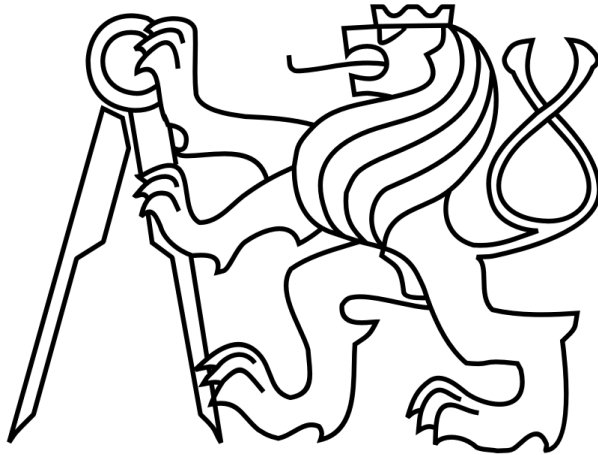


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



# Diplomová práce

Řešení osy C na velkých soustružnických a multifunkčních strojích



*Vysoká škola:* ČVUT v Praze  
*Fakulta:* strojní  
*Ústav:* Výrobní stroje a zařízení  
*Akademický rok:* 2015/2016

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

*pro* Bc. Ondřej Dzúr  
*Program:* Strojní inženýrství  
*Obor:* Výrobní stroje a zařízení

*Téma práce:* **Návrh C osy pro velké soustružnické a multifunkční stroje**

**Design of a C-axis for Large Turning and Multifunctional Machine Tools**

### **Stručná osnova zadání:**

Navrhněte konstrukční řešení pohonu osy C na soustružnickém vřeteni stroje Kovosvit MultiCut 630. Pohon soustružnického vřetene zachovejte nebo rekonstruujte v závislosti na konečné zvolené variantě. Technické požadavky na konstrukční uzel:

- pohon pro soustružení: dva otáčkové stupně s max. otáčkami  $720/2800 \text{ min}^{-1}$ , výkon instalovaného pohonu 41 kW, max. krouticí moment minimálně 2700 Nm;
- pohon C-osy: bezvůlové řešení s vysokou tuhostí pro zajištění vysokého potenciálu naladění parametrů regulace servopohonu osy C pro obrobky do  $150 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ .

Práce bude obsahovat tyto hlavní body:

1. Rozbor možných konstrukčních řešení C osy pro multifunkční stroje velikosti MTC630.
2. Posouzení výhod a nevýhod existujících řešení. Výpočtové posouzení možností vybrané varianty v porovnání se stávajícími řešeními na stroji.
3. Konstrukční návrh pohonu vřetena a C osy včetně potřebných návrhových a kontrolních výpočtů. Součástí řešení bude i návrh zpevňovací brzdy rotační osy. Zachování funkcionality (připojení upínacího válce, zohlednění polohy dalších skupin stroje atd.) jako v současném řešení.

- Rozsah grafické části práce:** Výkres sestavy vřeteníku s kompletním pohonem. Výrobní dokumentace vybraných klíčových dílců navrženého řešení.
- Rozsah textové části práce:** 60 – 80 stran
- Doporučená literatura:** HOUŠA, Jaromír a Bedřich RUDOLF. *Výrobní stroje*. Vyd. 3., přeprac. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1993, 243 s. ISBN 80-01-00993-9.
- MAREK, Jiří a Petr BLECHA. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Vyd. 2., přeprac. a rozš. Praha: MM Publishing, 2010, 420 s. MM speciál. ISBN 978-80-254-7980-3.
- LÓPEZ DE LACALLE, L a A LAMIKIZ. *Machine tools for high performance machining*. London: Springer, c2009, xxii, 442 p. ISBN 1848003803.
- Obráběcí stroje na EMO Hannover 2013.: sborník k odbornému semináři*. Praha: Společnost pro obráběcí stroje, 2013, 242 s. ISBN 978-80-904077-5-6.
- Obráběcí stroje a technologie na EMO Hannover 2011.: sborník k bloku přednášek*. Praha: Společnost pro obráběcí stroje, 2012, 210 s. ISBN 978-80-904077-4-9.

Firemní literatura


- Vedoucí diplomové práce:** Ing. Petr Kolář, Ph.D.
- Konzultant:** Ing. Josef Tíkal – KOVOSVIT MAS
- Datum zadání diplomové práce:** 30. 10. 2015
- Termín odevzdání diplomové práce:** 5. 1. 2016

Neodevzdá-li student diplomovou práci v určeném termínu, musí tuto skutečnost předem písemně zdůvodnit a omluva být děkanem uznána. Děkan studentovi stanoví náhradní termín odevzdání diplomové práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, musí si student zapsat diplomovou práci podruhé.


*Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.*

Zadání diplomové práce převzal dne:

  
.....  
student

  
Ing. Petr Kolář, Ph.D.  
vedoucí ústavu



  
Prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
děkan fakulty

V Praze dne 26. 10. 2015

## Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou diplomovou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady (literaturu, projekty, SW atd.) uvedené v příloženém seznamu.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne 5.1.2015

.....

podpis

## **Poděkování**

Rád bych poděkoval svému vedoucímu práce Ing. Petru Kolářovi, Ph.D za vedení práce a konzultace. Dále bych rád poděkoval svým konzultantům Ing. Janu Moravcovi, Ph.D a Ing. Jaroslavu Červenkovi. Dále konzultantovi Ing. Josefu Tíkalovi z firmy Kovosvit MAS.

V poslední řadě děkuji rodině za vytvoření vhodného prostředí a podpory v tvorbě diplomové práce.

## Anotace

Autor	Bc. Ondrej Dzúr
Název DP	Návrh C osy pro velké soustružnické a multifunkční stroje.
Rozsah práce	81 stran
Školní rok vyhotovení	2016
Škola	ČVUT – Fakulta strojní
Ústav	Ú12135 – Ústav výrobních strojů a zařízení
Vedoucí DP	Ing. Petr Kolář, Ph.D.
Konzultant	Ing. Josef Tíkal
Zadavatel	Kovosvit MAS,a.s
Využití	Hlavní pohon soustružnických a multifunkčních strojů.
Klíčová slova	Multifunkční stroje, hlavní pohon, osa-C, vlastní frekvence, konstrukce.
Anotace	Hlavním úkolem je změna konstrukce hlavního pohonu stroje Multicut 630 pro zlepšení parametru v režimu C-osy.

## Annotation

Autor	Bc.Ondrej Dzúr
Titleofdiplomdissertation	Design of a C-axis for Large Turning and Multifunctional Machine Tools.
Extent	81 pages
Academicyear	2016
University	CTU – Fakulty of Mechanical Engineering
Department	Ú12135 – Department of Production Machines and Equipments
Supervisor	Ing. Petr Kolář, Ph.D.
Consultant	Ing. Josef Tíkal
SubmiteroftheTheme	KovosvitMAS,a.s
Aplication	The main drive of turning and the multifunctional machine tools.
Keywords	Multifunctional machines, annular motor, axis-C, natural frequency, design.
Annotation	The main task is to change the structure of the main propulsion machinery Multicut 630 to improve parameter in C-axis.

# Obsah

Obsah.....	8
Přehled použitých veličin a jednotek.....	9
1. Úvod.....	12
2. Trendy v CNC multifunkčních strojích.....	13
2.1 Multifunkční obráběcí centra na bázi frézek.....	13
2.2 Multifunkční obráběcí centra na bázi soustruhu.....	18
3. Současné řešení osy C na MTC 630.....	25
Požadavky na pohon.....	26
3.1 Modelpohonu MTC 630-S příklápěným pastorkem.....	27
3.2 MTC 630- S prstencovým motorem.....	31
4. Návrh nových variant pohony.....	33
4.1 Varianta 1 : Master-slave s vloženými koly.....	34
4.2 Varianta 2: Osa-C v provedení master-slave mimo hlavní pohon.....	38
4.3 Varianta 3: Osa-C s předepnutým řemenem.....	41
4.4 Posouzení jednotlivých variant.....	44
5. Popis konstrukce.....	45
6. Návrhové výpočty.....	48
6.1 Návrh převodu ozubenými koly.....	48
6.2 Výpočet bezpečnostiozubeného soukolídlé ISO.....	54
6.7 Volba mazacího oleje a návrh pracovní teploty převodovky.....	70
7. Teplotní statická analýza geometrie vřeteníku.....	71
7.1 Okrajové podmínky výpočtu.....	71
8. Závěr.....	77
9. Použité zdroje.....	78
9.1 Knihy.....	78
9.2 Online zdroje.....	79



## Přehled použitých veličin a jednotek

Veličina	Popis	Jednotka
a	Osová vzdálenost mezi vloženým kolem a věncem	[mm]
A	Součinitel pro výpočet vnějších sil	[-]
av	Osová vzdálenost mezi pastorkem a kolem	[mm]
B	Součinitel pro výpočet vnějších sil	[-]
$c_Y$	Střední měrná tuhost zubů	$[N \cdot mm^{-1} \cdot \mu m^{-1}]$
d	Průměr hřídele pastorku	[mm]
$d_1$	Průměr roztečné kružnice pastorku	[mm]
$d_2$	Průměry roztečné kružnice věnce	[mm]
$d_{a1}$	Průměr hlavové kružnice pastorku	[mm]
$d_{a2}$	Průměr hlavové kružnice věnce	[mm]
$d_{b1}$	Průměr základní kružnice pastorku	[mm]
$d_{b2}$	Průměr základní kružnice věnce	[mm]
$d_{sh}$	Průměr hřídele v místě pastorku	[mm]
$F_a$	Axiální síla	[N]
$F_m$	Střední obvodová síla	[N]
$f_{ma}$	Výrobní úchylka dotykové křivky	$[\mu m]$
$F_r$	Radiální síla	[N]
$f_{sh0}$	Jednotkové měrné zatížení	$[N^{-1} \cdot mm \cdot \mu m]$
$f_{shh}$	Odchylka dotykové křivky způsobené deformací	$[\mu m]$
$F_t$	Obvodová síla	[N]
$F_{tH}$	Směrodatná obvodová síla	[N]
$F_{\beta x}$	Celková úchylka dotykové křivky	$[\mu m]$
$F_{\beta y}$	Celková úchylka dotykové křivky	$[\mu m]$
ga	Dráha záběru	[mm]
h	Výška zubu	[mm]
$h_a$	Výška hlavy zubu	[mm]
$h_f$	Výška paty zubu	[mm]
i	Převodový poměr	[-]
J	Moment setrvačnosti	$[kg \cdot m^2]$
k	Tuhost	$[Nm/rad]$
$K_A$	Nerovnoměrnost zatěžování hnaným strojem	[-]
$K_{Fa}$	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	[-]
$K_{H\alpha}$	Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů	[-]
$K_{H\beta}$	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů	[-]

$m_n$	Normálový modul	[mm]
$M_o$	Výsledný ohybový moment	[Nm]
$M_{ox}$	Ohybový moment v x	[Nm]
$M_{oz}$	Ohybový moment v z	[Nm]
$m_t$	Čelní modul	[mm]
$p$	Převod	[-]
$p_{bt}$	Základní rozteč	[mm]
$p_t$	Normálná rozteč	[mm]
$q_a$	Pomocný součinitel	[-]
$Q_z$	Ztrátové teplo	kW
$R_{z01}$	Průměrná relativní výška prvků profilů boků zubů soukolí	[ $\mu$ m]
$S_{F1}$	Součinitele bezpečnosti pro pastorek	[-]
$S_{F2}$	Součinitele bezpečnosti pro věnec	[-]
$S_{H1}$	Součinitele bezpečnosti pro pastorek	[-]
$S_{H2}$	Součinitele bezpečnosti pro věnec	[-]
$u$	Převodové číslo	[-]
$v$	Obvodová rychlost pastorku	[m.s <sup>-1</sup> ]
$V$	Průtok	[l/s]
$W_k$	Modul průřezu v krutu	[mm <sup>3</sup> ]
$W_o$	Ohybový modul v průřezu.	[mm <sup>3</sup> ]
$X_1$	Korekce pastorku	[mm]
$X_2$	Korekce věnce	[mm]
$y_\beta$	Průměr odchylek opotřebení dotykové křivky při záběru	[ $\mu$ m]
$Y_\beta$	Součinitel sklonu zubu	[-]
$y_{\beta 1}$	Opotřebení dotykové křivky při záběru pro pastorek	[ $\mu$ m]
$y_{\beta 2}$	Opotřebení dotykové křivky při záběru pro věnec	[ $\mu$ m]
$Y_\epsilon$	Součinitel vlivu záběru profilu	[-]
$z$	Počet zubů kola	[-]
$Z_B$	Součinitel jednopárového záběru pro šikmé zuby	[-]
$Z_d$	Součinitel jednopárového záběru pro šikmé zuby	[-]
$Z_H$	Součinitel tvaru spoluzabírajících zubů	[-]
$Z_{N1}$	Počet zubů virtuálního kola pro pastorek	[-]
$Z_{N2}$	Počet zubů virtuálního kola pro věnec	[-]
$Z_w$	Součinitel tvrdosti	[-]
$Z_\beta$	Součinitel sklonu zubu	[-]
$Z_\epsilon$	Součinitel součtové délky dotykových křivek boků	[-]

$\alpha_t$	Čelní úhel záběru	[°]
$\alpha_{tw}$	Úhel záběru	[°]
$\beta_b$	Koeficient dotyku	[°]
$\varepsilon_\alpha$	Součinitel záběru profilu	[mm]
$\varepsilon_\beta$	Součinitel kroku	[mm]
$\varepsilon_\gamma$	Součinitel celkovho záběru	[mm]
$\lambda$	Vlastní frekvence	[Hz]
$\rho$	Hustota	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_1$	Poloměr křivosti pro pastorek	[mm]
$\rho_2$	Poloměr křivosti pro věnec	[mm]
$\rho_{red}$	Výsledný redukovaný poloměr křivosti	[mm]
$\sigma_{f01}$	Napětí v dotyku pro pastorek	[Mpa]
$\sigma_{f02}$	Napětí v dotyku pro věnec	[Mpa]
$\sigma_{f1}$	Napětí v ohybu v patě zubu pro pastorek	[Mpa]
$\sigma_{f2}$	Napětí v ohybu v patě zubu pro věnec	[Mpa]
$\sigma_{FE1}$	Mez únavy v ohybu referenčního ozubeného kola pro pastorek	[Mpa]
$\sigma_{FE2}$	Mez únavy v ohybu referenčního ozubeného kola pro věnec	[Mpa]
$\sigma_{flim1}$	Mez únavy pro pastorek v ohybu	[Mpa]
$\sigma_{flim2}$	Mez únavy pro věnec v ohybu	[Mpa]
$\sigma_{fp}$	Mez únavy v ohybu	[Mpa]
$\sigma_{h1}$	napětí dotyku pro pastorek	[Mpa]
$\sigma_{h2}$	napětí dotyku pro věnec	[Mpa]
$\sigma_{hlim1}$	Mez únavy pro pastorek v dotyku	[Mpa]
$\sigma_{hlim2}$	Mez únavy pro věnec v dotyku	[Mpa]
$\sigma_{ho}$	Nominální napětí v dotyku	[Mpa]
$\phi$	Vektor úhlových souřadnic	[°]

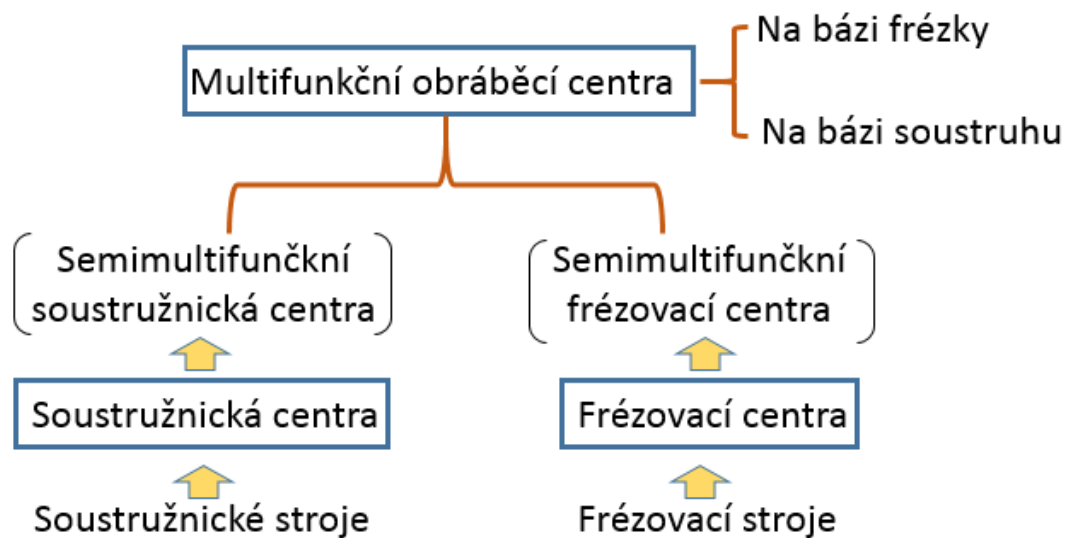
# 1. Úvod

Zadání této diplomové práce vzešlo z podnětů firmy Kovošvit MAS, a.s. Hlavním úkolem je změna konstrukce hlavního pohonu stroje Multicut 630 pro zlepšení parametru v režimu C-osy.

