_{Byz}$	Radiální reakce v podpoře B v osách y a z	N
$R_{Bz}$	Celková axiální reakce v podpoře B v ose z	N
$R_{BzMAX}$	Celková axiální reakce v podpoře B v ose z maximální	N
$R_{Cxy}$	Celková radiální reakce v podpoře C v osách x a y	N
$R_{CxyMAX}$	Celková radiální reakce v podpoře C v osách x a y maximální	N
$R_{Cz}$	Celková axiální reakce v podpoře C v ose z	N
$R_{CzMAX}$	Celková axiální reakce v podpoře C v ose z maximální	N
$S_F$	Bezpečnost v ohybu	-
$H_F$	Bezpečnost v dotyku	-
$T_J$	Jmenovitý točivý moment	Nm
$T_{JM}$	Jmenovitý točivý moment maximální	Nm
$T_{MAX}$	Maximální točivý moment	Nm
$Y_0$	Součinitel axiálního zatížení ložiska	-
a	Vzdálenost mezi silou a podporou A	mm
$a_1$	Součinitel spolehlivosti	-
$a_{SKF}$	Součinitel trvanlivosti podle SKF	-
b	Vzdálenost mezi silou a podporou B	mm
d	Vnitřní průměr ložiska	mm
$d_1$	Roztečný průměr ozubeného kola	mm
$d_m$	Střední průměr ložiska	mm



$m_n$	Modul	mm
$n$	Otáčky	$\text{min}^{-1}$
$p$	Exponent rovnice trvanlivosti	-
$s_0$	Statická bezpečnost ložiska	-
$\nu$	Skutečná provozní viskozita maziva	$\text{mm}^2 \text{s}^{-1}$
$\nu_1$	Ideální viskozita maziva	$\text{mm}^2 \text{s}^{-1}$
$z$	Počet zubů	-
$\alpha_n$	Úhel záběru	°
$\beta$	Úhel sklonu zubu	°
$\varepsilon_\gamma$	Celkový součinitel trvání záběru	-
$\eta_c$	Součinitel znečištění	-
$K$	Viskózní poměr	-

## 0 Úvod

Kontidráťová trať je soustava strojů a zařízení sloužících k výrobě drátu. Drát se vyrábí za tepla kontinuálním válcováním z předvalků, tyto předvalky se nazývají “sochory“. Sochory putují do ohřívací plynové pece, kde se ohřejí na teplotu okolo 1100 °C. Z ohřívací pece jsou sochory vytlačeny mezi válce válcovacích stolic, kde dochází k jejich vtahování a válcování. Při postupném průchodu sochoru válcovacími stolicemi dochází ke zmenšování jeho průřezu, což vede ke zrychlování válcovaného materiálu. Rychlost narůstá z řádu jednotek metrů za sekundu na začátku až na rychlost v řádu desítek metrů za sekundu na konci válcovacího procesu. Každá válcovací stolice je poháněna elektromotorem přes převodovku a hřebenovou převodovku. Otáčky motoru jsou elektricky regulovány s ohledem na potřeby provozu. Převodovka je dvoustupňový reduktor s čelními ozubenými koly se šikmými zuby. Převodovka nulté stolice má zvýšenou poruchovost v porovnání s převodovkami ostatních stolic. V převodovce dochází k odírání zubů, pittingu a vibracím. Díky vibracím pak dochází ke zvětšování vůlí v uložení ložisek.

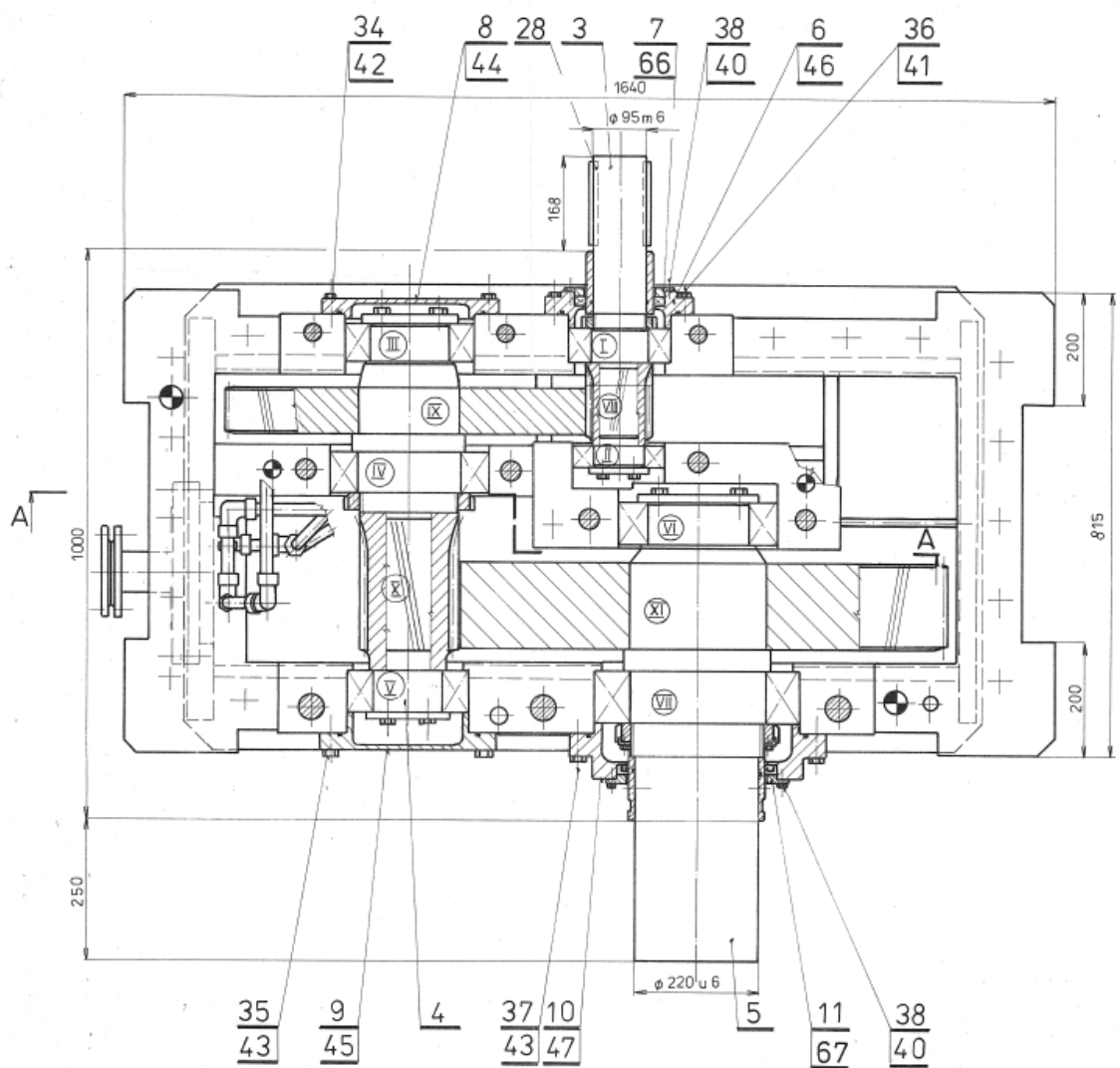
Cílem bakalářské práce je navrhnout novou převodovku, ve které se omezí vznik poruch. Nová převodovka vychází z původního konstrukčního návrhu. Převodovka musí být navržena tak, aby ji bylo možno umístit bez dalších nezbytných stavebních prací do stávající zástavby. Nezbytné je umožnit uložení vstupní a výstupní hřídele do spojek v současné zástavbě. Musí být dodržen rozdíl osových vzdáleností vstupní a výstupní hřídele a také by bylo vhodné zachovat vzdálenost jejich konců stejně jako ve stávající převodovce.

## 1 Rozbor stávající převodovky

Stávající převodovka je v porovnání s převodovkami ostatních válcovacích stolic více poruchová. U převodovky dochází k odírání zubů a pittingu. V důsledku působení vibrací se zvětšují vůle na ložiskách na vstupní hřídeli převodovky, což vede ke zvýšenému opotřebení ložisek. Při tepelné dilataci hřídelí vzhledem k ustavení převodovky, může docházet ke zvětšování axiálních sil na ložiska. Toto zvětšení axiálních sil může vést ke snížení životnosti axiálně pevných ložisek.

Válcovací stolice je poháněna elektromotorem přes spojku a navrhovanou převodovku. Za navrhovanou převodovkou se nachází spojka a hřebenová převodovka, která pohání protiběžné válce stolice.

Převodovka je dvoustupňový reduktor, s čelními ozubenými koly se šikmými zuby. Pastorky jsou vyrobeny na hřídelích a kola jsou nalisována na hřídelích za tepla. Kola i pastorky jsou cementovány a kaleny. Osová vzdálenost vstupní a výstupní hřídele převodovky je 140 mm. Řez převodovkou je znázorněn na obrázku č. 1. V převodovce jsou použita dvouřadá soudečková ložiska s válcovou dírou. Typy použitých ložisek firmy ZKL jsou uvedeny v tabulce 1. Základní parametry ozubených kol jsou uvedeny v tabulce 2. Pozice jsou zaznačeny římskými číslicemi na obrázku č. 1.