Hlavním cílem této práce je návrh pohonu hlavního soustružnického vřetena, které musí splňovat požadavky kladené soustružnickými operacemi i požadavky na řízenou osu C pro frézovací operace. Z pohledu současné konstrukce i aplikačních testů se ukazuje torzní tuhost pohonu C osy a tím i možnost naladění zpětnovazební regulace servopohonu jako limitující. Práce se proto zaměřuje na přehled existujících řešení, jejich posouzení vzhledem ke sledovanému stroji a konstrukční návrh vybraného vhodného řešení.

## 2. Trendy v CNC multifunkčních strojích

Multifunkčnost obráběcích strojů je současným trendem, který klade další nároky na konstrukci některých klíčových uzlů stroje. A to především pro obrábění složitějších tvarů na jedno upnutí s důrazem na přesnost a minimalizaci ztrátových časů. Bylo tedy potřeba spojit dvě základní technologie na jeden stroj tedy frézovací a soustružnické operace. Obecně lze rozdělit multifunkční stroje do dvou základních kategorií. Tyto kategorie se liší svojí kinematickou strukturou a konstrukcí nosné struktury viz. obr.2.1.[7]



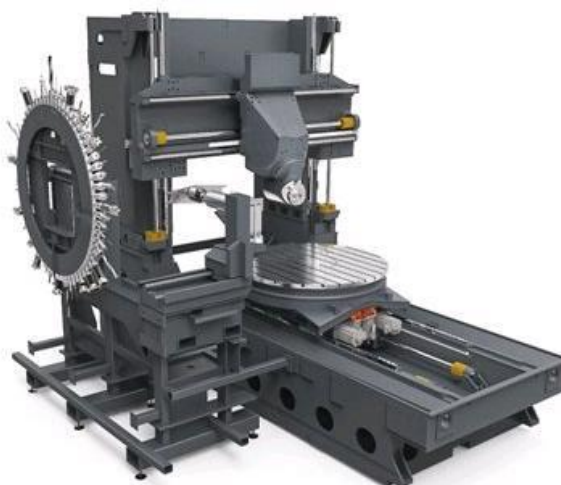
Obr.2.1 rozdělení multifunkčních strojů

### 2.1 Multifunkční obráběcí centra na bázi frézek

Tato kapitola se bude věnovat strojům s točným průměrem v rozsahu 600-1200 mm. Tento typ strojů můžeme rozdělit na dvě skupiny. První skupinou budou stroje s nepohyblivým stojanem a v druhé s pohyblivým stojanem.

## Nepohyblivý stojan

Ukázka stroje s nepohyblivým stojanem na obr.2.2. Jak je vidět stojan tvoří s ložem jednu část. Na loži je otočný stůl s paletou o průměru 700 mm, který pohybuje s obrobkem v lineární ose a zároveň poskytuje možnosti otáčení kolem své osy a to jak pro přesné polohování, tak pro režim soustružení. Zároveň je stroj opatřen kyvnou vřetenovou hlavou. V levé části je vidět diskový výměník nástrojů. S touto kinematickou strukturou je stroj schopen pětiosého obrábění. Tento stroj má dále ve svém řídicím systému schopnost detekovat nevyváženost obrobku a zároveň automatické upravení otáček. Tímto systémem je tedy stroj schopen kompenzovat nepřesnosti vznikající v důsledku poddajnosti regulace lineární osy vlivem působící rotující odstředivé síly na obrobku. Dále se firma DMG Mori, snaží své stroje co nejvíce teplotně stabilizovat, chlazením kuličkových šroubu a vřeten. Tím se opět dosáhne vyšší přesnosti stroje.



Obr.2.2 Stroj DMU 60P duoBLOCK od firmy DMG Mori[8]

<b>Typ stroje</b>	DMU 60P duoBLOCK	-
<b>Výkon vřetene</b>	29	kW
<b>Otáčky stolu</b>	1 200	ot/min
<b>Max. točný průměr</b>	Ø700	mm
<b>Max. hmotnost obrobku</b>	600	kg

Tab 2.1 Technické parametry stroje DMU 60P duoBLOCK

## Pohyblivý stojan

Na obr.2.3 je vidět, že v obrobkové části dochází pouze k rotaci v ose Z. Zbytek pohybu koná nástrojová část. Stroj má jednoduchý stojan horizontální frézky. Stroj je opatřen otočnou frézovací hlavou. Po levé straně vidíme zásobník nástrojů.



Obr.2.3 Stroj řady F-MT od firmy Soraluze[9]

<b>Typ stroje</b>	F-MT	-
<b>Výkon nástrojového vřetene</b>	43	kW
<b>Otáčky stolu</b>	1500	ot/min
<b>Max. točný průměr</b>	ø800	mm
<b>Max. hmotnost obrobku</b>	650	kg

Tab 2.2 Technické parametry stroje F-MT

Další konfigurací jsou portálové stroje, které mají dvojitý stojan v uspořádání horní nebo dolní gantry. Na obr.2.4 je vidět stroj od firmy TOS kuřim se spodním gantry, kdy se nad obrobkem pohybuje celý portál, který je většinou naháněn pomocí ozubených hřebenů a pastorku. Tento pohon pracuje v systému master-slave. Tato kinematika se používá převážně pro velké obrobky. Zároveň může být opatřen rotačním stolem. Tím pádem může pracovat i v soustružnickém režimu. Tato konfigurace stroje může být opatřena úhlovou hlavou pro možnost 5-tiosého obrábění. V bocích stroje je umístěn zásobník nástrojů, popřípadě výměník pro úhlové hlavy.



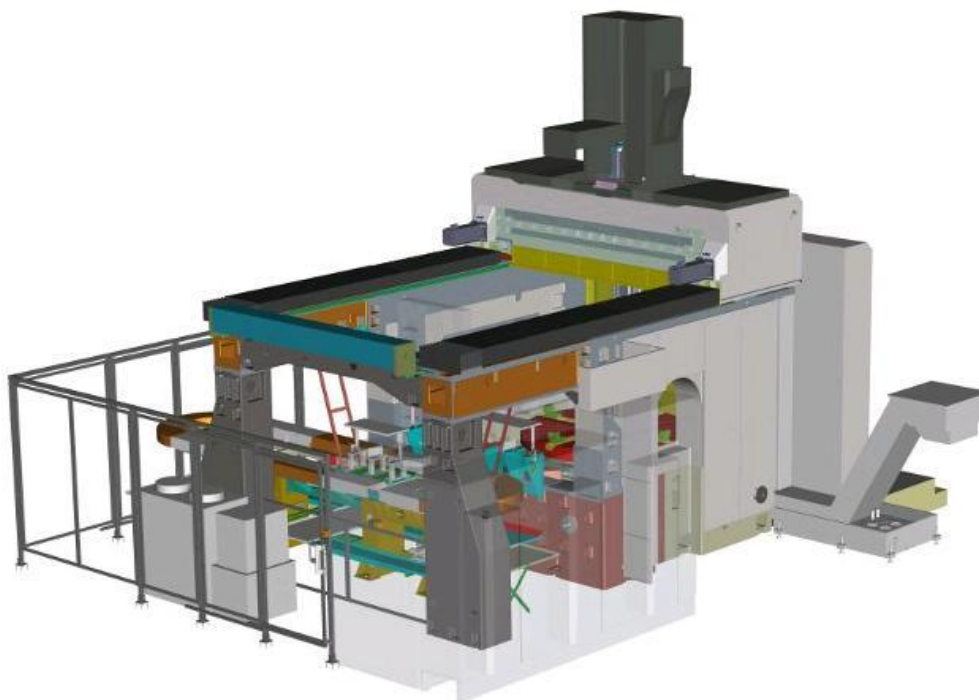
Obr.2.4 Stroj řady FRU od firmy TOS Kuřim[10]

<b>Typ stroje</b>	FRU	-
<b>Výkon nástrojového vřetene</b>	60	kW
<b>Rozměry pracovního stolu</b>	šířka 2000-4000	mm
	délka 4000-24000	mm

Tab 2.3 Technické parametry stroje FRU



Dalším typem je použití horní gantry viz. obr.2.5, kde se příčnick pohybuje po bočních stojanech. Posuvové osy jsou naháněny servomotory prostřednictvím kuličkových šroubů. Opět zde máme umístěnou úhlovou hlavu na smykadle a rotační stůl pro režim soustružení. Po bocích stroje mimo pracovní prostor jsou umístěny výměníky nástrojů a uhlových hlav. Je použito přímé odměřování osprostřednictvím pravítek.



;

Obr.2.5 Stroj řady TM2000 od firmy Tajmac-ZPS[11]

<b>Typ stroje</b>	TM 2000	-
<b>Výkon vřetene</b>	66	kW
<b>Otáčky stolu</b>	300	ot/min
<b>Max. točný průměr</b>	Ø2500	mm
<b>Max. hmotnost obrobku</b>	15 000	kg

Tab 2.4 Technické parametry stroje TM 2000

## 2.2 Multifunkční obráběcí centra na bázi soustruhu

Jako v předchozí kapitole se zde budeme věnovat strojům s točným průměrem 600-1200 mm.

Tento typ stroje vychází ze soustruhu, kdy jsou na těchto strojích přidány naklápěcí hlavy pro úhlové polohování s nástrojem. Na loži je umístěn vřeteník s koníkem nebo protivřetenem, také revolverové hlavy pro soustružení. Tyto stroje kombinují soustružnické a frézovací operace na jedno upnutí obroku. Tím jsou schopny dosahovat veliké produktivity a zkrácení vedlejších časů. Důležitá je zde osa vřetena, která musí umět souvisle řídit polohu obrobku a také zajistit vysoké otáčky kvůli soustružení. Tento požadavek činí velké nároky na konstrukci pohonu.

### **WFL Millturn technologies GmbH**

Na obr.2.6 je vidět Millturn M80, který je schopen upnout obrobek o délce až 6000 mm, s točným průměrem nad vřetenem 980 mm. Pro tento typ stroje jsou dodávány vřetena ve dvou výkonnostních řadách 40 kW a 60 kW. Frézovací vřeteno stroje se dodávají s výkonem 45 kW. Tento stroj může být osazen protivřetenem, nebo koníkem. Další možnosti stroje je osazení o vyvrtávací vřeteník s výsuvným vřetenem. Tento stroj se specializuje na obrábění podvozků letadel zejména z výkovků. Dále je vybaven nástrojovou laserovou sondou pro přeměření obrobku přímo na stroji. Tím částečně odpadá výstupní kontrola obrobku, která je prováděna přímo na stroji.



Obr.2.6 stroj řady Millturn M80 od firmy WFL[12]

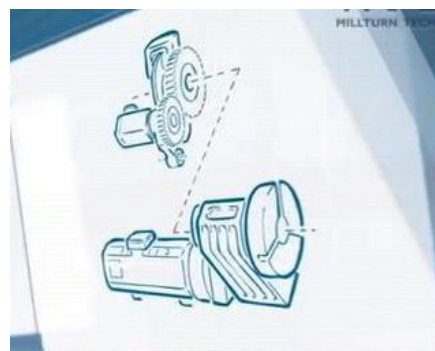
<b>Typ stroje</b>	<i>Millturn M80</i>	-
<b>Výkon vřetene</b>	40	kW
<b>Otáčky vřetene</b>	2400	ot/min
<b>Max. točný průměr</b>	Ø980	mm
<b>Max. délka obrobku</b>	6000	mm

Tab 2.5 Technické parametry stroje Millturn M80

Na obr.2.7 a 2.8 je vidět pohon C-osy která je schopná pracovat jak pro úhlové polohování tak i v režimu soustružení.



Obr.2.7 C osa od firmy WFL[12]



Obr.2.8 C osa (schéma) od firmy WFL[12]

## GMTK

Další velké univerzální centrum od firmy GMTK Accuracer na obr.2.9je schopné obrábět největší obrobky ve své kategorii, s točnými průměry nad ložem od  $\varnothing 840$ -1550 mm. A schopností, upnout obrobek o délce 2000-10000mm.Stroj má na loži umístěny posuvné lunety, dále se může být dovybaven protivřetenem a frézovací vřetenem má možnost automatické výměny vřetenových hlav.



Obr.2.9stroj řady AccuRacer HR1000 od firmy GMTK[13]

<b>Typ stroje</b>	<i>AccuRacer HR 1000</i>	-
<b>Výkon vřetene</b>	56	kW
<b>Otáčky vřetene</b>	1800	ot/min
<b>Max. točný průměr</b>	$\varnothing 1050$	mm
<b>Max. délka obrobku</b>	8000	mm

Tab 2.6 Technické parametry stroje AccuRacer HR 1000

## DMG MORI

Také pracují s menšími obrobky než předchozí stroje. S maximálním točným průměrem nad vřetenem do  $\varnothing 700$  [mm]. Délka obrobku až 3000 [mm]. V nástrojové části stroje je umístěna naklápěcí frézovací hlava pro 5-tiosé obrábění. Dále je lože osazeno koníkem nebo protivřetenem, popřípadě lunetami. Tento stroj je vhodný na obrábění dlouhých hřídelů v oblasti větrných elektrárnách, lodních motorů a turbín.



Obr.2.10 stroj řady CTX gamma 3000 TC 4A od firmy DMG MORI[14]

<b>Typ stroje</b>	CTX gamma 3000 TC 4A	-
<b>Výkon vřetene</b>	52	kW
<b>Otáčky vřetene</b>	2500	ot/min
<b>Max. točný průměr</b>	$\varnothing 700$	mm
<b>Max. délka obrobku</b>	3,050	mm

Tab 2.7 Technické parametry stroje CTX gamma 3000 TC 4A

## Mazak

Jako u předchozích typů stroje je i na tomto umístěna v nástrojové části, naklápěcí frézovací hlava pro 5-tiosé obrábění. Tím může stroj realizovat operace soustružení, frézování, vrtání a další na jedno upnutí. Hlavní vřeteno je vybaveno integrovaným motorem. Který pracuje v režimu c osy s úhlovou přesností 0,0001°. Na loži je osazen koníkem a lunetou.



Obr.2.11 stroj řady Integrex e-670H II od firmy Mazak[15]

<b>Typ stroje</b>	<i>Integrex e-670H II</i>	-
<b>Výkon vřetene</b>	45	kW
<b>Otáčky vřetene</b>	1600	ot/min
<b>Max. točný průměr</b>	Ø1070	mm
<b>Max. délka obrobku</b>	4000	mm

Tab 2.8 Technické parametry stroje Integrex e-670H II

## KovosvitMAS,a.s

Tento stroj je schopen pracovat s obrobky o délce až 6100mm s  $\varnothing 1150$ mm. Sdružuje soustružnické a frézovací operace. Také obsahuje automatický zásobník vyvrtávacích tyčí o délce až 1500mm, který je schopen pojmout až tři vyvrtávací tyče. Dále obsahuje zásobník nástrojů o kapacitě až 66 nástrojů. Jak je vidět na obr.2.12 tak tento multifunkční stroj pracuje s velkými obrobky o velkých momentech setrvačnosti. To klade vysoké nároky na vřeteno a jeho pohon, které musí zvládnout, jak soustružnické operace, při kterých je schopen dosahovat až 2800 [ot/min]. Zároveň musí mít tento pohon vysokou torzní tuhost. Tento pohon je předmětem této diplomové práce a proto se mu budeme v dalších kapitolách věnovat.



Obr.2.12 stroj řady MTC 630 od firmy KOVOSVIT MAS [16]

<b>Typ stroje</b>	MTC 630	-
<b>Výkon vřetene</b>	40	kW
<b>Otáčky vřetene</b>	2800	ot/min
<b>Max. točný průměr</b>	$\varnothing 1150$	mm
<b>Max. délka obrobku</b>	6100	mm

Tab 2.9 Technické parametry stroje MTC 630

### **Shrnutí používaných pohonů pro hlavní vřeteno multifunkčních strojů.**

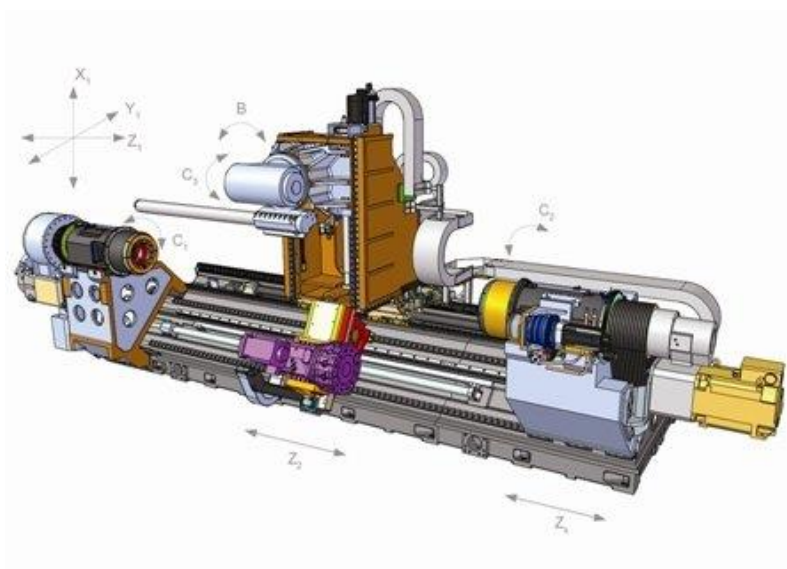
Hlavní vřetena multifunkčních strojů jsou přímé (integrováný prstencový motor s řaditelnou převodovkou ve vřetenu), nebo jsou rozdělené dle technologických požadavků na dva paralelní náhony. Jeden náhon zajišťuje vysoké otáčky a druhý náhon zajišťuje nízké otáčky a vysoký kroutící moment, pro režim hrubování a osu C. Pro režim hrubování se používají náhony se šnekovým kolem, (v některých případech s použitím dvou šneků pro vzájemné předepínání). Další možností je pomocí ozubeného věnce a pastorku. Také prstencové motory integrované ve vřetenu. Pro režim soustružení se nejčastěji používá náhon asynchronním motorem, který je připojen na vřeteno přes klínové řemeny.