Obr. 1 Řez původní převodovkou [9]

Tab. 1 Použitá ložiska

Údaj		Typ ložiska	Vnitřní průměr	Vnější průměr	Šířka
Označení		-	d [mm]	D [mm]	B [mm]
Pozice	I	23220W33M	100	180	60,3
	II	22218W33J	90	160	40
	III	23128W33M	140	225	68
	IV	23036W33M	180	280	74
	V	23224W33M	120	215	76
	VI	23036W33M	180	280	74
	VII	23048W33M	360	360	92

Tab. 2 Základní parametry ozubených kol převodovky

Údaj	Modul	Počet zubů	Úhel sklonu šikmých zubů	Šířka ozubení
Označení	$m_n$ [mm]	$z$	$\beta$ [°]	$b$ [mm]
Pozice	VIII	20	10	90
	IX	125		80
	X	19		160
	XI	106		150
	5			
	8			

## 1.1 Druhy mechanických převodů

### Řemenové převody

Řemenové převody slouží k přenosu točivého momentu za pomoci uzavřeného poddajného řemene z hnací na hnanou řemenici. Výhodami těchto převodů jsou tichý chod, zachycení a tlumení chvění, jednoduchá a levná výroba, snadné seřízení, údržba a provoz. Nevýhodami jsou nekonstantní převodový poměr, vytahování řemenů, nutné předpětí řemenů a větší rozměry převodu [2].

### Řetězové převody

Řetězové převody přenáší točivý moment mezi dvěma rovnoběžnými hřídelemi prostřednictvím tvarového styku mezi řetězovým kolem a řetězem [7]. Výhodami těchto převodů jsou přenos obvodové síly bez skluzu, nepotřebují předpětí, nejsou citlivé na pracovní prostředí a snadno se montují. Nevýhodami jsou postupné zvětšování délky řetězu, nutnost stavitelnosti hřídelí, nebo použití stavěcí kladky a nerovnoměrný chod během jedné otáčky [2].

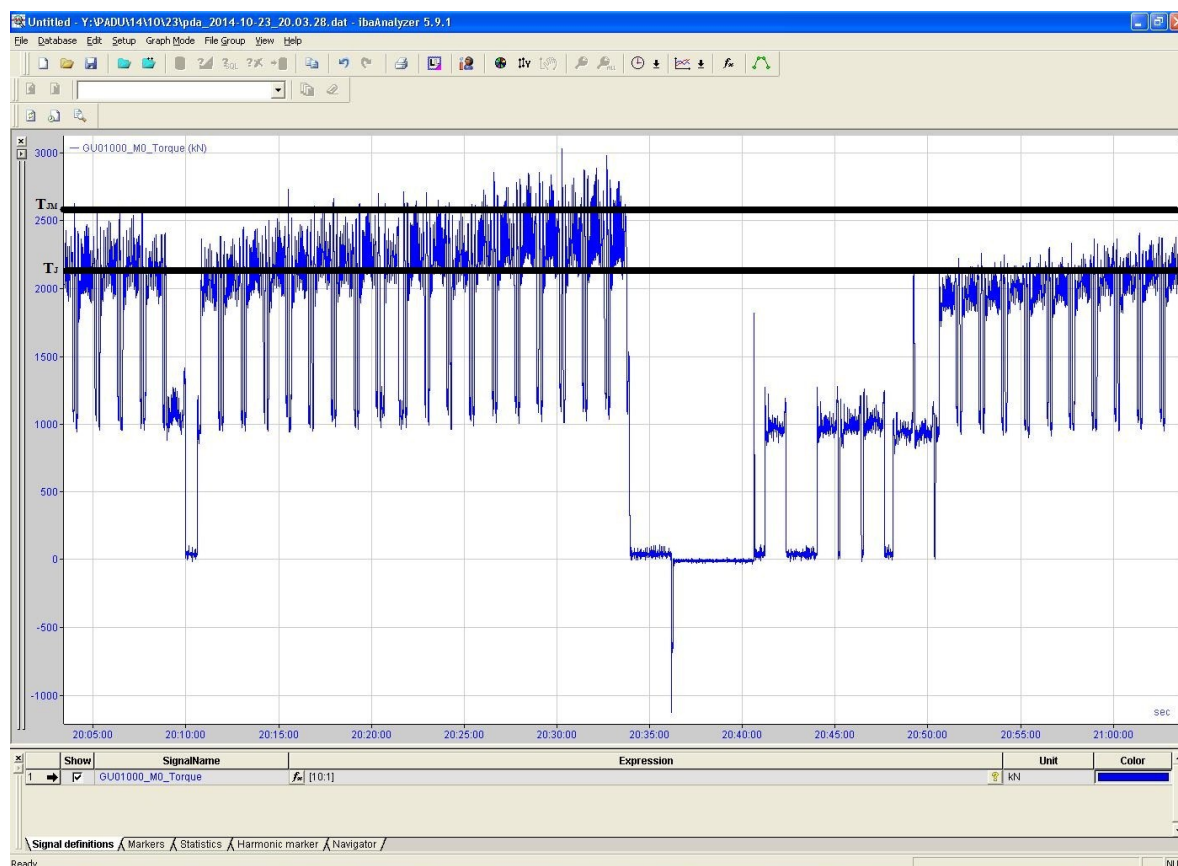
### Převody s ozubenými koly

Převody s ozubenými koly přenáší točivý moment pomocí tvarového styku mezi zuby dvou kol. V současné době se jedná o nejrozšířenější druh mechanických převodů. Výhodami převodů s ozubenými koly jsou konstantní poměr, spolehlivost a velká živostnost, nenáročná údržba a možnost přenosu velkých výkonů (až 100 MW). Nevýhodami jsou složitější a dražší výroba, netlumí rázy a neumožňují dosažení libovolného převodového poměru [2].

## 2 Výpočet jmenovitého točivého momentu

Točivý moment u převodovky není stálý a mění se spolu s otáčkami podle potřeby provozu a také v závislosti na průběhu válcování. Při plném provozu se válcují 2 sochory najednou, přičemž sochory nikdy nevstoupí do stolice dva najednou. Během válcování jsou tendence k postupnému zmenšení prohřátí sochoru, což vede ke zvýšení potřebné válcovací síly (obr. 2). Tuto situaci sleduje obsluha, která při dosažení určité hodnoty točivého momentu pozastaví válcování. Sochory v peci se více prohřejí a poté je při jejich válcování zapotřebí menší válcovací síly.

Průběhy točivého momentu byly po dobu pěti hodin zaznamenávány obsluhou a poskytnuty jako podklad pro návrh převodovky. Z každého průběhu je odhadnuta velikost jmenovitého točivého momentu a maximálního jmenovitého točivého momentu (tab. 3). Jako výsledná hodnota slouží jejich aritmetický průměr. V průbězích nejsou zachyceny špičky točivého momentu při vstupu sochoru, protože měřicí přístroje nejsou schopny tyto hodnoty zachytit. Příklad určení hodnoty jmenovitého a maximálního jmenovitého točivého momentu je uveden v obrázku 2.



Obr. 2 Průběh točivého momentu

Tab. 3 Hodnoty jmenovitého točivého momentu

Hodina		1	2	3	4	5
Jmenovitý točivý moment	$T_J$ [Nm]	2165	1774	1955	1881	1969
Jmenovitý točivý moment max.	$T_{JM}$ [Nm]	2666	2484	2548	2496	2540

Maximální točivý moment převodovky byl zvolen  $T_{MAX} = 3500$  Nm.

Výpočet jmenovitého točivého momentu

$$T_J = \frac{\sum_{i=1}^{n=5} T_{JM}}{hod} = \frac{2165 + 1774 + 1955,2 + 1881 + 1969,8}{5} = 1948,8 \text{ Nm} \quad (1)$$

Výpočet jmenovitého točivého momentu maximálního

$$T_{JM} = \frac{\sum_{i=1}^{n=5} T_J}{hod} = \frac{2666 + 2484 + 2548 + 2496 + 2540}{5} = 2546,8 \text{ Nm} \quad (2)$$

Výpočet součinitele jednorázového přetížení  $K_{AS}$

$$K_{AS} = \frac{T_{MAX}}{T_J} = \frac{3500}{1948,8} = 1,79 \quad (3)$$

Výpočet součinitele pro respektování vnějších dynamických sil  $K_A$

$$K_A = \frac{T_{JM}}{T_J} = \frac{2546,8}{1948,8} = 1,31 \quad (4)$$

### **3 Návrh geometrie soukolí**

Geometrie soukolí 1, 2 a 3, 4 je navržena znovu, vychází však z původního návrhu. Obě soukolí mají normalizovaný profil ČSN 01 4607 a podélnou modifikaci. Počty zubů jsou stejné jako v původní převodovce. Osová vzdálenost vstupní a výstupní hřídele 140 mm musí být vzhledem k zástavbě převodovky zachována. Návrh geometrie soukolí probíhal v programu Geometrie [12]. Navržená geometrie soukolí 1, 2 a 3, 4 je zobrazena na obrázcích 3 a 4.



		Rozměr	PASTOREK		KOLO
Typ ozubení			Vnější		Vnější
Normální boční vůle	$j_n$	[mm]		0.0000	
Počet zubů	$z$	[-]	20		125
Počet zubů náhradního kola	$z_n$	[-]	27.441		171.504
Normální modul	$m_n$	[mm]		6.000	
Čelní modul	$m_t$	[mm]		6.734	
Úhel sklonu zubu roztečný	$\beta$	[°]		27.00000	
Úhel sklonu zubu základní	$\beta_b$	[°]		25.25271	
Úhel záběru čelní	$\alpha_t$	[°]		22.21969	
Úhel záběru pracovní	$\alpha_{wt}$	[°]		22.72605	
Osová vzdálenost pracovní	$a$	[mm]		490.00000	
Osová vzdálenost roztečná	$a_d$	[mm]		488.21191	
Osová vzdálenost bezvůlová	$a_{jn}$	[mm]		490.00000	
Jednotková korekce bezvůlová	$x_{jn}$	[-]	0.33662	$\Sigma = 0.30125$	-0.03537
Jednotková korekce	$x$	[-]	0.33662	$\Sigma = 0.30125$	-0.03537
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	2.01973		-0.21224
Jednotková změna výšky hlavy	$k^c$	[-]		0.00324	
Průměr patní kružnice	$d_f$	[mm]	123.71862		826.32021
základní kružnice	$d_b$	[mm]	124.67797		779.23730
kr.začátku evolventy	$d_{ff}$	[mm]	128.20855		829.87812
kružnice začátku záběru	$d_{ff}$	[mm]	128.50387		832.89891
valivé kružnice	$d_w$	[mm]	135.17241		844.82759
roztečné kružnice	$d$	[mm]	134.67915		841.74468
kružnice konce záběru	$d_{Ha}$	[mm]	150.60000		853.20000
kružnice srážecí hrany	$d_{Fa}$	[mm]	---		---
hlavové kružnice	$d_a$	[mm]	150.60000		853.20000
Tvarový přesah	$c_f$	[mm]	0.14766		1.51040
Tloušťka zubu na patní kružnici	$s_f$	[mm]	---		14.34446
základní kružnici	$s_b$	[mm]	12.57066		23.29052
začátku evolventy	$s_{ff}$	[mm]	12.34782		13.24801
valivé kružnici	$s_w$	[mm]	10.74466		8.15964
roztečné kružnici	$s$	[mm]	10.89502		9.27028
začátku sražení	$s_{Fa}$	[mm]	---		---
hlavové kružnici	$s_a$	[mm]	3.85138		4.99050
Výška paty	$h_f$	[mm]	5.48027		7.71224
hlavy	$h_a$	[mm]	7.96043		5.72766
zubu	$h$	[mm]	13.44069		13.43990
Společná šířka kol	$b$	[mm]		70.000	
Délka evolventy	$ev$	[mm]	12.51810		12.59326
Délka funkční evolventy	$ev$	[mm]	12.36609		10.98178
Měrný skluz na patě		[-]	-0.78633		-0.79501
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.44290		0.44019
Poměr b/d	$\psi_d$	[-]	0.520		0.083
Poměr b/ $m_n$	$\psi_m$	[-]		11.667	
Součinitel trvání záběru profilu	$\epsilon_\alpha$	[-]		1.36206	
Součinitel trvání záběru krokem	$\epsilon_\beta$	[-]		1.68595	
Součinitel trvání záběru celkový	$\epsilon_\gamma$	[-]		3.04801	
Délka dotyku 1 páru zubů	$L_{pmax}$	[mm]		62.52800	
Celková délka dotyku minim.	$L_{smin}$	[mm]		96.22158	
Celková délka dotyku maxim.	$L_{smax}$	[mm]		110.63879	
Čelní rozteč	$p_t$	[mm]		21.15535	
Čelní rozteč základní	$p_{tb}$	[mm]		19.58437	

Obr. 3 Geometrie soukolí 1, 2

		Rozměr	PASTOREK		KOLO
Typ ozubení			Vnější		Vnější
Normální boční vůle	$j_n$	[mm]		0.0000	
Počet zubů	$z$	[-]	19		106
Počet zubů náhradního kola	$z_n$	[-]	25.820		144.050
Normální modul	$m_n$	[mm]		9.000	
Čelní modul	$m_t$	[mm]		10.065	
Úhel sklonu zubu roztečný	$\beta$	[°]		26.60000	
Úhel sklonu zubu základní	$\beta_b$	[°]		24.88232	
Úhel záběru čelní	$\alpha_t$	[°]		22.14904	
Úhel záběru pracovní	$\alpha_{wt}$	[°]		22.35234	
Osová vzdálenost pracovní	$a$	[mm]		630.00000	
Osová vzdálenost roztečná	$a_d$	[mm]		629.08610	
Osová vzdálenost bezvůlová	$a_{jn}$	[mm]		630.00000	
Jednotková korekce bezvůlová	$x_{jn}$	[-]	0.32494	$\Sigma = 0.10199$	-0.22295
Jednotková korekce	$x$	[-]	0.32494	$\Sigma = 0.10199$	-0.22295
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	2.92443		-2.00654
Jednotková změna výšky hlavy	$k^c$	[-]		0.00044	
Průměr patní kružnice	$d_f$	[mm]	174.59103		1040.41695
základní kružnice	$d_b$	[mm]	177.12970		988.19727
kr.začátku evolventy	$d_{ff}$	[mm]	181.56217		1046.31592
kružnice začátku záběru	$d_{ff}$	[mm]	181.86202		1050.81421
valivé kružnice	$d_w$	[mm]	191.52000		1068.48000
roztečné kružnice	$d$	[mm]	191.24217		1066.93002
kružnice konce záběru	$d_{Ha}$	[mm]	215.00000		1080.90000
kružnice srážecí hrany	$d_{Fa}$	[mm]	---		---
hlavové kružnice	$d_a$	[mm]	215.00000		1080.90000
Tvarový přesah	$c_f$	[mm]	0.14992		2.24914
Tloušťka zubu na patní kružnici	$s_f$	[mm]	---		21.10968
základní kružnici	$s_b$	[mm]	18.57615		30.27312
začátku evolventy	$s_{ff}$	[mm]	18.35097		19.40750
valivé kružnici	$s_w$	[mm]	16.18318		12.12398
roztečné kružnici	$s$	[mm]	16.26598		12.67653
začátku sražení	$s_{Fa}$	[mm]	---		---
hlavové kružnici	$s_a$	[mm]	5.66530		7.47557
Výška paty	$h_f$	[mm]	8.32557		13.25654
hlavy	$h_a$	[mm]	11.87891		6.98499
zubu	$h$	[mm]	20.20449		20.24153
Společná šířka kol	$b$	[mm]		170.000	
Délka evolventy	$ev$	[mm]	18.71535		18.61162
Délka funkční evolventy	$ev$	[mm]	18.56155		16.22508
Měrný skluz na patě		[-]	-0.90461		-0.90266
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.47442		0.47496
Poměr b/d	$\psi_d$	[-]	0.889		0.159
Poměr b/ $m_n$	$\psi_m$	[-]		18.889	
Součinitel trvání záběru profilu	$\epsilon_\alpha$	[-]		1.37674	
Součinitel trvání záběru krokem	$\epsilon_\beta$	[-]		2.69216	
Součinitel trvání záběru celkový	$\epsilon_\gamma$	[-]		4.06890	
Délka dotyku 1 páru zubů	$L_{pmax}$	[mm]		95.83179	
Celková délka dotyku minim.	$L_{smin}$	[mm]		244.63936	
Celková délka dotyku maxim.	$L_{smax}$	[mm]		266.06737	
Čelní rozteč	$p_t$	[mm]		31.62132	
Čelní rozteč základní	$p_{tb}$	[mm]		29.28786	