Z ekonomického hlediska je přímý pohon s integrovaným prstencem a řaditelnou převodovkou nevýhodný. Pohon osy C prostřednictvím šneků je nevýhodný z hlediska nutnosti připojení asynchronního motoru pro režim soustružení. To vede konstrukční řešení na použití třech motorů a výrobně drahého šnekového převodu.



### 3. Současné řešení osy C na MTC 630

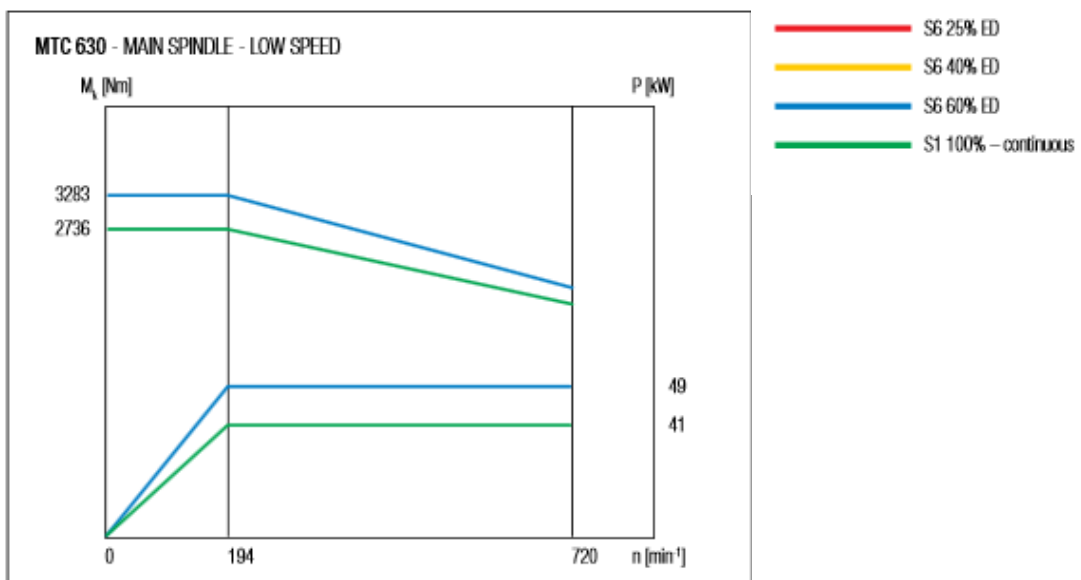
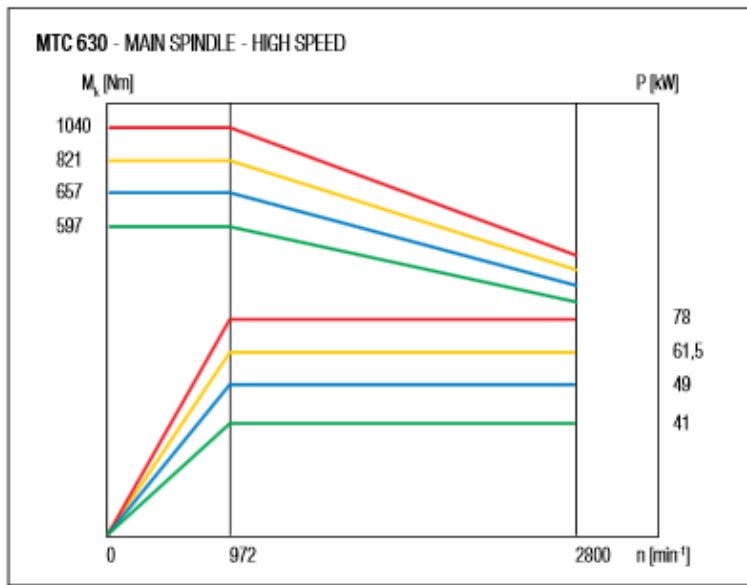
V současné době existují dvě řešení hlavního pohonu. Na obr.3.1 jsou vidět obě řešení. Levé vřeteno je naháněno prstencovým motorem pro režim C osy a hrubování. V režimu soustružení je prstencový motor odpojen a vřeteno je naháněno asynchronním motorem přes klínové řemeny. Pravé vřeteno je v režimu soustružení naháněno asynchronním motorem s řaditelnou převodovkou Barufaldi, přes klínové řemeny. Při režimu C-osy je přiklopen synchronní motor s planetovou převodovkou ZF. Mnoho z těchto údajů jsou citlivé informace firmy Kovosvit MAS, a.s. proto budou uvedeny v neveřejné příloze práce.



*Obr.3.1 Levé vřeteno poháněno prstencovým motorem pravé vřeteno s přiklápěnou osou[17]*

## Požadavky na pohon

1). Otáčkové a momentové parametry. V grafu 3.1 a 3.2 a v tab.3.1, jsou vyneseny momentové charakteristiky. Zelená křivka je momentový průběh při konstantním zatížení. Ostatní křivky znamenají krátkodobý chod v přetížení viz. vysvětlivky vedle grafů.



Graf 3.1 a 3.2 Výkony hlavního vřetene v nominálním zatížení a v přetížení [16]

Režimy soustružení	[ot/min]	
1.stupeň „C-osa“	30	2200 [Nm]
2.stupeň- hrubování	175-700	40[kw]
3.stupeň-soustružení na čisto	700-2800	40[kw]

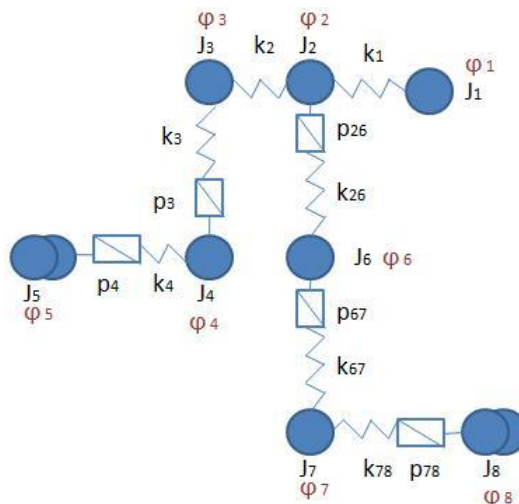
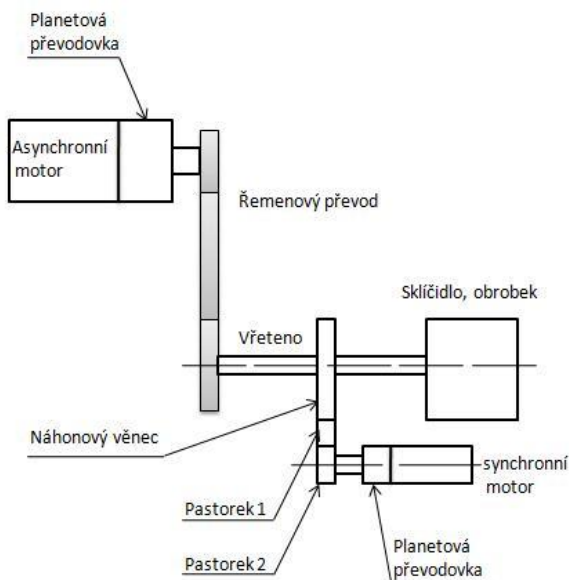
tab.3.1 Momentové charakteristiky

- 2). Bezvúlovost pro režim C-osy.
- 3). Vysoká tuhost pohonu s vysokou první antirezonancí.
- 4). Průchozí vřeteno  $\varnothing 135$ [mm].
- 5).Jednoduchá konstrukce, kompaktní zástavba pohonu a jeho cena.
- 6). Brzda pro indexování a bezpečné dobrždění

### 3.1 Modelpohonu MTC 630-S příklápěným pastorkem

Současně je osa řešena dvěma paralelními pohony. Asynchronní motor s řaditelnou převodovkou Barufaldi funguje v režimu soustružení a pro režim C-osy se prostřednictvím hydrauliky přiklopí synchronní motor planetovou převodovkou ZF, který z úhlově polohuje vřeteno. V režimu soustružení je vřeteno naháněno prostřednictvím řemenů. V tomto případě je pohon osy c rozpojen, tato osa je řešena příklápěcím mechanismem. Kde se příklápěním spojuje ozubený věnec na vřetenu se sériově řazeným pastorkem na příklopné ose. Vložený pastorek je uložen posuvně pro vymezení vůle v ozubení. Příklopná osa je ovládána hydraulicky. Při režimu C-osy je asynchronní motor řazen do neutrálu, nebo je použit pro předepínání příklopné osy. Důležitým faktorem osy je tedy její vysoká tuhost. Z tohoto důvodu jsem vytvořil náhradní model osy obr.3.3. Zde jsou tuhosti jednotlivých součástí nahrazeny pružinami. Dále bylo potřeba uvažovat převody, které redukují jednotlivé momenty setrvačnosti.

Obecně je systém popsán maticemi M, B a K. Kde matice hmotnosti M, v našem případě zastupuje momenty setrvačnosti, B je matice poměrného tlumení a matice K zastupuje jednotlivé tuhosti s převody.



Obr.3.2 Schéma pohonu osy C

Obr.3.3 náhradní model osy C

Jak je vidět na obr 3.3 náhradní model se skládá z více hmotového systému. V samotném určení matice tuhosti K, se postupuje po dvojhmotových systémech.

<p><math>\varphi</math>- vektor úhlových souřadnic, <math>J</math> – moment setrvačnosti hmoty, <math>k</math>-torzní tuhost, <math>b</math>-viskozni tlumení hmoty, <math>p</math>- převod</p>	
<p>Obr.3.4 Dvojhmotový systém s převodem</p>	<p>Obr.3.5 Dvojhmotový systém</p>

Na obr.3.5 je dvojhmotový systém s převodem. U tohoto dvojhmotového systému je nejprve nutné definovat převod  $p$  v rovnici 3.1.

$$p = \frac{Mk_2}{Mkp_2} = \frac{\varphi_{p2}}{\varphi_2} \quad (3.1)$$

Nyní sestavíme pohybovou rovnici 3.2, kde pomocí převodu redukuje torzní tuhost a tlumení na vstupní hřídel. Výsledkem je maticový zápis pro dvě pohybové rovnice 3.5

$$m \cdot a = \sum F \quad (3.2)$$

$$J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = -b \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_{2p}) - k \cdot (\varphi_1 - \varphi_{p2}) \Rightarrow \text{z rovnice 3.1 dosadím za} \quad (3.3)$$

$$\varphi_{p2} = \varphi_2 \cdot p$$

$$J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = -b \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2 \cdot p) - k \cdot (\varphi_1 - \varphi_2 \cdot p)$$

$$J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + b \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2 \cdot p) + k \cdot (\varphi_1 - \varphi_2 \cdot p) = 0$$

$$J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = -b \cdot (\dot{\varphi}_{2p} - \dot{\varphi}_1) \cdot p - k \cdot (\varphi_{p2} - \varphi_1) \cdot p \Rightarrow \text{z rovnice 3.1} \quad (3.4)$$

$$\text{dosadím } \varphi_{p2} = \varphi_2 \cdot p$$

$$J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 + p \cdot b (\dot{\varphi}_2 \cdot p - \dot{\varphi}_1) + p \cdot k (\varphi_2 \cdot p - \varphi_1) = 0$$

$$M\ddot{\varphi} + B\dot{\varphi} + K\varphi = 0 \quad (3.5)$$

$$\begin{bmatrix} J_1 & 0 \\ 0 & J_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{\varphi}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_1 \\ \dot{\varphi}_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} b & -bp \\ -bp & bp^2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k & -kp \\ -kp & kp^2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Dalším krokem je dosazení do předpisu a výpočet vlastních frekvencí dle 3.6, kde pro náš případ uvolněného systému tedy bez uložení k rámu se bude rovnat 1.vlastní frekvence 0.

$$\det(K - \lambda M) = \begin{bmatrix} k - \lambda \cdot J_1 & -kp \\ -kp & kp^2 - \lambda \cdot J_2 \end{bmatrix} \stackrel{!}{=} 0 \Rightarrow \Omega_1 = \sqrt{\lambda_1} \text{ a } \Omega_2 = \sqrt{\lambda_2} \quad (3.6)$$

Pro náš případ je nutné sestavit matici tuhosti z náhradního modelu obr.3.3.

$$K = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 + k_{26} & -k_2 & 0 & 0 & -k_{26} \cdot p_{26} & 0 & 0 \\ 0 & -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 \cdot p_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_3 \cdot p_3 & k_4 + k_3 \cdot p_3^2 & -k_4 \cdot p_4 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_4 \cdot p_4 & k_4 \cdot p_4^2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_{26} \cdot p_{26} & 0 & 0 & 0 & k_{67} + k_{26} \cdot p_{26}^2 & -k_{67} \cdot p_{67} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{67} \cdot p_{67} & k_{67} \cdot p_{67}^2 + k_{78} & -k_{78} \cdot p_{78} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{78} \cdot p_{78} & k_{78} \cdot p_{78}^2 \end{bmatrix}$$

Dále byl sestaven výpočtový model v programu matlab, který vypočítá vlastní frekvence systému v příloze 1.

Nejprve je třeba určit momenty setrvačnosti, pro motory, převodovky, spojky a sklíčidlo odečteme hodnoty z katalogu. Náhonovou hřídel nahradíme trubkou, kterou vypočítáme dle vztahu 3.65. Stejným způsobem vypočteme i náhonový věnec a velkou řemenici. Pastorky a malou řemenici nahradíme válcem o průměru roztečné kružnice. Výsledky a vstupní hodnoty jsou vyneseny v tab.3

$$J(\text{hřídel}) = \frac{1}{2} V \cdot \rho \cdot \frac{D^2}{4} = \frac{1}{2} \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot l \cdot \rho \cdot \frac{D^2}{4} = \frac{1}{32} \pi \cdot \rho \cdot l \cdot D^4 \quad (3.66)$$

$$J(\text{trubky}) = \frac{1}{32} \pi \cdot \rho \cdot l \cdot (D^4 - d^4) \quad (3.65)$$

$l$  – délka součásti

$\rho$  – hustota materiálu pro uhlíkovou ocel 7850  $[\frac{kg}{m^3}]$

$D$  – vnější průměr součásti

$d$  – vnitřní průměr součásti

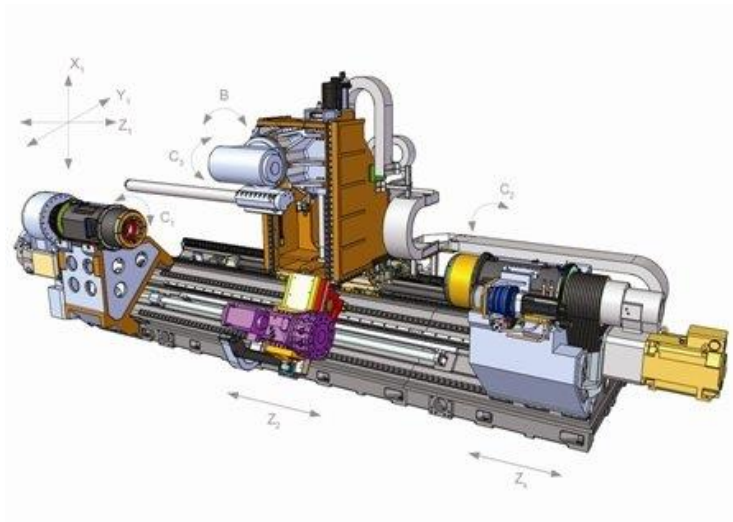
Nyní byl sestaven v programu v Matlabu který daný systém popisuje. Nyní bylo potřeba určit jednotlivé tuhosti. Tyto hodnoty byly odečteny z měření přímo na stroji a jsou uvedeny v příloze 1. Hodnoty momentů setrvačnosti a jednotlivých tuhostí jsou uvedeny v příloze 2. Výsledky první vlastní frekvence v závislosti na momentu setrvačnosti jsou uvedeny v tab.3.2.

Moment setrvačnosti[kg.m <sup>2</sup> ]	0	150
1.vlastní frekvence [Hz]	21	15

Tab.3.2 Výsledky první vlastní frekvence

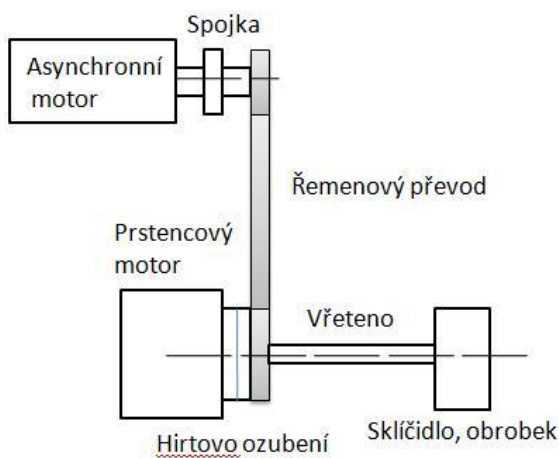
### 3.2 MTC 630- S prstencovým motorem

Toto řešení je ve fázi testování prototypu. V tomto pohonu je použit prstencový motor, pro přesné polohování v režimu C osy a zároveň pro režim hrubování při nízkých otáčkách. Na obr.3.6 je vidět náhon prstencovým motorem v řezu. Prstencový motor se připojuje pomocí Hirtova ozubení. Při tomto režimu je asynchronní motor odpojen hydraulickou spojkou. Při režimu soustružení se prstencový motor rozpojí v Hirtově ozubení a asynchronní motor nahání vřeteno přes klínové řemeny. Při režimu C osy se jedná o přímý pohon, který je z hlediska tuhosti pohonu nejvýhodnější. Nevýhodou přímého pohonu je absence ochranného vlivu vložených převodů, které chrání pohon před skokovou změnou zátěže. Tento problém je řešen nastavením konstanty  $K_v$  v řídicím systému dle polotovaru. Ale nastavení probíhá ve voleném intervalu. A zde může docházet ke snížení tuhosti pohonu.