Obr. 4 Geometrie soukolí 3, 4

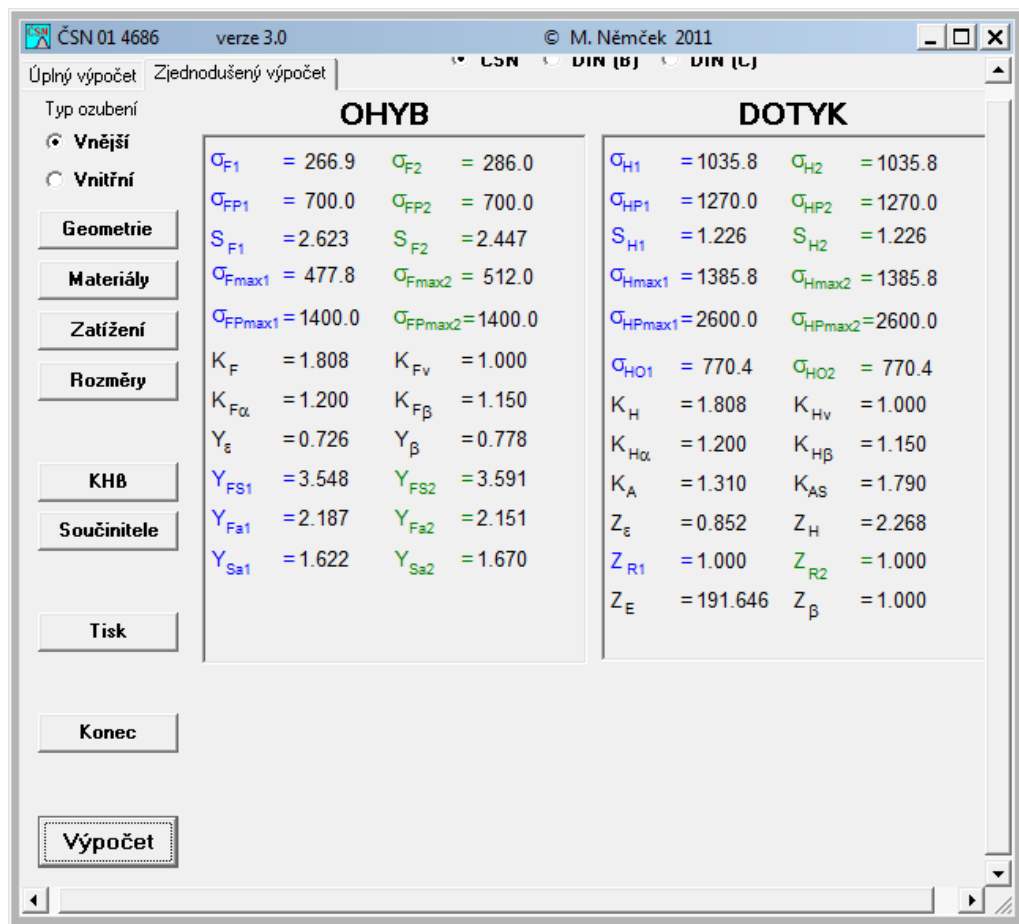
## 4 Zjednodušená pevnostní kontrola soukolí

Pevnostní kontrola vychází z navržené geometrie soukolí 1, 2 a 3, 4. Jako vstupní parametry byly použity hodnoty vypočítané v kapitole 2. Materiály soukolí 1, 2 jsou použity oceli 12 010, které jsou podstatně levnější oproti předchozím ocelím 16 420. Materiály soukolí 3, 4 jsou použity oceli 14220, které jsou opět levnější než původní oceli 16 220 na pastorek a 16 526 na kolo. Požadovaná bezpečnost v ohybu  $S_{F1}$  a  $S_{F2}$  musí být větší než 1,4 [3]. Požadovaná bezpečnost v dotyku  $S_{H1}$  a  $S_{H2}$  musí být vyšší než 1,2 [3]. Zjednodušená pevnostní kontrola proběhla v programu ČSNw [11]. Výsledky pevnostní kontroly jsou zobrazeny na obrázcích 5 a 6. Pastorky obou soukolí budou mít podélnou modifikaci do „soudku“. „Tato modifikace se také nazývá modifikace boční křivky a eliminuje deformace, způsobené zatížením hřídelů, těles kol, ložisek a skříní, a výrobní úchytky sklonu zubů.“ „Modifikace změnou tvaru boční křivky snižuje hodnotu  $K_{H\beta}$  resp.  $K_{F\beta}$  v případech, kdy dochází ke kolísání provozního zatížení.“ [4] Tato modifikace sníží hodnotu součinitele nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce  $K_{H\beta}$  použitého ve výpočtu přibližně o 15% [4].

The screenshot shows the 'Zjednodušený výpočet' (Simplified calculation) window of the ČSN 01 4686 software. It displays two columns of results: 'OHYB' (Bending) and 'DOTYK' (Contact). The interface includes a sidebar with buttons for 'Geometrie', 'Materiály', 'Zatížení', 'Rozměry', 'KHB', 'Součinitele', 'Tisk', 'Konec', and 'Výpočet'. The results are as follows:

OHYB		DOTYK	
$\sigma_{F1}$	= 218.1	$\sigma_{H1}$	= 935.3
$\sigma_{F2}$	= 253.0	$\sigma_{H2}$	= 935.3
$\sigma_{FP1}$	= 500.0	$\sigma_{HP1}$	= 1210.0
$\sigma_{FP2}$	= 500.0	$\sigma_{HP2}$	= 1210.0
$S_{F1}$	= 2.293	$S_{H1}$	= 1.294
$S_{F2}$	= 1.976	$S_{H2}$	= 1.294
$\sigma_{Fmax1}$	= 390.4	$\sigma_{Hmax1}$	= 1251.3
$\sigma_{Fmax2}$	= 452.9	$\sigma_{Hmax2}$	= 1251.3
$\sigma_{FPmax1}$	= 1000.0	$\sigma_{HPmax1}$	= 2600.0
$\sigma_{FPmax2}$	= 1000.0	$\sigma_{HPmax2}$	= 2600.0
$K_F$	= 1.808	$K_{HO1}$	= 695.6
$K_{Fv}$	= 1.000	$K_{HO2}$	= 695.6
$K_{F\alpha}$	= 1.200	$K_H$	= 1.808
$K_{F\beta}$	= 1.150	$K_{Hv}$	= 1.000
$Y_\epsilon$	= 0.734	$K_{H\alpha}$	= 1.200
$Y_\beta$	= 0.775	$K_{H\beta}$	= 1.150
$Y_{FS1}$	= 3.517	$K_A$	= 1.310
$Y_{FS2}$	= 3.570	$K_{AS}$	= 1.790
$Y_{Fa1}$	= 2.157	$Z_\epsilon$	= 0.857
$Y_{Fa2}$	= 2.081	$Z_H$	= 2.245
$Y_{Sa1}$	= 1.631	$Z_{R1}$	= 1.000
$Y_{Sa2}$	= 1.715	$Z_{R2}$	= 1.000
		$Z_E$	= 191.646
		$Z_\beta$	= 1.000

Obr. 5 Zjednodušená pevnostní kontrola soukolí 1, 2

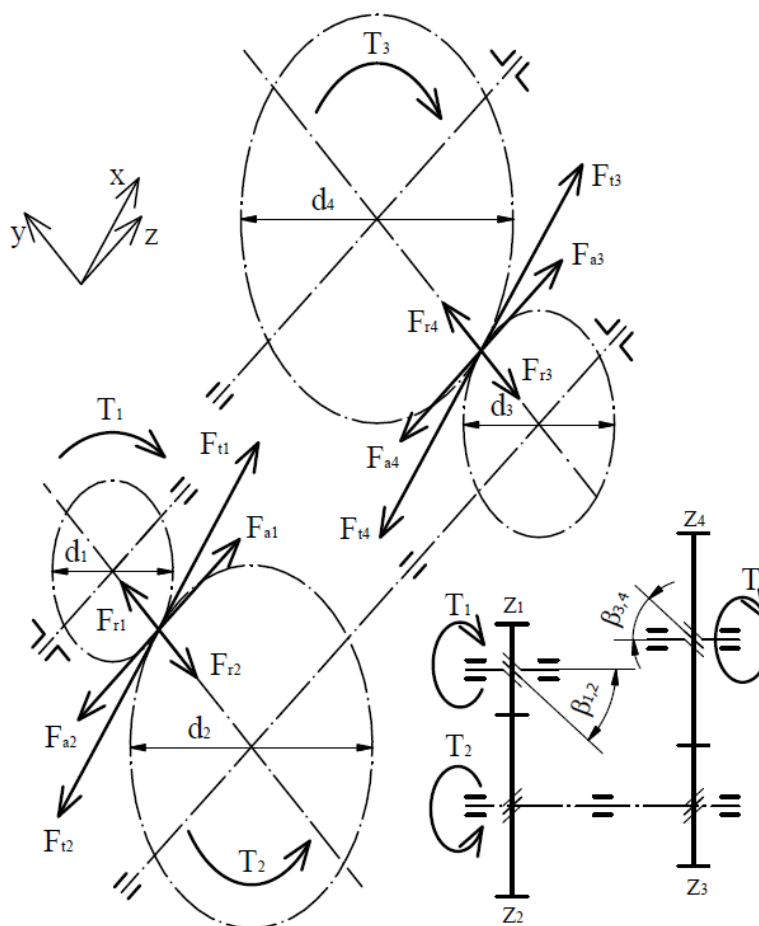


Obr. 6 Zjednodušená pevnostní kontrola soukolí 3, 4

Z obrázků 5 a 6 vyplývá, že soukolí 1, 2 a 3, 4 pevnostně vyhovují. Obě soukolí jsou mírně předdimenzována k dosažení celého čísla u celkového součinitele trvání záběru. Z obrázků 3 a 4 vyplývá, že celkový součinitel trvání záběru soukolí 1, 2 je  $\epsilon_\gamma = 3,048$  a soukolí 3, 4 je  $\epsilon_\gamma = 4,069$ . Celočíslná hodnota součinitele  $\epsilon_\gamma$  vede ke snižování hluku, vibrací a také zvýšení únosnosti zubů [4]. Při návrhu také byla zachována osová vzdálenost vstupní a výstupní hřídele 140 mm.