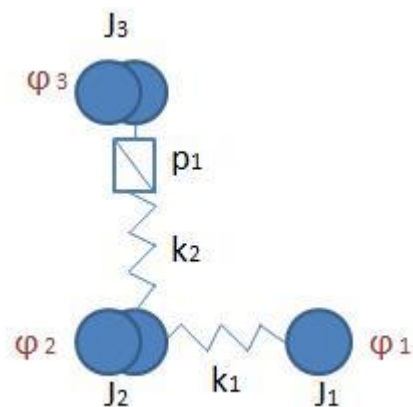


Obr.3.6 Levé vřeteno poháněno prstencovým motorem pravé vřeteno s příklápnou osou[17]

Dále byl sestaven náhradní model obr.3.8, který slouží jako podklad pro výpočet vlastní frekvence v programu matlab. Při odpojení asynchronního motoru zůstane připojená malá řemenice. Proto je potřeba ji ve výpočtu uvažovat.



Obr.3.7 Schéma pohonu s prstencovým motorem



Obr.3.8 Náhradní model pohonu s prstencovým motorem

Sestavení matice tuhosti K, pro náhradní model pohonu s prstencovým motorem.

$$k = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 \cdot p_1^2 & 0 \\ 0 & 0 & k_2 \end{bmatrix}$$



Určení jednotlivých momentů setrvačnosti a tuhostí vložených převodů jsou uvedeny v příloze 3. Tuhosti jsou uvažovány stejně jako v předchozím řešení s příklápným pastorkem. Výsledky první vlastní frekvence v závislosti na momentu setrvačnosti jsou uvedeny v tab.3.3.

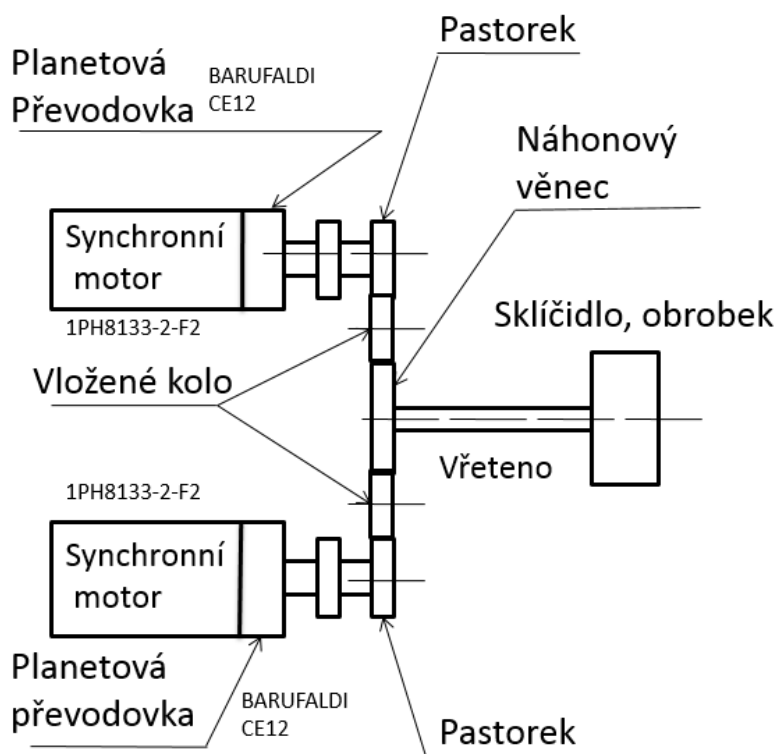
Moment setrvačnosti[kg.m <sup>2</sup> ]	0	150
1.vlastní frekvence [Hz]	66	44

Tab.3.3 Výsledky první vlastní frekvence

## 4.Návrh nových variant pohony

V této kapitole se seznámíme, s předběžné navrhnutými pohony, jsou to Master-slave s vloženými koly, Osa-C v provedení master-slave mimo hlavní pohon a Osa-C s předepnutým řemenem. U těchto pohonů sestavím náhradní modely pro výpočet vlastních frekvencí a první antirezonance. Takto sestavené modely budu porovnávat s původními řešeními. Tak abych zjistil, který systém je nejvhodnější pro další rozpracování. Dále musím brát v úvahu kompaktnost pohonu a jeho cenu.

## 4.1 Varianta 1 : Master-slave s vloženými koly



Obr.4.1 Schéma varianty 1

Tento pohon je složen z dvou synchronních motorů, které přes pastorky a vložené pastorky pohánějí náhonový věnec a tím i celou C-osu. Pro dosažení zadaných parametrů, je u obou synchronních motorů vřazena řaditelná převodovka Barufaldi 12 s převodem 1:1 a 1:5. Synchronní motory se pro C osu budou vzájemně předepínat 30% svého výkonu. Tímto předepínáním celého řetězce se docílí k vymezení vůlí (ve spojích a ozubení), pro přesné obrábění. Při režimu soustružení se motory nepředepínají.

### Předběžný návrh

Volím synchronní motory 1PH8135 viz obr.4.2 od firmy Siemens a planetovou převodovku CE12 od firmy Barufaldy, která je řaditelná 1:1 pro režim soustružení a 1:5 pro režim hrubování a C osu. Pro dosažení požadovaných otáček volím převod mezi pastorky a věncem  $i=1,6$ .

## Main motors

### Asynchronous and synchronous motors for SINAMICS S120

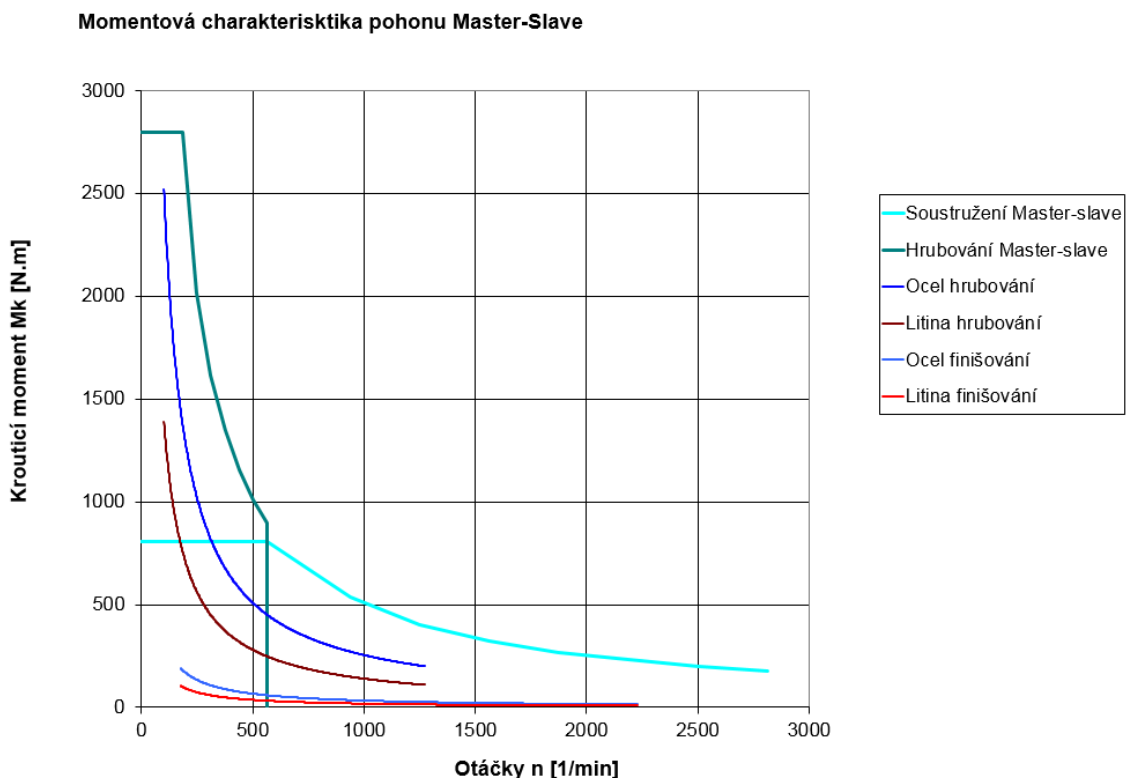
**1PH8 synchronous motors**  
**Water cooling, IP65 degree of protection**

#### Selection and ordering data

Rated speed	Shaft height	Rated power	Rated torque	Rated current	Rated voltage	Rated frequency	Operating speed, max. <sup>1)</sup>	Speed, max. <sup>2)</sup>	1PH8 synchronous motor Water cooling
$n_{rated}$ rpm	SH	$P_{rated}$ kW (HP)	$M_{rated}$ Nm (lb <sub>f</sub> -ft)	$I_{rated}$ A	$U_{rated}$ V	$f_{rated}$ Hz	$n_{max, Inv}$ rpm	$n_{max}$ rpm	
Line voltage 400 V 3 AC, Active Line Module									
1750	132	20.4 (27.4)	112 (82.6)	40	377	58.3	3150	4500	1PH8131-2F2-...1
		26.4 (35.4)	144 (106)	42	415	58.3	2450	4500	1PH8133-2F2-...1
		34.1 (45.7)	186 (137)	56	415	58.3	2650	4500	1PH8135-2F2-...1

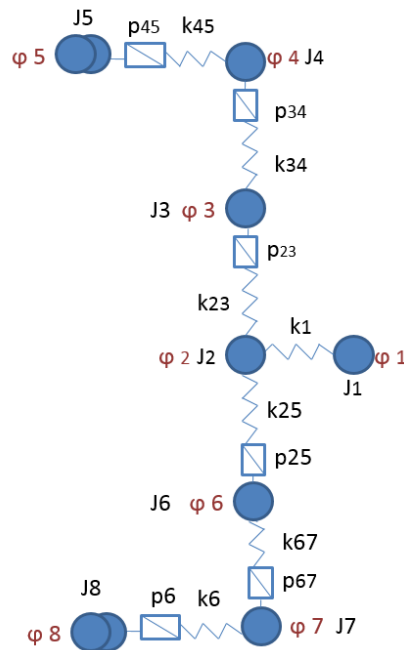
Obr.4.2 Synchronní motor 1PH8133

Dále byla navržena spojka model BK3 typ 1500. Po návržení motorů a převodovek byla vynesena momentová charakteristika do grafu a porovnávána s technologickými požadavky na motor viz graf.1



Graf.1 Momentová charakteristika Master-slave

S navrženými parametry byl sestaven náhradní model obr.4.3 pro sestavení vlastních frekvencí.



Obr.4.3 Náhradní model varianty 1

Sestavení matice tuhosti K, pro náhradní model pohonu master-slave.

$$K = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_1 & k_{23} + k_1 + k_{26} & -k_{23} \cdot p_{23} & 0 & 0 & -k_{26} \cdot p_{26} & 0 & 0 \\ 0 & -k_{23} \cdot p_{23} & k_{23} \cdot p_{23}^2 + k_{34} & -k_{34} \cdot p_{34} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_{34} \cdot p_{34} & k_{45} + k_{34} \cdot p_{34}^2 & -k_{45} \cdot p_{45} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_{45} \cdot p_{45} & k_{45} \cdot p_{45}^2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_{26} \cdot p_{26} & 0 & 0 & 0 & k_{67} + k_{26} \cdot p_{26}^2 & -k_{67} \cdot p_{67} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{67} \cdot p_{67} & k_{67} \cdot p_{67}^2 + k_{78} & -k_{78} \cdot p_{78} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{78} \cdot p_{78} & k_{78} \cdot p_{78}^2 \end{bmatrix}$$

Určení jednotlivých momentů setrvačnosti

J	Součást	Vstupní hodnota [m]	Moment setrvačnosti [kg.m <sup>2</sup> ]
J <sub>1</sub>	Sklíčidlo+1/2hřídele	D=0,2,d=0,135,l=0,5	0,244+2,5(sklíčidlo)=2,99
J <sub>2</sub>	Náhonový věnec+1/2hřídele	D=0,25,d=0,20,l=0,129	0,267+2.(0,244)=0,755
J <sub>3</sub>	Pastorek	D=0,14 l=0,13	2,08+0,244=2,324
J <sub>4</sub>	Pastorek	D=0,14 l=0,13	0,19
J <sub>5</sub>	Motor+převodovka	Katalog	0,1
J <sub>6</sub>	Pastorek	D=0,14,l=0,13	0,011
J <sub>7</sub>	Pastorek	D=0,14,l=0,13	0,011
J <sub>8</sub>	Motor+převodovka	Katalog	0,0251+0,002=0,0253

Tab.4.1 Hodnoty momentů setrvačnosti

Určení jednotlivých tuhostí pohonu, jsou tuhosti uvažovány stejně jako v předchozích řešeních.

K	Součást	Vstupní hodnota [m]	Tuhost [Nm/rad]
k <sub>1</sub>	Hřídele	Výpočet [3.66]	1e <sup>7</sup>
k <sub>23</sub>	Tuhost soukolí	Změřená hodnota	9e <sup>4</sup>
K <sub>26</sub>	Tuhost soukolí	Změřená hodnota	9e <sup>4</sup>
K <sub>34</sub>	Tuhost soukolí	Změřená hodnota	9e <sup>4</sup>
K <sub>67</sub>	Tuhost soukolí	Změřená hodnota	9e <sup>4</sup>
K <sub>5</sub>	Převodovka	Katalog	1,6e <sup>5</sup>
K <sub>6</sub>	Převodovka	Katalog	1,6e <sup>5</sup>

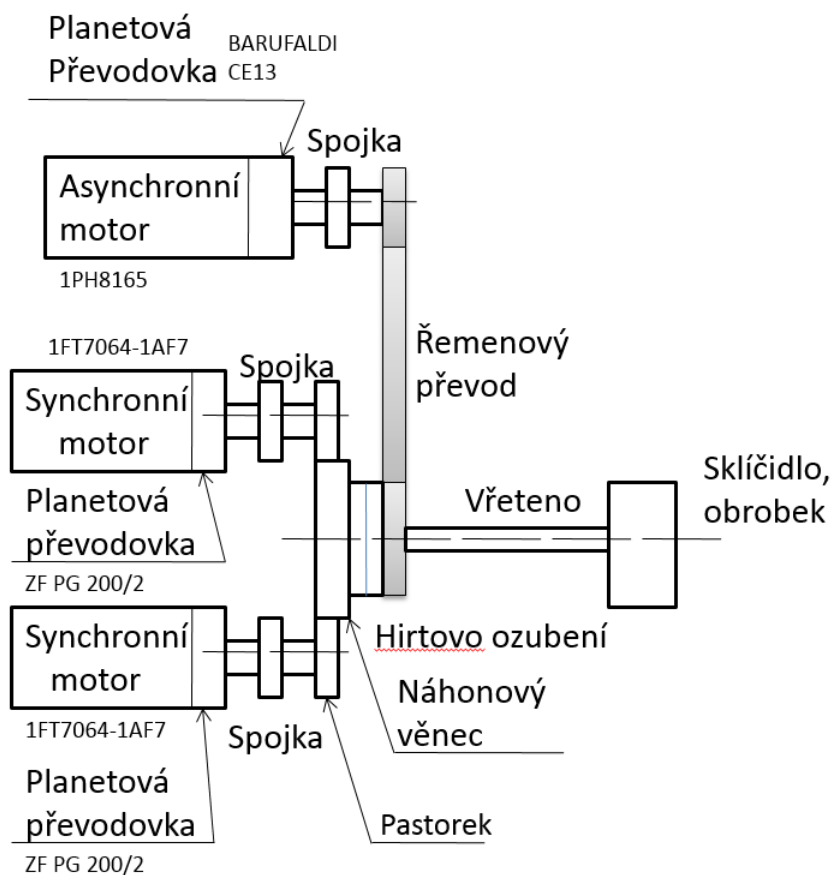
Tab.4.2 Hodnoty tuhostí

Tyto parametry byly vloženy do připraveného výpočtového programu v matlabu z předchozích variant. Výsledky první vlastní frekvence v závislosti na momentu setrvačnosti jsou uvedeny v tab.4.3

Moment setrvačnosti[kg.m <sup>2</sup> ]	0	150
1.vlastní frekvence [Hz]	38	32

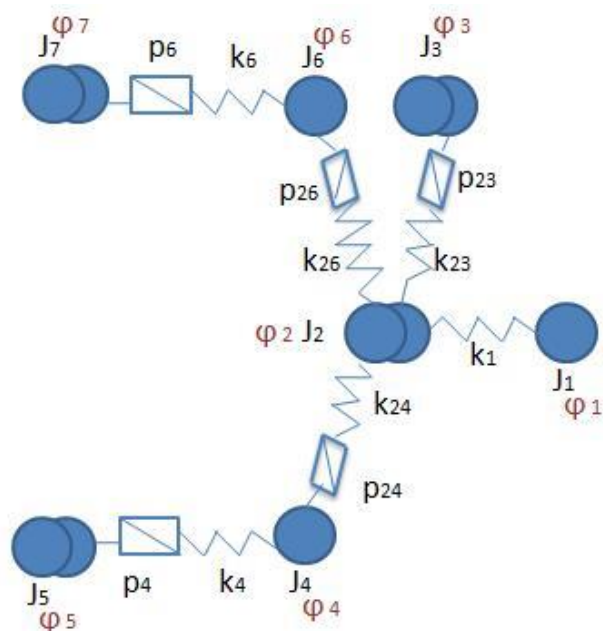
Tab.4.3 Výsledky první vlastní frekvence

## 4.2 Varianta 2: Osa-C v provedení master-slave mimo hlavní pohon



Obr.4.4 Schéma varianty 2

Tento pohon je složen z dvou synchronních motorů a jednoho asynchronního motoru. V režimu C osy je asynchronní motor odpojen spojkou. A předepínají se dva synchronní motory 1FT7064-1AF7 přes převodovky ZF PG 200/2. V režimu soustružení jsou motory odpojeny přes hirtovo ozubení a vřeteno je náhaněno asynchronním motorem, přes řaditelnou převodovku převodovku Barufaldi CE 13.