## 5 Výpočet reakčních sil v ložiscích

Během provozu vznikají od soukolí síly, které se přenáší přes hřídele na ložiska (obr. 7). Pro návrh ložisek je potřeba tyto síly vypočítat. V navrhované převodovce nedochází ke změně smyslu otáčení, protože se válcuje pouze jedním směrem. Pro výpočet trvanlivosti ložisek je výpočet reakcí proveden pro jmenovité zatížení a výsledná velikost reakcí je uvedena v tabulce 4. Pro statickou kontrolu ložisek je výpočet proveden pro maximální točivý moment stejným způsobem jako pro jmenovitý točivý moment, výsledná velikost reakcí je uvedena v tabulce 5.



Obr. 7 Schéma působení sil v převodovce

## 5.1 Výpočet reakčních sil na vstupní hřídeli

Hřídel je ve výpočtu nahrazena nosníkem na 2 kloubových podpěrách. Z obrázku 7 vyplývá, že na ložiska působí síly ve 2 rovinách. Hřídel je namáhána obvodovou silou v ose x a radiální a axiální silou v ose y.

Výpočet obvodové síly [1]

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_j}{d_1} = \frac{2 \cdot 1948,8 \cdot 10^3}{134,679} = 28939,92 \text{ N} \quad (5)$$

Výpočet radiální síly [1]

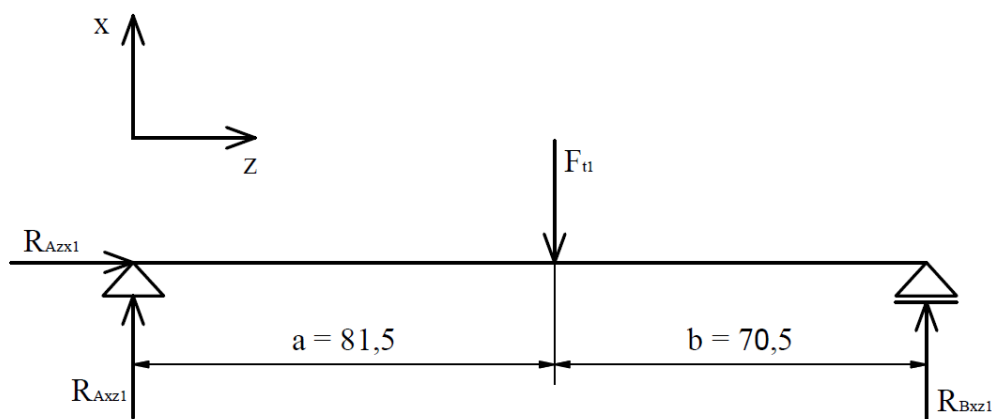
$$F_{r1} = \frac{F_{t1} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_n)}{\cos(\beta)} = \frac{28939,92 \cdot \operatorname{tg}(20)}{\cos(27)} = 11821,76 \text{ N} \quad (6)$$

Výpočet axiální síly [1]

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg}(\beta) = 28939,92 \cdot \operatorname{tg}(27) = 14745,63 \text{ N} \quad (7)$$

### Výpočet reakcí v ose x – z

Působení sil v osách x – z je znázorněno na obrázku 8. Reakční síly jsou zavedeny do středu šířky ložisek. Obvodová síla působí uprostřed šířky pastorku.



Obr. 8 Působení sil na předlohovou hřídel v osách x – z

Výpočet reakce v místě A

$$\sum MiB = 0$$

$$R_{Axz1} \cdot (a + b) - F_{t1} \cdot b = 0 \quad (8)$$

$$R_{Axz1} = \frac{F_{t1} \cdot b}{a + b} = \frac{28939,92 \cdot 70,5}{81,5 + 70,5} = 13422,79 \text{ N}$$

$$\sum Fiz = 0$$

$$R_{Azz1} = 0 \quad (9)$$

Výpočet reakce v místě B

$$\sum MiA = 0$$

$$F_{t1} \cdot a - R_{Bxz1} \cdot (a + b) = 0 \quad (10)$$

$$R_{Bxz1} = \frac{F_{t1} \cdot a}{a + b} = \frac{28939,92 \cdot 81,5}{81,5 + 70,5} = 15517,13 \text{ N}$$

Kontrola výpočtu

$$\sum Fix = 0$$

$$R_{Axz1} - F_{t1} + R_{Bxz1} = 0 \quad (11)$$

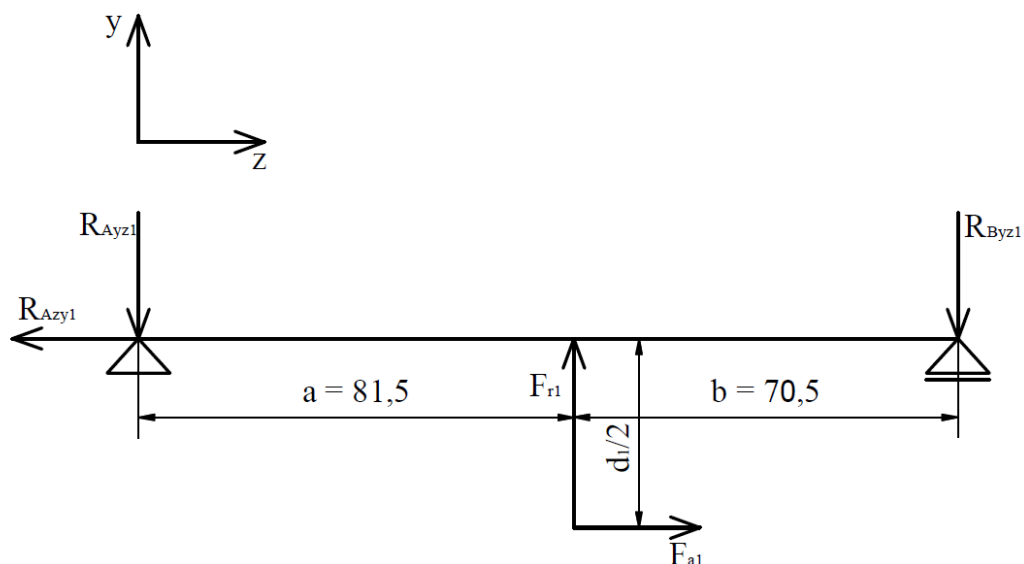
$$13422,79 - 28939,92 + 15517,13 = 0$$

$$0 = 0$$

Z rovnice číslo 11 vyplývá, že součet všech sil v ose x se rovná nule. Vypočtené reakce vyhovují silové rovnováze.

## Výpočet reakcí v osách y – z

Působení sil v osách y – z je znázorněno na obrázku 9. Reakční síly jsou zavedeny do středu šířky ložisek. Radiální síla působí ve středu šířky pastorku a axiální síla na ramenu o velikosti poloviny roztečného průměru pastorku.



Obr. 9 Působení sil na předlohovou hřídel v osách y – z

Výpočet reakce v místě A

$$\sum M_{iB} = 0$$

$$-F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} + F_{r1} \cdot b - R_{Ayz1} \cdot (a + b) = 0$$

$$R_{Ayz1} = \frac{F_{r1} \cdot b - F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2}}{a + b} = \frac{11821,76 \cdot 70,5 - 14745,63 \cdot \frac{134,679}{2}}{81,5 + 70,5} \quad (12)$$

$$R_{Ayz1} = -1049,53 \text{ N}$$

$$\sum F_{iy} = 0$$

$$F_{a1} - R_{Azy1} = 0 \quad (13)$$

$$R_{Azy1} = F_{a1} = 14745,63 \text{ N}$$



Výpočet reakce v místě B

$$\begin{aligned}\sum MiA &= 0 \\ -F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} - F_{r1} \cdot a + R_{Byz1} \cdot (a + b) &= 0 \\ R_{Byz1} &= \frac{F_{r1} \cdot a + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2}}{a + b} = \frac{11821,76 \cdot 81,5 + 14745,63 \cdot \frac{134,679}{2}}{81,5 + 70,5} \\ R_{Byz1} &= 12871,29 \text{ N}\end{aligned}\tag{14}$$

Kontrola výpočtu

$$\begin{aligned}\sum Fiy &= 0 \\ -R_{Ayz1} + F_{r1} - R_{Byz1} &= 0 \\ -(-1049,53) + 11821,76 - 12871,29 &= 0 \\ 0 &= 0\end{aligned}\tag{15}$$

Z rovnice číslo 15 vyplývá, že součet všech sil v ose x se rovná nule. Vypočtené reakce vyhovují silové rovnováze.

### Výpočet celkových sil v reakcích

Protože vypočtené reakční síly na působí na ložiska ve dvou rovinách, je potřeba vypočítat jejich výslednice. Výslednice reakčních sil poslouží k výpočtu ložisek.

Výpočet výslednice radiální reakce v místě A [1]

$$R_{Axy1} = \sqrt{R_{Axz1}^2 + R_{Ayz1}^2} = \sqrt{13422,79^2 + (-1049,53)^2} = 13463,76 \text{ N}\tag{16}$$

Výpočet výslednice axiální reakce v místě A [1]

$$R_{Az1} = R_{Azz1} + R_{Azy1} = 0 + 14745,63 = 14745,63 \text{ N}\tag{17}$$

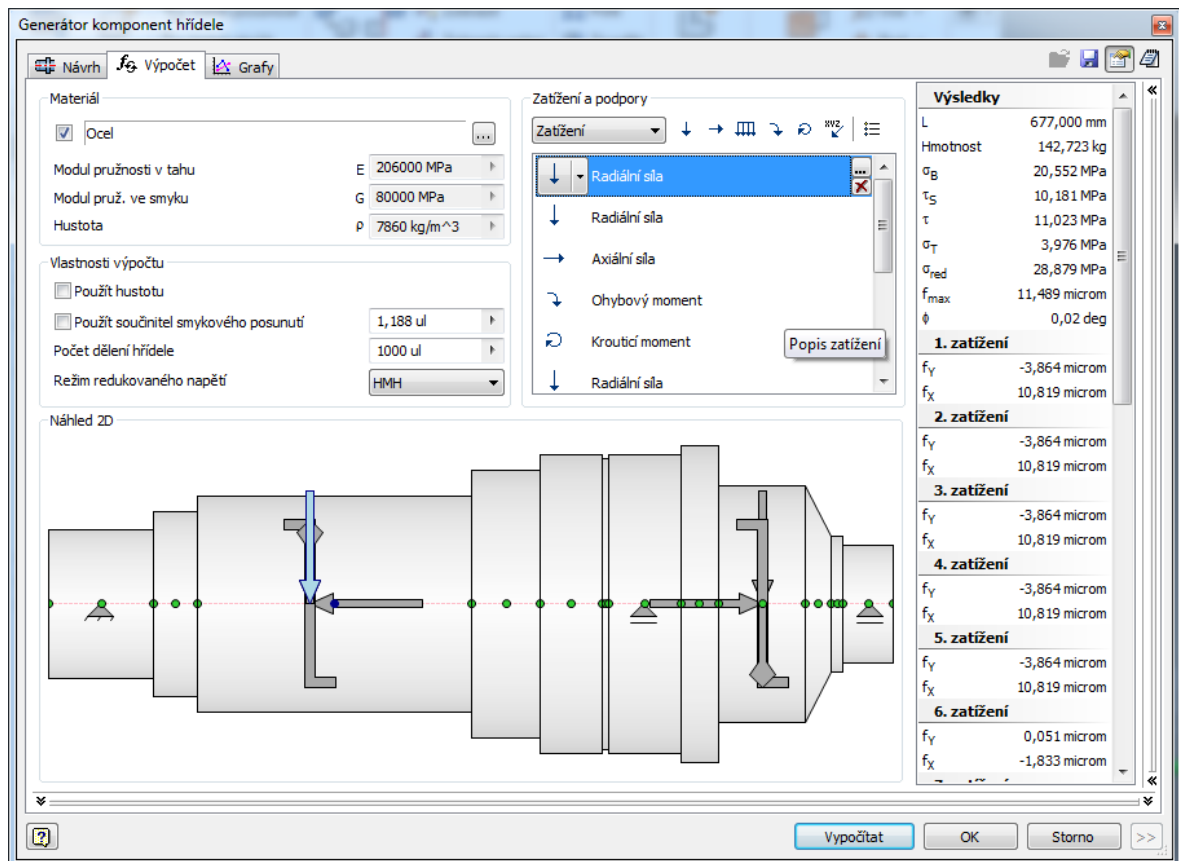
Výpočet výslednice radiální reakce v místě B [1]

$$R_{Bxy1} = \sqrt{R_{Bxz1}^2 + R_{Byz1}^2} = \sqrt{15517,13^2 + 12871,29^2} = 20160,64 \text{ N}\tag{18}$$

## 5.2 Výpočet reakčních sil na předlohovém hřídeli

Předlohová hřídel je uložena ve třech ložiscích. Dvě ložiska jsou axiálně volná a jedno je axiálně vodící. Při výpočtu reakčních sil nastala situace, kdy počet neznámých je větší než počet rovnic. To znamená, že předlohová hřídel je staticky neurčitá. Staticky neurčité úlohy se řeší za pomoci deformačních podmínek. Síly působící od soukolí byly vypočítány stejným způsobem jako u vstupní hřídele.

Pro zjednodušení výpočtu byla hřídel vymodelována v programu Inventor [10] a reakční síly vypočítány za pomoci výpočtu obsaženém v programu. Reakční síly byly umístěny do středu šířky ložisek a akční síly působící od soukolí byly umístěny do středu šířky ozubeného kola a pastorku (obr. 10). Ověření správnosti výpočtu bylo provedeno na vstupní i výstupní hřídeli. Hodnoty výsledných reakcí na hřídelích odpovídaly hodnotám vypočítaným numericky. Vypočtené reakce jsou zobrazeny v tabulce 4.



Obr. 10 Schéma zatížení předlohové hřídele pro výpočet

### 5.3 Výpočet reakcí na výstupní hřídeli

Výpočet sil působících na ozubení a výpočet reakcí v ložiscích probíhal stejným způsobem jako u vstupní hřídele. Výsledné reakce jsou zobrazeny v tabulce 4. Číselné uspořádání ložisek vychází z obrázku 1.

Tab. 4 Velikosti reakcí na hřídelích pro jmenovitý točivý moment

Hřídel	Ložisko	Radiální reakce [N]		Axiální reakce [N]	
Vstupní	I	$R_{Axy1}$	13463,76	$R_{Az1}$	14745,63
	II	$R_{Bxy1}$	20160,4	-	-
Předlohová	III	$R_{Axy23}$	72165,98	-	-
	IV	$R_{Bxy23}$	106309,18	-	-
	V	$R_{Cxy23}$	63270,33	$R_{Cz23}$	44964,28
Výstupní	VI	$R_{Axy4}$	141895,67	-	-
	VII	$R_{Bxy4}$	95893,07	$R_{Bz4}$	59709,91

Tab. 5 Velikost reakcí na hřídelích pro maximální točivý moment

Hřídel	Ložisko	Radiální reakce [N]		Axiální reakce [N]	
Vstupní	I	$R_{Axy1MAX}$	24172,23	$R_{Az1MAX}$	26473,64
	II	$R_{Bxy1MAX}$	36195,51	-	-
Předlohová	III	$R_{Axy23MAX}$	133063,69	-	-
	IV	$R_{Bxy23MAX}$	200129,78	-	-
	V	$R_{Cxy23MAX}$	118329,71	$R_{Cz23MAX}$	85232,14
Výstupní	VI	$R_{Axy4MAX}$	265459,56	-	-
	VII	$R_{Bxy4MAX}$	179397,52	$R_{Bz4MAX}$	111705,78

## 6 Návrh ložisek

Původní ložiska firmy ZKL budou nahrazena ložisky firmy SKF. Ložiska budou kontrolována na trvanlivost a statickou bezpečnost. Doporučená trvanlivost ložisek pro převodovky válcovacích stolic je 40000 ÷ 50000 provozních hodin [5]. Pro výpočet trvanlivosti ložisek jsou použity maximální otáčky motoru. Ve skutečnosti bude trvanlivost ložisek vyšší než vypočtená, jelikož při válcování motor nepracuje při nejvyšších otáčkách.

Pro výpočet je zvoleno ložisko pozice I. na vstupní hřídeli z obrázku 1. Výpočet ostatních ložisek probíhal stejným způsobem. Výsledky jsou uvedeny v tabulce 7.

### 6.1 Statická kontrola ložisek

Statická kontrola probíhá pro nejvyšší možné zatížení ložiska, to znamená pro nejvyšší točivý moment. Hodnoty zatížení ložiska jsou uvedeny v tabulce 5. Parametry zvolených ložisek jsou v tabulce 6 [8].

Tab. 6 Parametry ložisek

Pozi- ce	Typ ložiska	Základní rozměry		Základní hodnoty zatížení		Mezní únavové namáhání	Součinitel axiálního zatížení ložiska
		Vnitřní průměr	Vnější průměr	Dynami- cké	Statické		
		d [mm]	D [mm]	C [kN]	C <sub>0</sub> [kN]		
I	22222 E	110	200	572	640	63	2,5
II	22213 E	65	120	198	216	24	-
III	22219 E	95	170	393	450	46,5	-
IV	23948 CC/W33	240	320	685	1160	98	-
V	22324 CC/W33	120	260	1019	1120	100	1,8
VI	23126 CC/W33	130	210	586	780	78	-
VII	23048 CC/W33	240	360	1340	2080	176	2,8

Pro výpočet bylo zvoleno ložisko 22222 E. Ložisko je namáháno radiální i axiální silou. Parametry ložiska jsou uvedeny v tabulce 6. Ostatní ložiska byla počítána stejným způsobem, výsledné bezpečnosti jsou zobrazeny v tabulce 7.

Minimální statická bezpečnost podle skf pro rotující ložisko s výrazným rázovým zatížením je  $s_0 = 2,5$  [8].