Obr.4.5 Náhradní model varianty 2

Určení jednotlivých tuhostí pohonu, jsou tuhosti uvažovány stejně jako v předchozích řešeních.

K	Součást	Vstupní hodnota [m]	Tuhost [Nm/rad]
k <sub>1</sub>	Tuhost hřídele	Výpočet [3.66]	1e <sup>7</sup>
k <sub>23</sub>	Tuhost řemene	Katalog	3e <sup>5</sup>
k <sub>3</sub>	Tuhost soukolí	Změřená hodnota	9e <sup>4</sup>
k <sub>4</sub>	Tuhost soukolí	Změřená hodnota	9e <sup>4</sup>
K <sub>26</sub>	Převodovka	Katalog	1,6e <sup>5</sup>
K <sub>67</sub>	Převodovka	Katalog	1,6e <sup>5</sup>

Tab.4.4 Hodnoty tuhostí

Určení jednotlivých momentů setrvačnosti

J	Součást	Vstupní hodnota [m]	Moment setrvačnosti [kg.m <sup>2</sup> ]
J <sub>1</sub>	Skříčidlo+1/2hřídele	D=0,2,d=0,135,l=0,55	0,49+2,5(sklíčidlo)=2,99
J <sub>2</sub>	Velká řemenice +Náhonový věnec+1/2hřídele	Řemenice D=0,335,d=0,18,l=0,234 Věnec D=0,4,d=0,2,l=0,12	2,08+2,21=4,29
J <sub>3</sub>	Mala řemenice	D=0,193,l=0,234	0,25
J <sub>4</sub>	Pastorek	D=0,08 l=0,12	0,004
J <sub>5</sub>	Motor+převodovka	Katalog	0,0013
J <sub>6</sub>	Pastorek	D=0,08 l=0,12	0,004
J <sub>7</sub>	Motor+převodovka	Katalog	0,0013

Tab.4.5 Hodnoty momentů setrvačnosti

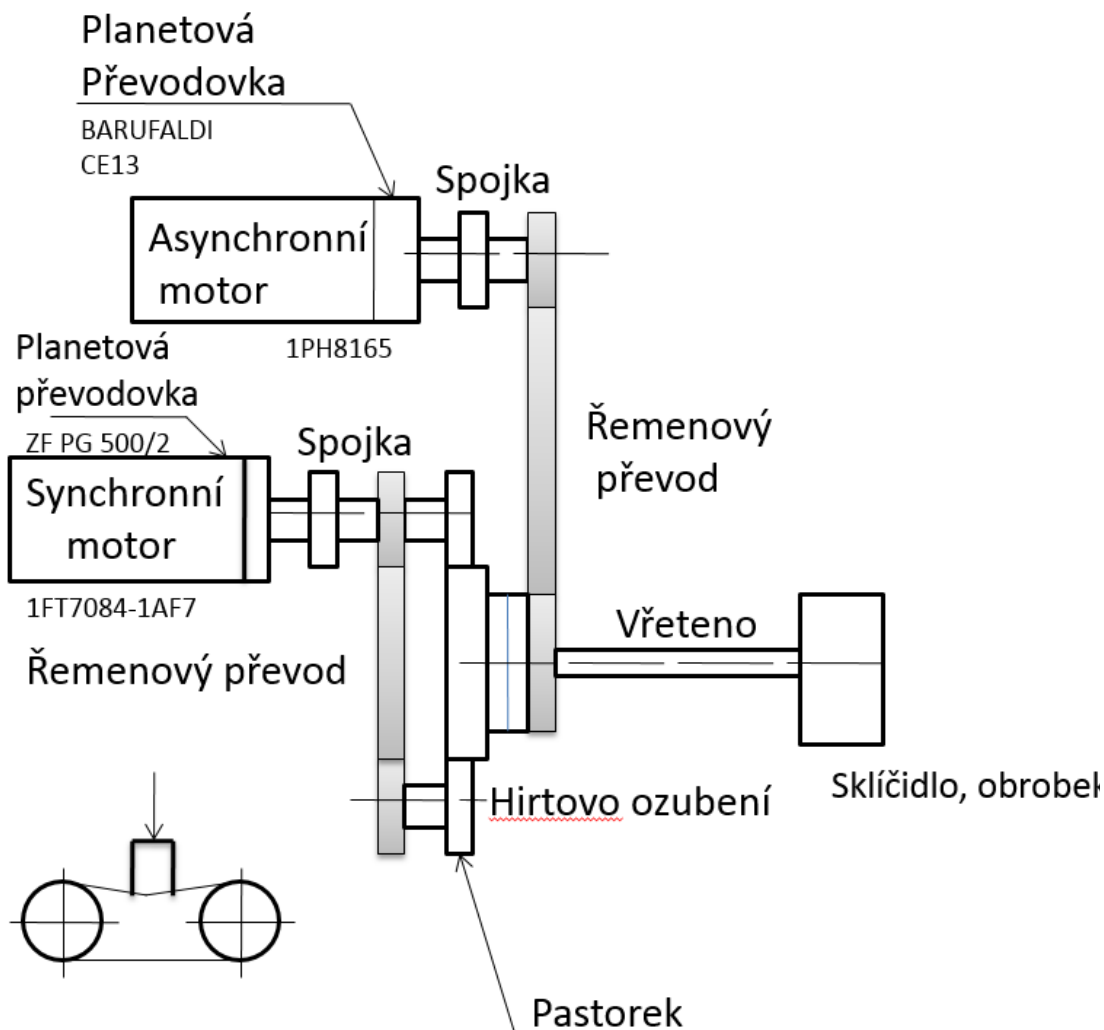
Tyto parametry byly vloženy do připraveného výpočtového programu v matlabu z předchozích variant.setrvačnosti jsou uvedeny v tab.4.2 Výsledky první vlastní frekvence v závislosti na momentu setrvačnosti jsou uvedeny v tab.4.6.

Moment setrvačnosti[kg.m <sup>2</sup> ]	0	150
1.vlastní frekvence [Hz]	13	12

Tab.4.6 Výsledky první vlastní frekvence

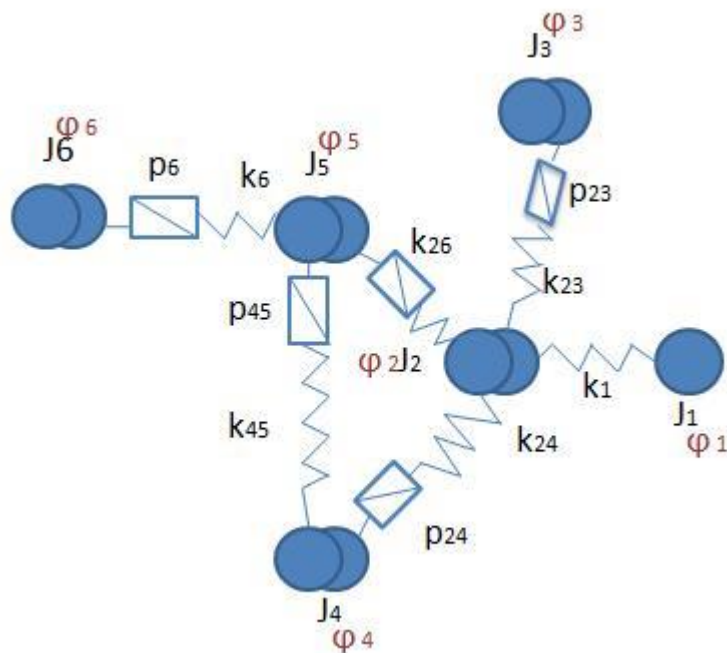


### 4.3 Varianta 3: Osa-C s předepnutým řemenem



Obr.4.6 Schéma varianty

Tento pohon je složen z synchronního motoru 1FT7084-1AF7 a asynchronního motoru 1PH8165. V režimu C osy je asynchronní motor odpojen spojkou. A předepnutím řemene je vymezena vůle v ozubení. Synchronní motor pohání spojku přes planetovou převodovku ZF PG 500/2. Nevýhodou vymezení vůle řemenem je, že se nepředepne uložení pastorku od synchronního motoru se spojkou, proto je nutno použít vhodný typ spojky bez vůle. V režimu soustružení je synchronní motor odpojen přes Hirtovo ozubení a vřeteno je naháněno asynchronním motorem, přes řaditelnou převodovku Barufaldi CE 13.



Obr.4.7 Náhradní model varianty 3

Určení jednotlivých momentů setrvačnosti

J	Součást	Vstupní hodnota [m]	Moment setrvačnosti [kg.m <sup>2</sup> ]
J <sub>1</sub>	Skříčidlo+1/2hřídele	D=0,2,d=0,135,l=0,55	0,49+2,5(skříčidlo)=2,99
J <sub>2</sub>	Velká řemenice +Náhonový věnec+1/2hřídele	Řemenice D=0,335,d=0,18,l=0,234 Věnec D=0,4,d=0,2,l=0,12	2,08+2,21=4,29
J <sub>3</sub>	Mala řemenice	D=0,193,l=0,234	0,25
J <sub>4</sub>	Pastorek+řemenice	2x(D=0,08 l=0,12)	0,008
J <sub>5</sub>	Pastorek+řemenice	2x(D=0,08 l=0,12)	0,008
J <sub>6</sub>	Motor+převodovka	Katalog	0,0045+0,0005=0,005

Tab.4.7 Hodnoty momentů setrvačnosti

Určení jednotlivých tuhostí pohonu, jsou tuhosti uvažovány stejně jako v předchozích řešeních.

K	Součást	Vstupní hodnota [m]	Tuhost [Nm/rad]
k <sub>1</sub>	Tuhost hřídele	Výpočet [3.66]	1e <sup>7</sup>
k <sub>23</sub>	Tuhost řemene	Katalog	3e <sup>5</sup>
K <sub>26</sub>	Tuhost soukolí	Změřená hodnota	9e <sup>4</sup>
K <sub>24</sub>	Tuhost soukolí	Změřená hodnota	9e <sup>4</sup>
K <sub>45</sub>	Tuhost řemene	Katalog	3e <sup>5</sup>
K <sub>6</sub>	Převodovka	Katalog	1,6e <sup>5</sup>

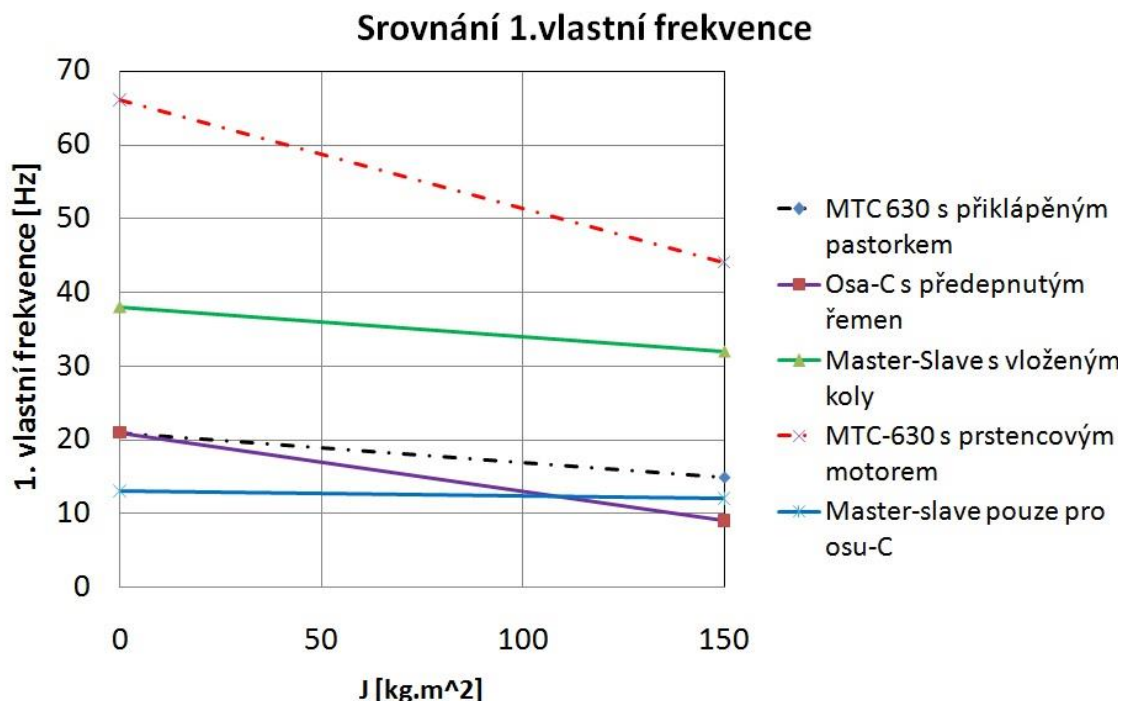
Tab.4.8 Hodnoty tuhostí

Tyto parametry byly vloženy do připraveného výpočtového programu v matlabu z předchozích variant. Výsledky první vlastní frekvence v závislosti na momentu setrvačnosti jsou uvedeny v tab.4.9.

Moment setrvačnosti[kg.m <sup>2</sup> ]	0	150
1.vlastní frekvence [Hz]	21	9

Tab.4.9 Výsledky první vlastní frekvence

## 4.4 Posouzení jednotlivých variant



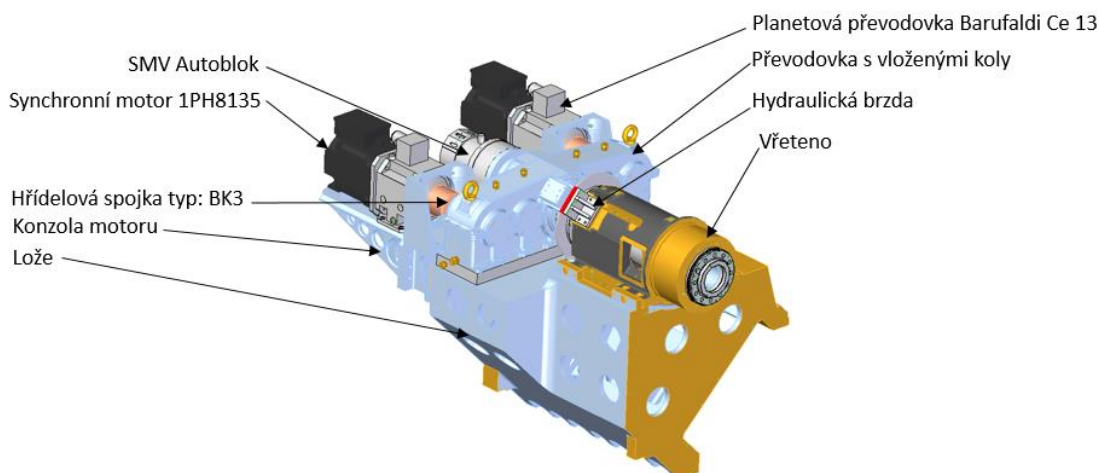
Graf 7.1 Srovnání 1. vlastní frekvence všech variant, při změně momentu setrvačnosti obrobku

V grafu 7.1 vidíme srovnání 1. vlastní frekvence původních pohonů a nově navržených. Na vertikální ose jsou vyneseny vlastní frekvence pohonu a na horizontální ose moment setrvačnosti obrobku. Z výsledku vyplývá, že dvě nově navržené varianty 2 a 3 (master-slave pouze pro osu-C, Osa-C s předepnutým řemenem), se umístili srovnatelně s původní variantou MTC 630-S přiklápěným pastorkem a varianta 1 (Master-slave s vloženými koly) se umístila mezi variantou s prstencovým motorem a ostatními variantami. Dále z grafu vyplývá, že varianta Master-slave s vloženými koly není tak citlivá na změnu momentu setrvačnosti oproti variantě s prstencovým motorem. Z toho plyne že master-slave vychází technicky zajímavě a cenově je možnost že vyjde levněji než řešení s prstencovým motorem. Proto toto řešení volím pro další konstrukční zpracování.

Samotné vyhodnocení je prezentováno jako porovnávání výsledků jednotlivých variant mezi sebou. Jedná se o výsledek simulace. Reálné hodnoty vlastních frekvencí mohou být ovlivněny skutečnou tuhostí ozubení.