Výpočet ekvivalentního statického zatížení [5]

$$P_0 = F_r + Y_0 \cdot F_a = R_{Axy1MAX} + Y_0 \cdot R_{Az1MAX} = 24,17 + 2,5 \cdot 26,47$$

$$P_0 = 90,345 \text{ kN}$$
(19)

Výpočet statické bezpečnosti [8]

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{640}{90,345} = 7,08$$
(20)

Tab. 7 statická bezpečnost ložisek

Pozice	Typ ložiska	Ekvivalentní statické zatížení	Statická bezpečnost
		$P_0$ [kN]	$s_0$
I	22222 E	90,345	7,08
II	22213 E	36,196	5,97
III	22219 E	133,063	3,38
IV	23948 CC/W33	200,129	5,79
V	22324 CC/W33	271,747	4,12
VI	23126 CC/W33	265,459	2,94
VII	23048 CC/W33	492,174	4,22

Z tabulky 7 vyplývá, že všechna ložiska staticky vyhovují.

## 6.2 Výpočet trvanlivosti ložisek

Výpočet trvanlivosti ložisek probíhá podle modifikované rovnice trvanlivosti. Modifikovaná rovnice trvanlivosti zohledňuje ve výpočtu také provozní podmínky v převodovce. Výpočet trvanlivosti ložisek probíhá pro jmenovitý točivý moment. Hodnoty pro zatížení ložisek jsou uvedeny v tabulce 4. Parametry zvolených ložisek jsou uvedeny v tabulce 6.

Výpočet životnosti ložiska je proveden pro ložisko 22222 E. Výpočet trvanlivosti ostatních ložisek byl proveden stejným způsobem.

### Určení součinitele $a_{SKF}$

Pro určení součinitele  $a_{SKF}$  je nejprve potřeba zjistit ekvivalentní dynamické zatížení, viskózní poměr a součinitel čistoty maziva.

Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení proběhl v kalkulátoru na stránkách výrobce ložisek SKF (obr. 11).

### 1.1 Equivalent dynamic bearing load

#### Input Parameters

$F_r$ Radial load	13.464 kN
$F_a$ Axial load	14.746 kN

#### Result

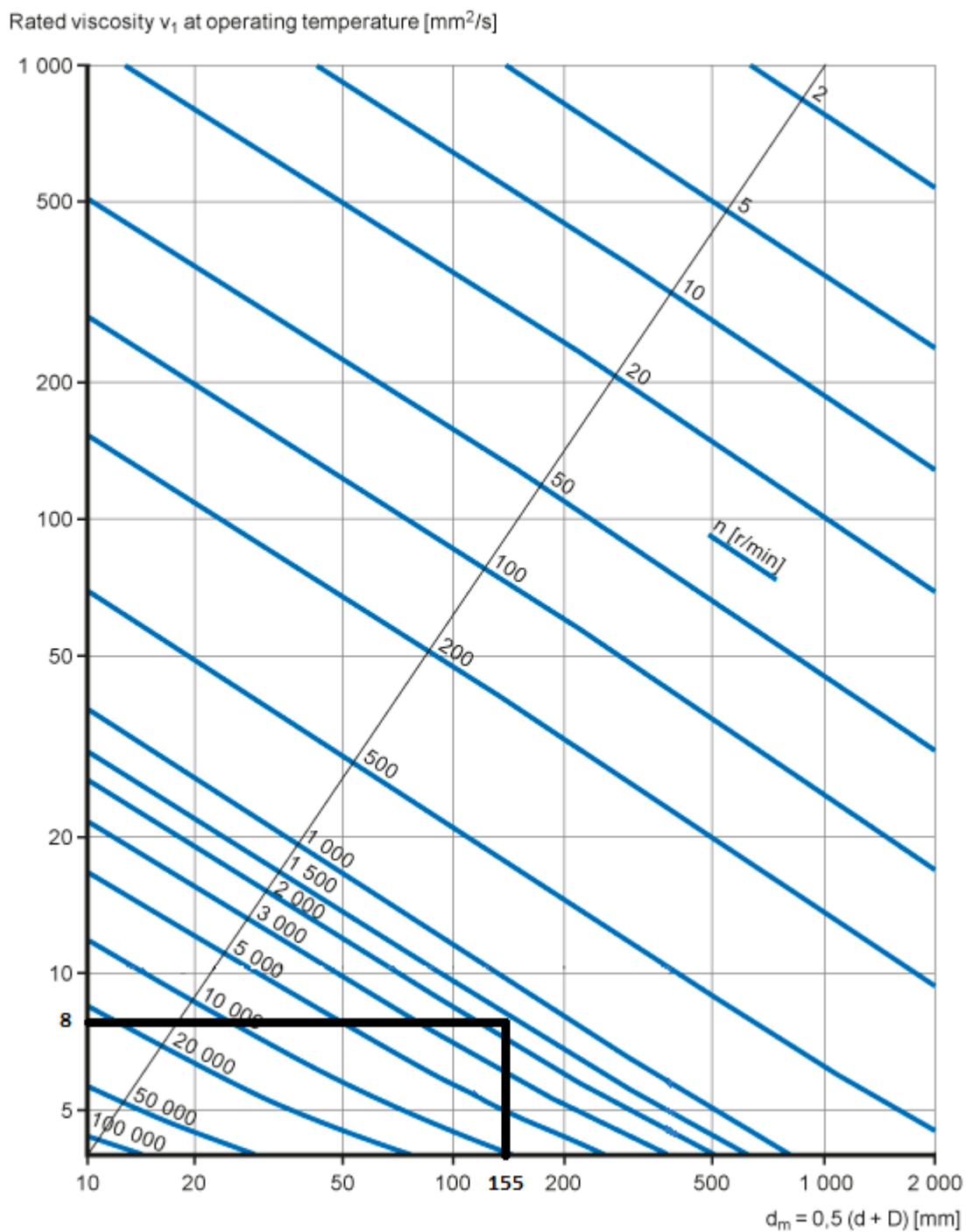
$P$ Equivalent dynamic bearing load	68 kN
--	-------

Obr. 11 Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení [8]

Pro určení viskózního poměru je potřeba určit viskozitu zajišťující dobré mazání  $\nu_1$ . Ta se určí za pomoci grafu v obrázku č. 12. Skutečná viskozita oleje MOL Ultrans EP je  $\nu = 222 \text{ mm}^2/\text{s}$  [6]. Otáčky ložiska jsou  $n = 1650 \text{ min}^{-1}$ .

Pro určení viskozity  $\nu_1$  je potřeba vypočítat střední průměr ložiska.

$$d_m = 0,5 \cdot (d + D) = 0,5 \cdot (110 + 200) = 155 \text{ mm} \quad (21)$$



Obr. 12 Určení viskozity  $v_1$  [8]

Výpočet viskózního poměru [8]

$$K = \frac{v}{v_1} = \frac{222}{8} = 27,75 \quad (22)$$

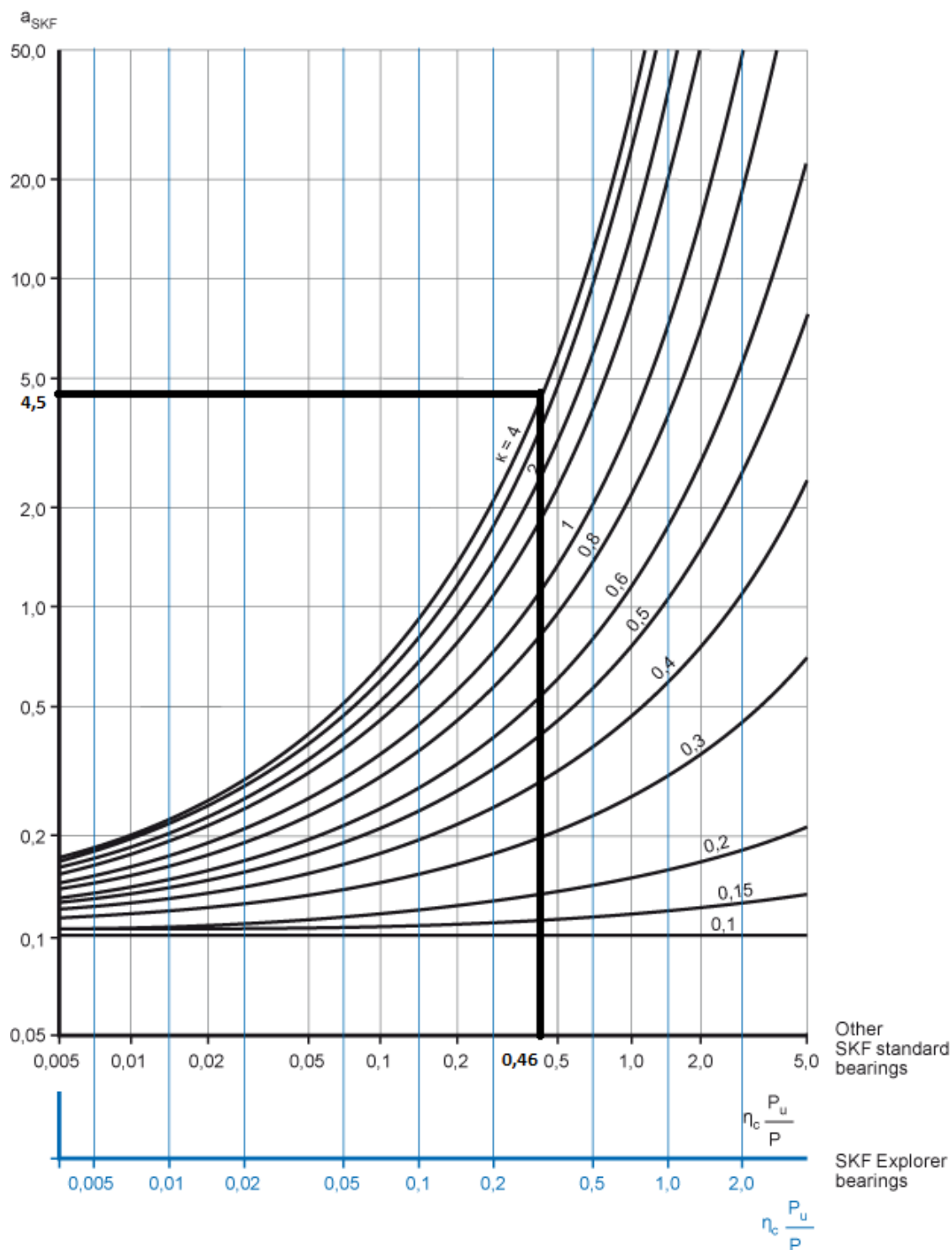
Podle rovnice 22 je viskózní poměr  $K = 27,75$ . Tato hodnota přesahuje maximální hodnotu viskózního poměru, proto je volena hodnota  $K = 4$ .