## 5. Popis konstrukce

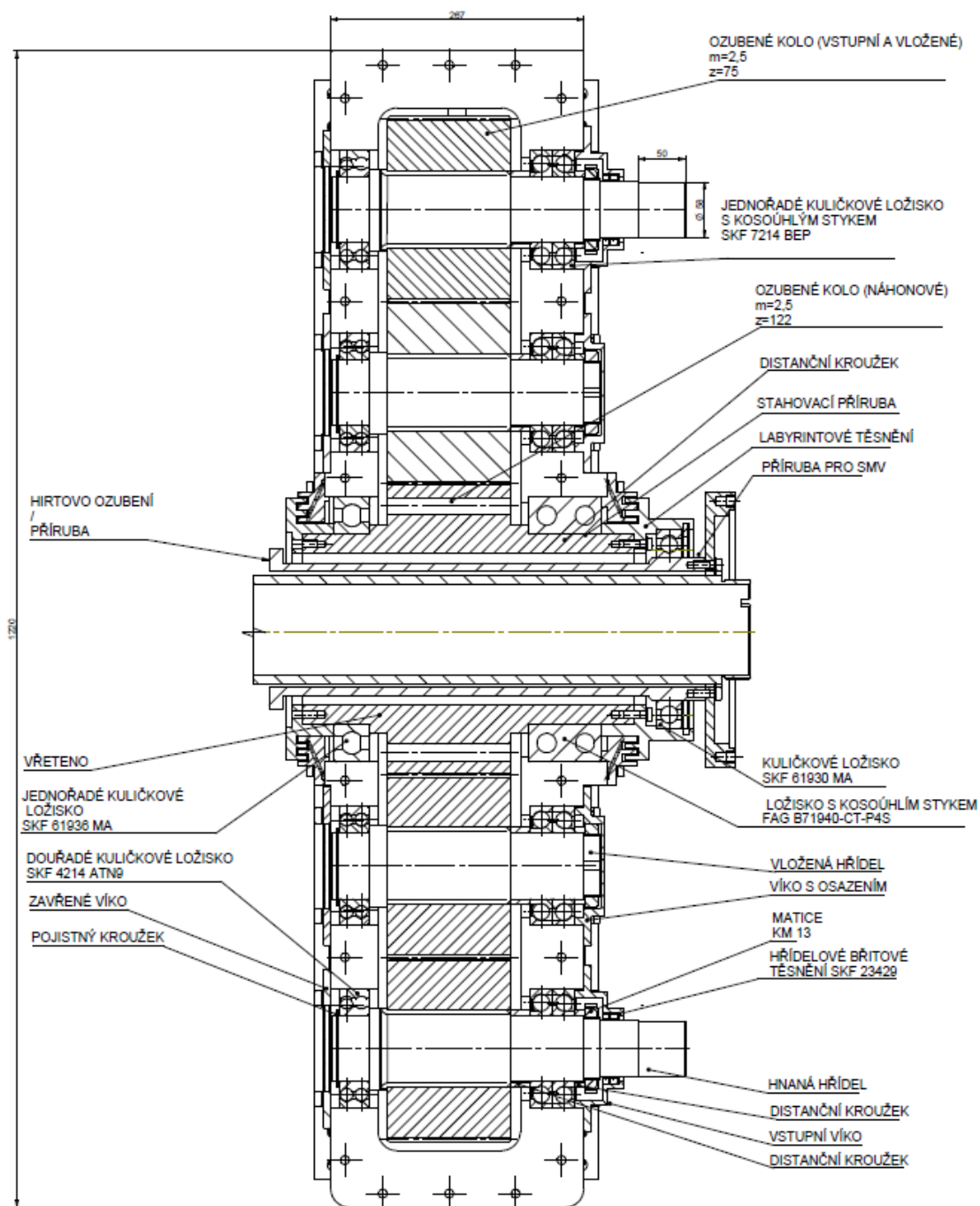
Konstrukce je složená z dvou synchronních motorů 1PH8133, které jsou spojeny s řaditelnými planetovými převodovkami CE 13. Ty umožňují řazení z 1:1 na 1:5. Tím se docílí změny výstupních parametrů (momentu a otáček). Toto přeřazení je nutné pro dodržení technologických požadavků, ze soustružení na hrubování a pro režim osy-C. Při režimu osy-C jsou motory vzájemně předepínány 30% svého výkonu. Díky předepnutí dojde k vymezení vůlí v celém uzlu a také v připojené převodovce s vloženými koly. Vložené kola jsou v převodovce z důvodu zástavbového prostoru, kdy bylo nutné mezi oba motory vložit upínací SMV autoblok. V převodovce je převodový poměr 1:6. Výstupní věnec z převodovky musel být průchozí  $\varnothing 135\text{mm}$  pro spojení upínacího SMV autobloku se sklíčidlem. Převodovka je spojena s motory prostřednictvím hřídelové spojky BK3 a s vřetenem přes přírubu. Pro velké obvodové rychlosti ozubení v převodovce jsou jednotlivá soukolí mazána olejovou mlhou. Mezi převodovkou a ložetem je vložena izolační deska pro potlačení prostupu tepla z převodovky do nosné struktury.



Obr.5.1 Celkový pohled na vřeteník s pohonem

Na obr.5.2 je vidět řez převodovkou s vloženými koly. Pastorky jsou uloženy na hřídelích v drážkovém spojení. Hřídele jsou uloženy v kuličkových ložiskách, kdy pro zachycení axiální síly od ozubení jsou použity párovaná ložiska s kosoúhlým stykem SKF 7214 BEP (na pravé straně). Druhý konec hřídelů je uložen v dvouřadém kuličkovém ložisku SKF 4214 ATN9. Ozubený věnec je uložen stejným způsobem. Pro upnutí obrobku je skrz převodovku veden upínač, který je podepřen kuličkovým ložiskem SKF 61930 MA. Pro velké obvodové rychlostiozubeného věnce, jsou jeho výstupy utěsněny labyrintovými těsněními, do kterého je přiváděn vzduch. Vstupní hřídele pastorků jsou utěsněny hřídelovým břitovým těsněním SKF 23429. Dotykové plochy mezi spodním a horním odlitkem převodové skříně jsou izolovány těsnícím tmelem High temp 650. Stejným způsobem jsou utěsněna i víčka.

;



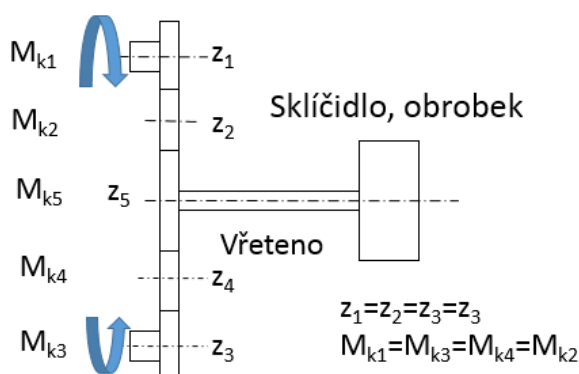
Obr.5.2 Řez převodovkou

## 6. Návrhové výpočty

### 6.1 Návrh převodu ozubenými koly

Volím motor 1PH8135, řaditelnou převodovku Barufaldi CE12 s převodem 1:1 a 1:5, převod v ozubení  $i_{25}=1,6z$  toho plyne celkový převod  $i_c=8$ . Převodový poměr mezi ozubenými koly je volen z důvodu, aby při zařazení 1:1 dosáhlo vřeteno vysokých otáček a při zařazení 1:5 dosáhlo vysokého kroutícího momentu.

Postup návrhu ozubených kol dle zdroje [5] [6].



$$m_{n25} = f_p \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{k1}}{(b_{WF} / m_n) \cdot \sigma_{FP} \cdot z_1}}$$

$(b_{WF} / m_n)$  -poměrná šířka ozubení,  $\sigma_{FP}$  -mez únavy v ohybu,  $f_p$  -součinitel povrchové úpravy kol,  $z_1$ -počet zubů na pastorku.

Počet zubů pastorku  $z_1=75$ , počet zubů věnce  $z_5=122$

Materiál kol volím

$$15\ 330 \Rightarrow \sigma_{FD} = 705\text{MPa}$$

Provozní součinitel dle  $K_F = K_A \cdot K_{H\beta}$

Nejprve vybereme koeficient  $K_A$  dle rovnoměrnosti chodu a poté odečteme za tabulky dle normy ČSN 014686-2



Plynulé zatěžování	Elektromotor, parní turbína, plynová turbína
Malá nerovnoměrnost	Hydromotor, parní turbína, plynová turbína
Střední nerovnoměrnost	Víceválcový spalovací motor
Velká nerovnoměrnost	Jednoválcový spalovací motor

Tab.6.1 výtah z ČSN 01 4686-2 - Nerovnoměrnost hnacích strojů

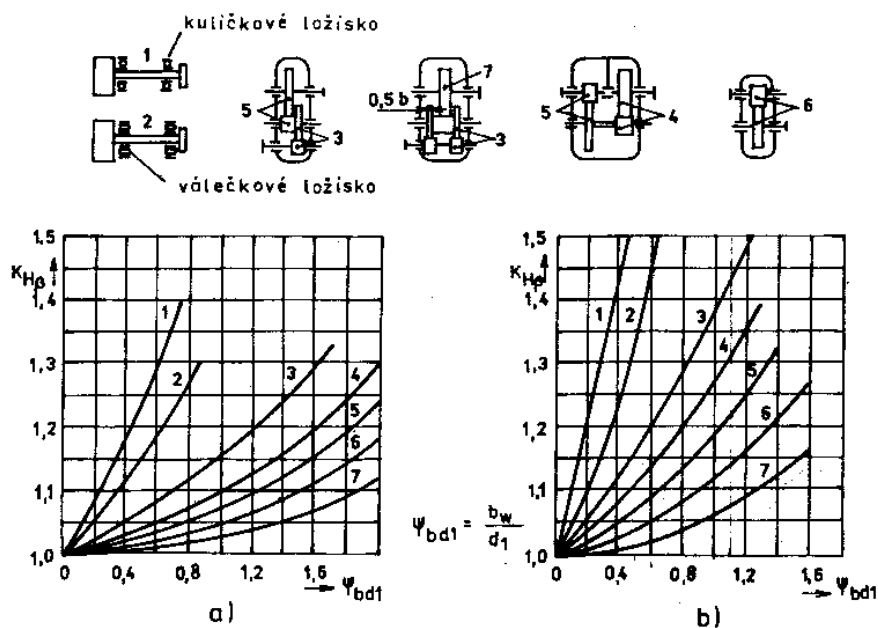
Bez rázů	Generátor, dopravník (pásový, deskový, šnekový), lehký výtah, soukolí posuvu obráběcího stroje, větrák, turbodmychadlo, turbokompresor, míchadlo na materiál konstantní hustoty.
Malé rázy	Generátor, zubové čerpadlo, rotační čerpadlo.
Střední rázy	Hlavní pohon obráběcího stroje, těžký výtah, otoč jeřábu, důlní větrák, míchadlo na materiál s proměnnou hustotou, víceválcové pístové čerpadlo, napáječka.
Velké rázy	Lis, kalandr na pryž, válcovací stolice, lopatové rýpadlo, těžká odstředivka, těžká napáječka, vrtná souprava, briketovací lis, hnětací stroj.

Tab.6.2 výtah z ČSN 01 4686-2 - Nerovnoměrnost hnaných strojů

$K_A$	Nerovnoměrnost zatěžování <b>hnaným</b> strojem			
	Bez rázů	Malé rázy	Střední rázy	Velké rázy
Nerovnoměrnost zatěžování <b>hnacím</b> strojem				
Plynulé zatěžování	1,00	1,25	1,50	1,75
Malá nerovnoměrnost	1,10	1,35	1,60	1,85
Střední nerovnoměrnost	1,25	1,50	1,75	2,00
Velká nerovnoměrnost	1,50	1,75	2,00	2,25

Tab.6.3  $K_A$  podle ČSN 014686-2

Nyní odečteme  $K_{H\beta}$  z grafu a). typ převodu 6



Obr. 1. Schémata a diagramy pro stanovení orientačních hodnot  $K_{H\beta}$ . (čísla u křivek odpovídají uvedeným schématům uspořádání ozubeného převodu).

Obr. 1a) pro tvrdost boků zubů pastorku nebo kola  $V_{HV} \leq 350 \text{ HV}$

Obr. 1b) pro tvrdost boků zubů pastorku nebo kola  $V_{HV} > 350 \text{ HV}$

Obr.6 1 Grafy pro odečtení  $K_{H\beta}$

Výpočet  $K_F$

$$K_F = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,75 \cdot 1,25 = 2,19$$

Materiál kol volím

$$15 \text{ 330} \Rightarrow \sigma_{FD} = 705 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{f \text{ lim } b} = 0,6 \cdot 705 = 423 \text{ MPa}$$

Poměrná šířka dle ČSN 01 4686

$$b_{WF} / m_n = 20$$

Počet zubů pastorku volím

$$z_1 = 73$$

Výpočet modulu

$$m_{n12} = f_p \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot M_{kI}}{(b_{WF} / m_n) \cdot \sigma_{FP} \cdot z_1}} = 18 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,19 \cdot 930}{20 \cdot 423 \cdot 73}} = 2,48 \text{ mm} \quad (6.1.1)$$

$$m_{n12} = 2,5 \text{ mm}$$

Převodové číslo

$$u = \frac{122}{75} = 1,62 \quad (6.1.2)$$

Čelní modul

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{2,5}{\cos 10^\circ} = 2,53 \text{ mm} \quad (6.1.3)$$

Čelní úhel záběru

$$\alpha_t = \arctang\left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}\right) = \arctang\left(\frac{\tan 20^\circ}{\cos 10^\circ}\right) = 20,304^\circ \quad (6.1.4)$$

Úhel záběru

$$\alpha_{tw} = \alpha_t = 20,304^\circ \quad (6.1.5)$$

Normální rozteč

$$p_t = \pi \cdot m_n = \pi \cdot 2,5 = 7,85 \text{ mm} \quad (6.1.6)$$

Průměry roztečných kružnic pastorku  $d_1$  a věnce  $d_2$

$$d_1 = z_1 \cdot m_t = 75 \cdot 2,53 = 190,355 \text{ mm} \quad (6.1.7)$$

$$d_2 = z_2 \cdot m_t = 122 \cdot 2,53 = 309,645 \text{ mm} \quad (6.1.8)$$

Roztečná osová vzdálenost mezi vloženým kolem a náhonovým věncem.

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{190,355 + 309,645}{2} = 250 \text{ mm} \quad (6.1.9)$$

Roztečná osová vzdálenost mezi náhonovým pastorkem a vloženým kolem.

$$a_v = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{190,355 + 190,355}{2} = 190,355 \text{ mm} \quad (6.1.10)$$

Průměry základních kružnic pastorku a kola.

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha_t = 190,355 \cdot \cos 20,304^\circ = 178,553 \text{ mm} \quad (6.1.11)$$

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha_t = 309,645 \cdot \cos 20,304^\circ = 290,447 \text{ mm} \quad (6.1.12)$$

Výška hlavy zubu  $h_a$ , výška paty zubu  $h_f$ , výška zubu  $h$

$$h_a = m_n = 2,5 \text{ mm} \quad (6.1.13)$$

$$h_f = 1,25 \cdot m_n = 1,25 \cdot 2,5 = 3,125 \text{ mm} \quad (6.1.14)$$

$$h = h_a + h_f = 2,5 + 3,125 = 5,625 \text{ mm} \quad (6.1.15)$$

Průměry hlavových kružnic pastorku  $d_{a1}$  a věnce  $d_{a2}$

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a = 190,355 + 2 \cdot 2,5 = 195,355 \text{ mm} \quad (6.1.16)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a = 309,645 + 2 \cdot 2,5 = 314,645 \text{ mm} \quad (6.1.17)$$

Dráha záběru  $g_\alpha$

$$\begin{aligned} g_\alpha &= \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - 2a \cdot \sin \alpha_{tw}}{2} \\ &= \frac{\sqrt{195,355^2 - 178,553^2} + \sqrt{314,645^2 - 290,447^2} - 2 \cdot 250 \cdot \sin 20,304^\circ}{2} \quad (6.1.18) \\ &= 13,383 \text{ mm} \end{aligned}$$

Základní rozteč  $p_{bt}$

$$p_{bt} = p_t \cdot \cos \alpha_t = 7,969 \cdot \cos 20,304^\circ = 7,475 \text{ mm} \quad (6.1.19)$$

Součinitel záběru profilu  $\varepsilon_\alpha$ , kroku  $\varepsilon_\beta$  a celkový součinitel záběru  $\varepsilon_\gamma$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{p_{bt}} = \frac{13,383}{7,475} = 1,79 \quad (6.1.20)$$

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b \cdot \tan \beta}{p_t} = \frac{130 \cdot \tan 10^{\circ}}{7,969} = 2,87 \quad (6.1.21)$$

$$\varepsilon_{\gamma} = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta} = 1,79 + 2,87 = 4,66 \quad (6.1.22)$$

Obvodová rychlost na roztečné kružnici pastorku  $v$

$$v = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 2650 \cdot 190,355}{60 \cdot 1000} = 26,399 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.1.23)$$

Obvodová síla

$$F_t = \frac{1000 \cdot P}{v} = \frac{1000 \cdot 34,1}{60 \cdot 1000} = 1291 \text{ N} \quad (6.1.24)$$

Výpočet průměru hřídele pastorku

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M k_l}{\pi \cdot \tau_{DI}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 930 \cdot 10^3}{\pi \cdot 50}} = 57,4 \text{ mm} \quad \text{volím} \Rightarrow d = 70 \text{ mm} \quad (6.1.25)$$

Výpočet korekce pro úpravu osové vzdálenosti náhonového pastorku a vloženého pastorku.