Součinitel čistoty maziva volen pro mírné znečištění  $\eta_c = 0,5$  [8].

Výpočet hodnoty pro určení  $a_{SKF}$  [8]

$$\eta_c \cdot \frac{P_u}{P} = 0,5 \cdot \frac{63}{68} = 0,46 \quad (23)$$



Obr. 13 Určení součinitele  $a_{SKF}$  [8]

Z obrázku 13 byl určen součinitel  $a_{SKF} = 4,5$ . Součinitel spolehlivosti pro 90 % spolehlivost a 10 % pravděpodobnost poruchy volen  $a_1 = 1$  [8]. Exponent rovnice trvanlivosti pro ložiska s čarovým stykem  $p = \frac{10}{3}$ .

### Výpočet trvanlivosti ložiska

Výpočet trvanlivosti ložiska modifikovanou rovnicí trvanlivosti [8]

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p = 1 \cdot 4,5 \cdot \left(\frac{572}{68}\right)^{\frac{10}{3}} = 5447,15 \text{ mil. ot.} \quad (24)$$

Přepočítání trvanlivosti ložiska na hodiny [8]

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 1650} \cdot 5447,15 = 55021,7 > 55000 \text{ hod} \quad (25)$$

Trvanlivosti ložisek je zaokrouhlena dolů na celé tisíce.

Tab. 8 Trvanlivost ložisek

Pozice	Typ ložiska	Součinitel spolehlivosti	Součinitel $a_{SKF}$	Provozní trvanlivost
		$a_1$	$a_{SKF}$	$L_{nmh}$
I	22222 E	1	4,5	55000
II	22213 E	1	5	102000
III	22219 E	1	2,5	44000
IV	23948 CC/W33	1	4,5	141000
V	22324 CC/W33	1	2	46000
VI	23126 CC/W33	1	1,1	43000
VII	23048 CC/W33	1	1,2	46000

## 7 Závěr

V bakalářské práci byla navržena nová převodovka pro pohon válcovací stolice kontidrátové tratě. Nově navržená převodovka vychází z původního řešení. Byly zachovány stejné počtu zubů jako v původní převodovce k zachování převodového poměru. Byly splněny cíle k zachování stávající zástavby okolí převodovky. Nová převodovka bude napojena do spojek stejně jako ta původní. Byla zachována osová vzdálenost vstupní a výstupní hřídele a také vzdálenost a průměr jejich konců k uložení ve spojce.

Byla navržena nová soukolí. Soukolí mají větší modul a jsou tudíž i větší oproti původní převodovce. U obou soukolí jsou poměrně velké úhly sklonu zubů. Větší úhly sklonu zubů zvětšily velikost celkového součinitele trvání záběru, jehož hodnoty jsou pro soukolí 1, 2  $\varepsilon_\gamma = 3,048$  a pro soukolí 3, 4  $\varepsilon_\gamma = 4,069$ . Celočíslný celkový součinitel trvání záběru je pro soukolí výhodnější, jelikož snižuje hluk a vibrace v převodovce a zvyšuje únosnost zubů. Obě soukolí pevnostně vyhovují zvolené bezpečnosti v ohybu  $S_F = 1,4$  a bezpečnosti v dotyku  $S_H = 1,2$ . Soukolí jsou mírně předdimenzovaná, avšak pouze k dosažení celočíselné hodnoty celkového součinitele trvání záběru. Pro nová soukolí jsou použity oceli nižších tříd než v původní převodovce, což snižuje náklady na výrobu.

Pro výpočet ložisek byly přepracovány hřídele a vypočítány reakce v ložiscích. V převodovce jsou použita stejně jako v původní dvouřadá soudečková ložiska. Dvouřadá soudečková ložiska mají vysokou dynamickou únosnost, umožňují zachycení axiálních sil a v porovnání s ostatními typy ložisek umožňují i poměrně velké naklopení hřídele. Všechna ložiska byla kontrolována staticky na nejvyšší možné zatížení a vyhovují zvolené bezpečnosti  $s_0 = 2,5$ . Doporučená trvanlivost ložisek pro pohony válcovacích stolic je podle výrobce  $40000 \div 50000$  provozních hodin. Tato trvanlivost není vzhledem ke konstrukci hřídelí dodržena u všech ložisek. U ložisek pozice II. a IV. přesahuje trvanlivost 100.000 provozních hodin, tato ložiska tedy budou měněna později. Skutečná trvanlivost ložisek bude vyšší než navržená, jelikož při provozu motor nepracuje při nejvyšších otáčkách. Schéma převodovky zůstalo stejné jako původní. Vzhledem ke konstrukci převodovky a převodové skříně nelze změnit axiálně pevná ložiska. Při tepelné dilataci proto mohou vznikat parazitní síly působící na axiálně pevná ložiska, která mohou vést ke snížení životnosti. I při vzniku těchto parazitních sil by neměla být trvanlivost ložisek menší než 40000 provozních hodin, jelikož skutečná trvanlivost ložisek je vyšší než vypočtená.

Hřídele byly rozměrově upraveny pro nově navržená ozubená soukolí a ložiska. Tyto úpravy se projevily zejména nárůstem průměrů hřídelí. Při výpočtu statické a dynamické bezpečnosti hřídelí by byl překročen maximální stanovený rozsah bakalářské práce.

## Poděkování

Chtěl bych poděkovat panu Ing. Danielu Pišřáčkovi, Ph.D. za odborné vedení, pomoc a za cenné rady při konzultacích pro vypracování bakalářské práce. A také bych chtěl poděkovat mé rodině a mé přítelkyni, za jejich podporu po celou dobu mého studia.

## 8 Seznam použité literatury

- [1] HAVLÍK, J., MARŠÁLEK, P.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů: cvičení*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2007.
- [2] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů: teorie + projekty*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2015.
- [3] KALÁB, K.: *Návrh čelního soukolí se šikmými zuby: vysokoškolská příručka*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2010.
- [4] MORAVEC, V.: *Konstrukce strojů a zařízení II: čelní ozubená kola, teorie, výpočet, konstrukce, výroba, kontrola*. Ostrava: Montanex, 2001, 291 s. ISBN 80-722-5051-5.
- [5] SKF A.S. *SKF Rolling Bearings Catalogue* [online]. [cit. 2015-04-21]. ISBN 978-91-978966-4-1. Dostupné z: <http://www.skf.com/binary/151-121486/SKF-rolling-bearings-catalogue.pdf>
- [6] SLOVNAFT A.S. [online]. [cit. 21.4.2015]. Dostupné z: <http://www.slovnaft.cz/assets/files/Prumyslove%20oleje/MOL%20Ultrans%20EP%20220.pdf>
- [7] *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2015-04-21]. Dostupné z: [http://cs.wikipedia.org/wiki/%C5%98et%C4%9Bzov%C3%A9\\_p%C5%99evody](http://cs.wikipedia.org/wiki/%C5%98et%C4%9Bzov%C3%A9_p%C5%99evody)
- [8] SKF A.S. [online]. [cit. 2015-04-21]. Dostupné z: [www.skf.com/cz](http://www.skf.com/cz)
- [9] *Předřazená převodovka 0. stolice: výkres 1 - 67 737/a 2/2*. 2004.
- [10] AUTODESK INVENTOR PROFESSIONAL. [počítačový program]. Ver. 2015.
- [11] NĚMČEK, M. CSNw [počítačový program]. Ver. 3.0. Ostrava, 2011
- [12] NĚMČEK, M. Geometrie [počítačový program]. Ver. 4.0. Ostrava, 2015

## **Seznam příloh**

Příloha A – Výkres Sestava převodovky HPKT-01-A1

Příloha B – Výkres Ozubené kolo 1 HPKT-01-01-A3

Příloha C – Přiložené CD s kopií bakalářské práce a technickou dokumentací