Úhel záběru v čelní rovině.

$$\alpha_t = \arctang\left(\frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}\right) = \arctang\left(\frac{\tan 20^{\circ}}{\cos 10^{\circ}}\right) = 20,304^{\circ} \quad (6.1.26)$$

Úhel záběru v čelní rovině valivý.

$$\alpha_{tw} = \arccos\left[\frac{z_1 + z_2}{2} \cdot \frac{mn}{\cos \beta} \cdot \cos \alpha_t\right] = \left[\frac{75 + 75}{2} \cdot \frac{2,5}{\cos 10^{\circ}} \cdot \cos 10^{\circ}\right] \quad (6.1.27)$$

$$= 19,9^{\circ}$$

Korekce ozubení.

$$x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_n} (\operatorname{inv} \alpha_{tw} - \operatorname{inv} \alpha_t) = \quad (6.1.28)$$

$$= \frac{75 + 75}{2 \cdot \operatorname{tg} 20^{\circ}} (0,0175 - 0,0150) = 0,23$$

Pro náhonový pastorek volím korekci  $X_1=0,35$ , vložený pastorek bude nekorigovaný  $X_2=0$ . Osová vzdálenost mezi náhonovým pastorkem a vloženým pastorkem je tedy  $a_v = 190 \text{ mm}$ .

## 6.2 Výpočet bezpečnostiozubeného soukolí dle ISO

Při otáčení ozubeného soukolí dochází k jeho cyklickému namáhání. Poruchy ozubených kol se většinou projevují poškozením povrchu zubů, vzniklé opotřebením nebo otěrem. To indikuje vznik únavových trhlin. Dalším hlediskem je únosnost zubu v ohybu, kdy dochází k přetížení a odstřížení zubu. Proto je potřeba ozubené kola kontrolovat ze dvou hledisek.

### 1). Únosnost boků zubů v dotyku

Únosnost týkající se stykových povrchů zubů, musí zajistit dostatečnou bezpečnost proti vzniku pittingu (jamek), která se projevuje odlamováním částic na kontaktním povrchu části zubu.

### 2). Únosnost zubů v ohybu

Únosnost týkající se patního přechodu zubu, kde se koncentruje napětí vzniklé zatížením ozubeného kola. Tím dochází k únavovému lomu, který je způsoben šířením trhliny v patě zubu.

Výpočet bezpečnosti v dotyku a ohybu dle ISO jsou prováděny dle zdroje [5]. Odkazy na jednotlivé obrázky a tabulky jsou brány z tohoto zdroje.

### Výpočet bezpečnosti v dotyku dle ISO

Výpočet meze únavy pro pastorek  $\sigma_{hlim1}$  a věnec  $\sigma_{hlim2}$ . Pomocné součinitele A a B pro tvářené oceli k zušlechťování kvality ME určíme podle tab. A-34.

$$\sigma_{hlim1} = A \cdot H_1 + B = 2,213 \cdot 300 + 260 = 923,9 \text{ MPa} \quad (6.2.1)$$

$$\sigma_{hlim2} = A \cdot H_2 + B = 2,213 \cdot 250 + 260 = 813,25 \text{ MPa} \quad (6.2.2)$$

Dále určíme jednotlivé koeficienty pro výpočet nominálního napětí v dotyku  $\sigma_{ho}$ .

$$\beta_b = \arcsin(\sin\beta \cdot \cos\alpha_n) = \arcsin(\sin 10^\circ \cdot \cos 20^\circ) = 18,63^\circ \quad (6.2.3)$$

Součinitel tvaru spolu zabírajících zubů  $Z_H$

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos\beta_b \cdot \cos\alpha_{tw}}{\cos^2\alpha_t \cdot \sin\alpha_{tw}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos 18,63^\circ \cdot \cos 20,304^\circ}{\cos^2 20,304^\circ \cdot \sin 20,304^\circ}} = 2,82 \quad (6.2.4)$$

Součinitel mechanických vlastností materiálů spolu zabírajících ozubených kol  $Z_E$  je stanoven z tab. 14-7  $Z_E=189,8$  MPa

Součinitel součtové délky dotykových křivek boků  $Z_\varepsilon$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,79}} = 0,747 \quad (6.2.5)$$

Součinitel sklonu zubu  $Z_\beta$

$$Z_\beta = \sqrt{\cos\beta} = \sqrt{\cos 10^\circ} = 0,992 \quad (6.2.6)$$

Výpočet nominálního napětí v dotyku

$$\begin{aligned} \sigma_{ho} &= Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_E \cdot Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} = \\ &= 2,82 \cdot 0,747 \cdot 189,8 \cdot 0,992 \sqrt{\frac{1291}{130 \cdot 190,355} \cdot \frac{1,62+1}{1,62}} = 115,204 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (6.2.7)$$

Nyní určíme jednotlivé součinitele pro výpočet napětí v dotyku. Pro pastorek  $\sigma_{h1}$  a pro věnec  $\sigma_{h2}$ .

Součinitel jednopárového záběru pro šikmé zuby  $Z_B = Z_\sigma = 1$  pro pastorek i kolo. Pro určení součinitele vnějších sil  $K_v$ , je nutné vypočítat součinitele A, B.

$$B = 0,25 \cdot (Q_{iso} - 4)^{\frac{2}{3}} = 0,25 \cdot (5 - 4)^{\frac{2}{3}} = 1 \quad (6.2.8)$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - B) = 50 + 56 \cdot (1 - 1) = 50 \quad (6.2.9)$$

$$K_v = \left( \frac{A + \sqrt{200 \cdot v}}{A} \right)^B = \left( \frac{50 + \sqrt{200 \cdot 26,399}}{50} \right)^1 = 2,45 \quad (6.2.10)$$

Před stanovením součinitele nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce  $K_{H\beta}$ . Je nutné provést několik výpočtů.

Střední obvodová síla

$$F_m = F_t \cdot K_A \cdot K_v = 1291,71,75 \cdot 2,45 = 5545,55 \text{ N} \quad (6.2.11)$$

Střední měrná tuhost zubů  $c_\gamma = 20 \cdot \text{N} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot \mu\text{m}^{-1}$ . Průměr hřídele v místě pastorku  $d_{sh} = 70 \text{ mm}$ .

Určení poměru roztečné kružnice pastorku a průměru hřídele

$$\frac{d_1}{d_{sh}} = \frac{190,355}{70} = 2,72 \quad (6.2.12)$$

Stanovení úchytky dotykové křivky způsobené deformací hřídelů a kol od jednotkového měrného zatížení  $f_{sh0}$ .

$$f_{sh0} = 0,023 \cdot \left( \frac{b}{d_1} \right)^2 = 0,023 \cdot \left( \frac{130}{190,355} \right)^2 = 0,019 \text{ N}^{-1} \cdot \text{mm} \cdot \mu\text{m} \quad (6.2.13)$$

Odchytka dotykové křivky způsobené deformací hřídelů a kol  $f_{sh}$

$$f_{sh} = f_{sh0} \cdot \frac{F_m}{b} = 0,019 \cdot \frac{5545,549}{130} = 0,597 \mu\text{m} \quad (6.2.14)$$

Výrobní úchytky dotykové křivky je stanovena z tab. A-35 v [5].

$$f_{ma} = f_{H\beta} = 8,5 \mu\text{m} \quad (6.2.15)$$

Výpočet počáteční  $F_{\beta x}$ .

$$F_{\beta x} = 1,33 \cdot f_{sh} + f_{ma} = 1,33 \cdot 0,597 + 8,5 = 9,294 \mu\text{m} \quad (6.2.16)$$



Stanovení snížení dotykové křivky opotřebení při záběru z obr.14-4v [5]. Pro pastorek  $y_{\beta 1} = 3\mu m$  a pro věnec  $y_{\beta 2} = 3,5\mu m$ . Potom můžeme vypočítat průměr odchylek  $y_{\beta}$ .

$$y_{\beta} = \frac{y_{\beta 1} + y_{\beta 2}}{2} = \frac{3 + 3,5}{2} = 3,25 \mu m \quad (6.2.17)$$

Celková úchylka dotykové křivky.

$$F_{\beta y} = F_{\beta x} - y_{\beta} = 9,294 - 3,25 = 6,044 \mu m \quad (6.2.18)$$

Pro další výpočet se díky podmínce  $F_m/b = 42,65 < 100 N.mm^{-1}$ , uvažuje  $F_m/b = 100 N.mm^{-1}$

Nyní vyjádříme podmínku pro stanovení  $K_{H\beta}$

$$\frac{F_{\beta y} \cdot c\gamma}{2 \cdot \frac{F_m}{b}} = \frac{6,044 \cdot 20}{2 \cdot 100} = 0,604 < 1 \quad (6.2.19)$$

Rovnice součinitele nerovnoměrnosti zatížení zubů  $K_{H\beta}$

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{F_{\beta y} \cdot c\gamma}{2 \cdot \frac{F_m}{b}} = 1 + \frac{6,044 \cdot 20}{2 \cdot 100} = 1,604 \quad (6.2.20)$$

Před stanovením součinitele nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce  $K_{H\alpha}$ . Je nutné provést několik výpočtů.

Mezní úchylka rozteče  $f_{pt}$ , vychází z tab. A-36v [5].  $f_{pt} = 6,5 \mu m$ . Mezní úchylka základní rozteče  $f_{pb} = f_{pt} \cdot \cos \alpha_t = 6,5 \cdot \cos 20,304^\circ = 6,097 \mu m$ . Z obr.14-8v [5] odečteme snížení úchyly základní rozteče od opotřebení při záběru. Pro pastorek  $y_{\alpha 1} = 1 \mu m$  a pro věnec  $y_{\alpha 2} = 1,3 \mu m$ .

Pro rozdílné materiály potom platí celková úchylka, z průměrů jednotlivých úchylek.

$$y_{\alpha} = \frac{y_{\alpha 1} + y_{\alpha 2}}{2} = 1,15 \mu m \quad (6.2.21)$$

Směrodatná obvodová síla  $F_{tH}$

$$F_{tH} = F_t \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} = 12191,71 \cdot 1,175 \cdot 2,45 \cdot 1,604 = 8897,44 \text{ N} \quad (6.2.22)$$

Pomocný součinitel  $q_\alpha$

$$q_\alpha = \frac{c\gamma(f_{pb} - \gamma_\alpha)}{\frac{F_{tH}}{b}} = \frac{20 \cdot (6,097 - 1,15)}{\frac{8897,44}{130}} = 1,44 \quad (6.2.23)$$

Součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů  $K_{H\alpha}$

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

$$= 0,9 + 0,4 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (4,66 - 1)}{4,66}} \cdot 1,44 = 1,62 \quad (6.2.24)$$

Ověření nutné podmínky

$$\frac{\varepsilon_\gamma}{\varepsilon_\alpha \cdot Z_\varepsilon^2} = \frac{4,66}{1,79 \cdot 0,747^2} = 4,66 > 1,62 \Rightarrow K_{H\alpha} = 1,62 \quad (6.2.25)$$

Výpočet napětí dotyku pro pastorek  $\sigma_{h1}$  a pro věnec  $\sigma_{h2}$ .

$$\sigma_{h1} = Z_B \cdot \sigma_{h0} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} = 1.115,204 \cdot \sqrt{1,75 \cdot 2,45 \cdot 3,44 \cdot 1,6} =$$

$$= 561,207 \text{ MPa} \quad (6.2.26)$$

$$\sigma_{h2} = Z_B \cdot \sigma_{h0} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} = 1.115,204 \cdot \sqrt{1,75 \cdot 2,45 \cdot 3,44 \cdot 1,6} =$$

$$= 561,207 \text{ MPa} \quad (6.2.27)$$

Nyní je potřeba vypočítat přípustné napětí v dotyku  $\sigma_p$ , při čemž musí být splněna podmínka  $\sigma_h < \sigma_p$ . Před výpočtem přípustného napětí je potřeba stanovit několik součinitelů a doprovodných výpočtů.

Součinitel obvodové rychlosti  $Z_v$ , součinitel maziva  $Z_L$  a součinitel drsnosti zubů  $Z_r$  souhrně vyjadřují vliv mazací vrstvy. A jejich součin je roven 0,92.

Drsnost boků zubů je vyjádřena parametry pro pastorek  $Ra_1 = 0,8 \mu m$  a pro věnec  $Ra_2 = 0,8 \mu m$ .

Průměrná výška prvků profilu boku zubu pastorků a věnce vychází ze vztahu  $R_{ZISO1,2} = Ra_{12} \cdot 6 = 0,8 \cdot 6 = 4,8 \mu m$

Dále určíme poloměry křivosti pro pastorek  $\rho_1$  a pro věnec  $\rho_2$ .

$$\rho_1 = 0,5 \cdot d_{b1} \cdot \tan \alpha_{wt} = 0,5 \cdot 178,553 \cdot \tan 20,304^\circ = 32,943 \text{ mm} \quad (6.2.28)$$

$$\rho_2 = 0,5 \cdot d_{b2} \cdot \tan \alpha_{wt} = 0,5 \cdot 290,447 \cdot \tan 20,304^\circ = 53,587 \text{ mm} \quad (6.2.29)$$

Výsledný redukovaný poloměr křivosti.

$$\rho_{red} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} = \frac{32,943 \cdot 53,587}{32,943 + 53,587} = 20,401 \text{ mm} \quad (6.2.30)$$

Průměrná relativní výška prvků profilů boků zubů soukolí.

$$R_{Z10} = \frac{R_{ZISO1} + R_{ZISO2}}{2} \cdot \sqrt{\frac{10}{\rho_{red}}} = \frac{4,8 + 4,8}{2} \cdot \sqrt{\frac{10}{20,401}} = 3,361 \mu m \quad (6.2.31)$$

Zjistíme součinitel tvrdosti  $Z_w$  pro měkčí materiál, tedy kolo, kde tvrdost na povrchu  $H_2 = 250 \text{ HV}$ ,  $H_{B2} = 238 \text{ HB}$ .

$$Z_w = 1,2 \cdot \frac{H_{B2} - 130}{1700} = 1,2 \cdot \frac{238 - 130}{1700} = 1,136 \quad (6.2.32)$$

Součinitel velikosti  $Z_x=1$ , součinitel počtu cyklů  $Z_{NT1}=1$  pastorku pro  $10^9$ , zvolíme nejmenší hodnotu součinitele bezpečnosti v dotyku  $S_{hmin}=1,1$ .

Nyní stanovíme přípustné napětí v dotyku pro pastorek  $\sigma_{h1}$  a věnec  $\sigma_{h2}$ .

$$\begin{aligned} \sigma_{h1} &= \frac{\sigma_{hlim1} \cdot Z_{NT1}}{S_{Hmin}} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_R = \frac{923,91}{1,1} \cdot 0,92 \cdot 1,13 \cdot 1 = \\ &= 743,283 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (6.2.33)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{h2} &= \frac{\sigma_{hlim2} \cdot Z_{NT2}}{S_{Hmin}} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_R = \frac{813,251}{1,1} \cdot 0,92 \cdot 1,13 \cdot 1 = \\ &= 654,264 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (6.2.34)$$

Následně dopočteme součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů pro pastorek  $S_{H1}$  a pro věnec  $S_{H2}$ .

$$S_{H1} = \frac{\sigma_{Hlim1} \cdot Z_{NT1}}{S_{hmin}} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_R = \frac{923,9.1}{1,1} \cdot 0,92.1,13.1 = 1,45 \quad (6.2.35)$$

$$S_{H2} = \frac{\sigma_{Hlim2} \cdot Z_{NT1}}{S_{hmin}} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_R = \frac{813,25.1}{1,1} \cdot 0,92.1,13.1 = 1,28 \quad (6.2.36)$$

Při minimálním bezpečnosti  $S_H = 1$  bezpečnosti  $S_{H1}$  a  $S_{H2}$  vyhovují.

### Výpočet bezpečnosti v ohybu dle ISO

Stanovení nejmenší hodnotu součinitele bezpečnosti v ohybu  $S_{fmin}=1,2$ . Pomocné součinitele A a B pro tvářené oceli k zušlechťování kvality ME určíme podle tab. A-34v [5].

Výpočet meze únavy pro pastorek  $\sigma_{Flim1}$  a pro věnec  $\sigma_{Flim2}$ .

$$\sigma_{Flim1} = A \cdot H_1 + B = 0,358.300 + 231 = 338,4 \text{ Mpa} \quad (6.2.36)$$

$$\sigma_{Flim2} = A \cdot H_2 + B = 0,358.250 + 231 = 320,5 \text{ MPa} \quad (6.2.37)$$

Dále určíme mez únavy v ohybu referenčního ozubeného kola pro pastorek  $\sigma_{fe1}$  a pro věnec  $\sigma_{fe2}$ . Součinitel koncentrace  $Y_{ST} = 2$ .

$$\sigma_{FE1} = \sigma_{Flim1} \cdot Y_{ST} = 338,4.2 = 676,8 \text{ MPa} \quad (6.2.38)$$

$$\sigma_{FE2} = \sigma_{Flim2} \cdot Y_{ST} = 320,5.2 = 641 \text{ MPa} \quad (6.2.39)$$

Před stanovením přípustného napětí v ohybu pro pastorek  $\sigma_{FP1}$  a pro věnec  $\sigma_{FP2}$ . Je nutné stanovit několik koeficientů. Součinitel  $Y_{NT} = 1$ , pro cykly  $10^9$  z obr.14-23. Poměrný součinitel vrubové houževnatosti  $Y_{\delta reLT}=1$ . Drsnost patního přechodu volím  $Ra=3,2\mu m$ . A součinitel drsnosti patního přechodu zubu  $Y_{ReLT}=0,9$ . Součinitel velikosti  $Y_x=1$ .

Vypočteme průměrnou výšku prvků profilů

$$R_Z = Ra \cdot 6 = 2,2 \cdot 6 = 19,2 \mu m \quad (6.2.40)$$

Hodnota přípustného napětí v ohybu. Pro pastorek  $\sigma_{FP1}$  a pro věnec  $\sigma_{FP2}$ .

$$\sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{FE1} \cdot Y_{NT1}}{S_{Fmin}} \cdot Y_X \cdot Y_{\delta reLT} \cdot Y_{RreLT} = \frac{678,8.1}{1,1} \cdot 1.1.0.9 = 507,6 MPa \quad (6.2.41)$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{FE2} \cdot Y_{NT2}}{S_{Fmin}} \cdot Y_X \cdot Y_{\delta reLT} \cdot Y_{RreLT} = \frac{641,1}{1,1} \cdot 1.1.0.9 = 480,6 MPa \quad (6.2.42)$$

Dále určíme nominální napětí ohybu v patě zubu pro pastorek  $\sigma_{F01}$  a pro věnec  $\sigma_{F02}$ . Nejprve musíme určit jednotlivé součinitele.

Počet zubů virtuálního kola, pro pastorek  $Z_{N1}$  a pro věnec  $Z_{N2}$ .

$$Z_{N1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{75}{\cos^3 10} = 78,48 \quad (6.2.43)$$

$$Z_{N2} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{122}{\cos^3 10^\circ} = 127,66 \quad (6.2.44)$$

Součinitele tvaru zubu při působení síly na špičku zubu pro pastorek  $Y_{Fa1}=1,58$  a pro věnec  $Y_{Fa1}=1,5$  z obr.14-17. Součinitele koncentrace napětí při působení síly na špičku zubu pro pastorek  $Y_{Sa1}=1,75$  a pro kolo  $Y_{Sa2}=1,4$ .

Uurčíme součinitel vlivu záběru profilu.

$$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_a} \cos^2 \beta_b = 0,25 \cdot \frac{0,75}{1,79} \cos^2 18,63^\circ = 0,625 \quad (6.2.45)$$

Součinitel sklonu zubu.

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120^\circ} = 1 - 2,87 \cdot \frac{10}{120} = 0,760 \quad (6.2.46)$$

Pro  $\varepsilon_\gamma \geq 2$  je součinitel podílu zatížení jednotlivých zubů pro ohyb  $K_{F\alpha}$ .

$$K_{F\alpha} = 0,9 + 0,4 \sqrt{\frac{2 \cdot (\varepsilon_\gamma - 1)}{\varepsilon_\gamma}} \cdot q_\alpha = 0,9 + 0,4 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (4,66 - 1)}{4,66}} \cdot 1,44$$

$$= 1,62 \quad (6.2.47)$$

Ověření limitní podmínky pro ohyb.

$$\frac{\varepsilon_\gamma}{\varepsilon_\alpha \cdot Y_\varepsilon} = \frac{4,66}{1,79 \cdot 0,625} = 4,16 > 1,62 \Rightarrow K_{H\alpha} = 1,62 \quad (6.2.48)$$

Napětí v dotyku pro pastorek  $\sigma_{F01}$  a pro věnec

$$\sigma_{F01} = \frac{F_{th}}{b \cdot m_n} \cdot Y_{Fa1} \cdot Y_{Sa1} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta = \frac{8897,4}{130 \cdot 2,5} \cdot 1,58 \cdot 1,75 \cdot 0,63 \cdot 0,76 =$$

$$= 36,03 \text{ MPa} \quad (6.2.49)$$

$$\sigma_{F02} = \frac{F_{th}}{b \cdot m_n} \cdot Y_{Fa2} \cdot Y_{Sa2} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta = \frac{8897,4}{130 \cdot 2,5} \cdot 1,5 \cdot 1,4 \cdot 0,63 \cdot 0,76 =$$

$$= 27,34 \text{ MPa} \quad (6.2.50)$$

Stanovení napětí v ohybu v patě zubu. Nejprve se potřeba stanovit potřebné součinitele. Součinitel vnějších dynamických sil  $K_A=1$ . Součinitel vnitřních dynamických sil stejně jako pro dotyk  $K_V=2,45$ .

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů  $K_{F\beta}$ . Se určí pomocí exponentu  $N_{Fa}$   $K_{H\beta}$ .

$$N_F = \frac{\left(\frac{b}{h}\right)^2}{1 + \frac{b}{h} + \left(\frac{b}{h}\right)^2} = \frac{\left(\frac{130}{5,6}\right)^2}{1 + \frac{130}{5,6} + \left(\frac{130}{5,6}\right)^2} = 0,16 \quad (6.2.51)$$

$$K_{F\beta} = K_{H\beta}^{N_F} = 1,6^{0,16} = 1,08 \quad (6.2.52)$$

Nyní vypočteme napětí v ohybu v patě zubu pro pastorek a věnec.

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F01} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} = 36,03 \cdot 1,2 \cdot 4,1 \cdot 1,62 \cdot 1,08 = 155,37 \text{ MPa} \quad (6.2.53)$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F02} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} = 27,34 \cdot 1,2 \cdot 4,1 \cdot 1,62 \cdot 1,08 = 117,99 \text{ MPa} \quad (6.2.54)$$

Výpočet součinitele bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu pro pastorek a věnec.

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{FE1} \cdot Y_{NT1}}{\sigma_{F1}} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_x = \frac{678,8,1}{155,37} \cdot 1,0,9,1 = 3,92 \quad (6.2.55)$$

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{FE2} \cdot Y_{NT2}}{\sigma_{F2}} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_x = \frac{641,1}{117,99} \cdot 1,0,9,1 = 4,89 \quad (6.2.56)$$

Při minimálním bezpečnosti  $S_H = 1,1$  bezpečnosti  $S_{F1}$  a  $S_{F2}$  vyhovují.

### 6.3 Síly v ozubených kolech

Kolo 1 působí na kolo 2 tečnou silou danou přenášeným výkonem a otáčkami[5]

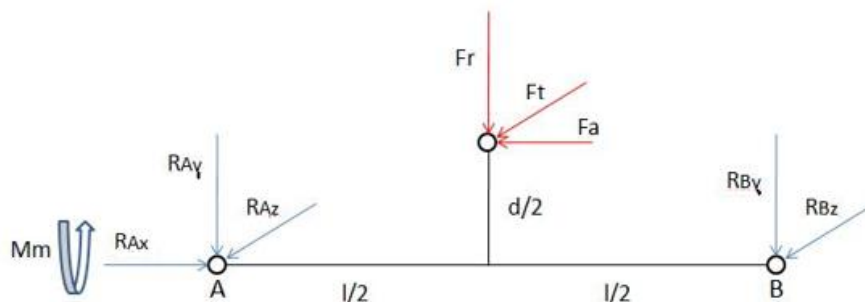
$$F_t = \frac{P}{v} = \frac{34,1 \cdot 10^3}{26,4} = 1291 N \quad (6.3.1)$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta_w = 1291 \cdot \tan 10^\circ = 232,4 N \quad (6.3.2)$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_t = 1291 \cdot \tan 20,304^\circ = 477,7 N \quad (6.3.3)$$

### 6.4 Výpočet reakcí na hnacím hřídeli a naháněném věnci

Na obr.6.4.1 Je uvolněn hnací hřídel. V podpoře A je umístěno radiálně-axiální ložisko a v podpoře B je radiální ložisko. Působíště sil od ozubeného kola na hřídeli uvažujeme v její polovině pro symetrické rozložení zatížení. Vzdálenost těchto sil od hřídele je na roztečné kružnici ozubeného kola.



*Obr.6.4.1 Uvolnění náhonové hřídele*

Podmínky statické rovnováhy k jednotlivým osám souřadného systému

$$x: R Ax - Fa = 0 \Rightarrow R Ax = Fa \quad (6.4.1)$$

$$y: -R Ay - R By - Fr = 0 \Rightarrow R By = -R Ay - Fr \quad (6.4.2)$$

$$z: -R Az - R Bz - Ft = 0 \Rightarrow R Bz = -R Az - Ft \quad (6.4.3)$$

Momenty jsou vztaženy k podpoře A.

$$M Ay: -Ft \cdot \frac{l}{2} - R Bz \cdot l = 0 \quad (6.4.4)$$

$$M Az: Fa \cdot \frac{d}{2} - Fr \cdot \frac{l}{2} - R By \cdot l = 0 \quad (6.4.5)$$

Dosazením dostáváme:

$$R Az = -Ft \cdot 0,5 = -1291,0,5 = -645,5 [N] \quad , R Az = R Bz \quad (6.4.6)$$

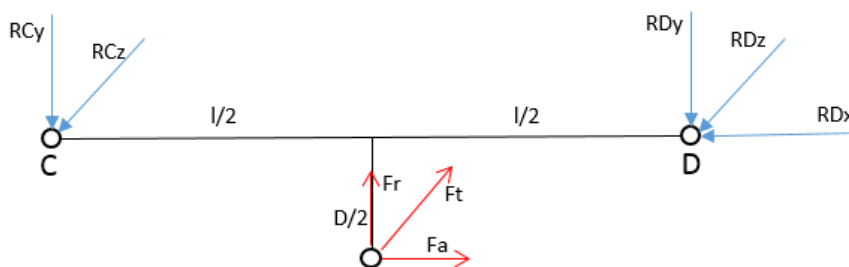
Dosazením dostáváme:

$$R Ay = \frac{-Fr \cdot \frac{l}{2} - Fa \cdot \frac{d}{2}}{l} = \frac{-477,7 \cdot \left(\frac{212}{2}\right) - 232,4 \cdot \left(\frac{190,355}{2}\right)}{212} \quad (6.4.7)$$
$$= -337,5 [N]$$

$$R Ay = R By \quad (6.4.8)$$

Na obrázku 6.4.2 vidíme uvolnění výstupní hřídele. Výpočet je proveden obdobně jako v předchozím případě.





Obr.6.4.2 Uvolnění výstupní hřídele

$$RDz = -Ft \cdot 0,5 = -1291,0,5 = -645,5 [N] \quad , RCz = RDz \quad (6.4.9)$$

$$RDy = \frac{-Fr \cdot \frac{l}{2} - Fa \cdot \frac{d}{2}}{l} = \frac{-477,7 \cdot \left(\frac{212}{2}\right) - 232,4 \cdot \left(\frac{309,645}{2}\right)}{212} = 407 [N] \quad (6.4.10)$$

$$RDy = RCy \quad (6.4.11)$$

## 6.5 Návrh a kontrola ložisek

Pro náhonovou a vloženou hřídel navrhují ložiska od firmy SKF. Dvouřadé kuličkové ložisko 4214 ATN9 v podpoře B viz obr.6.4.1 a jednořadé kuličkové ložisko s kosoúhlím stykem 7214 BEP párované do X v podpoře viz obr 6.4.1. Pro uložení věnce volím vřetenové jednořadé kuličkové ložisko s kosuhlím stykem od firmy FAG s označením B7 1940-CT-P4S v místě podpory D viz. Obr.6.4.2, ty jsou zde párovaná do X. V místě podpory C volím jednořadé kuličkové ložisko SKF 61936 MA viz obr.6.4.2

### Kontrola ložiska 7214 BEP

Toto ložisko je zatíženou radiální silou a axiální silou.

$$Fr_A = \sqrt{RAy^2 + RAz^2} = \sqrt{337,5^2 + 645,5^2} = 728,4 N \quad (6.5.1)$$

Výpočet dynamického radiálního zatížení. Koeficienty X a Y jsou dány výrobcem kde  $X=0,35$  a  $Y=1,57$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,35 \cdot 728,4 + 1,57 \cdot 232,4 = 387,4 \text{ N} \quad (6.5.2)$$

Požadovaná trvanlivost ložiska. Požadovaná trvanlivost ložiska je  $C=67,6$  kN, v případě párování do X je tato hodnota násobena dvakrát.

$$L_D = \frac{60 \cdot L_r \cdot n_r}{60 \cdot n_D} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^a = \frac{10^6}{60 \cdot 4,500} \cdot \left(\frac{135,2}{0,387}\right)^3 = 142\,382\,812 \text{ h} \quad (6.5.3)$$

K požadované trvanlivosti se ložisko jeví jako předimenzované. Je to z důvodu velkých rozměrů kol a hřídele, které budou ložisko značně zatěžovat. Ložisko v místě podpory C není zatěžováno axiálními silami

#### Kontrola ložiska B7 1940-CT-P4S

Toto ložisko je zatíženou radiální silou a axiální silou. Hřídel s věncem je uložena mezi vloženými koly a proto budeme axiální i radiální sílu uvažovat dvojnásobnou. Stejně budeme uvažovat i axiální sílu.

$$F_{rA} = \sqrt{2 \cdot R D y^2 + 2 \cdot R D z^2} = \sqrt{2 \cdot 407^2 + 2 \cdot 645,5^2} = 1079 \text{ N} \quad (6.5.4)$$

Výpočet dynamického radiálního zatížení. Koeficienty X a Y jsou dány výrobcem kde  $X=0,4$  a  $Y=1,4$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,4 \cdot 1079 + 1,4 \cdot 464,8 = 387,4 \text{ N} \quad (6.5.5)$$

Požadovaná trvanlivost ložiska. Požadovaná trvanlivost ložiska je  $C=204$  kN, v případě párování do X je tato hodnota násobena dvakrát.

$$L_D = \frac{60 \cdot L_r \cdot n_r}{60 \cdot n_D} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^a = \frac{10^6}{60 \cdot 4,500} \cdot \left(\frac{408}{1,082}\right)^3 = 391\,140\,601 \text{ h} \quad (6.5.6)$$

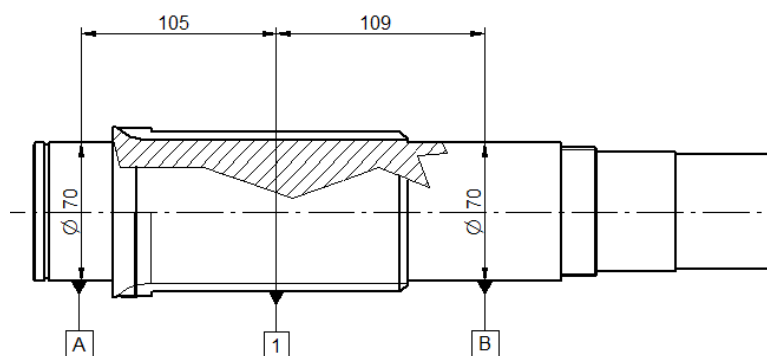
K požadované trvanlivosti se ložisko jeví jako předimenzované. Je to z důvodu velkých rozměrů kol a hřídele, které budou ložisko značně zatěžovat. Ložisko v místě podpory C není zatěžováno axiálními silami

V podpoře B viz.obr 6.4.1 volím dvouřadé kuličkové ložisko od firmy SKF typ 4214 AT N9 a v podpoře C viz.obr 6.4.1. Volím jednořadé kuličkové ložisko od

firmy SKF typu 61936 MA. Na tyto ložiska nepůsobí axiální síla jako na předchozí ložiska. Jejich kontrola byla provedena v kalkulátoru na stránkách SKF.

## 6.6 Pevnostní kontrola náhonového hřídele

Na obr.6.6.1 je vidět náhonová hřídel, kde v jsou podpory v místě A a B. V místě 1 je uvažovaný střed ozubeného kola. Od kterého jsou odečteny momentové zatížení a je k němu kontrolován celkový průhyb hřídele.[6]



Obr.6.6.1 Náhonová hřídel

Ohybový modul v průřezu.

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 70^3}{32} = 33673 \text{ mm}^3 \quad (6.6.1)$$

Modul průřezu v krutu.

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 70^3}{16} = 67347 \text{ mm}^3 \quad (6.6.2)$$

Výsledný ohybový moment:

$$M_{ox} = R_{az} \cdot 109 = 645,5 \cdot 0,109 = 70,4 \text{ Nm} \quad (6.6.3)$$

$$M_{oz} = R_{bz} \cdot 109 = 337,5 \cdot 0,109 = 36,7 \text{ Nm} \quad (6.6.4)$$

$$M_o = \sqrt{M_{o_y}^2 + M_{o_z}^2} = \sqrt{70,4^2 + 36,7^2} = 79 \text{ Nm} \quad (6.6.5)$$

### Výpočet napětí:

V ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{79000}{33673} = 2,34 \text{ MPa} \quad (6.6.6)$$

V krutu:

$$\tau_k = \frac{Mk}{Wk} = \frac{186000}{67347} = 2,76 \text{ MPa} \quad (6.6.7)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + (\alpha \cdot \tau_k)^2} = \sqrt{2,34^2 + (2 \cdot 2,76)^2} = 5,59 \text{ MPa} \quad (6.6.8)$$

### Výpočet bezpečnosti:

$$\sigma_{dov} = 80 \text{ MPa} \quad (6.6.9)$$

$$K_s = \frac{\sigma_{dov}}{\sigma_{red}} = \frac{80}{5,59} = 14 > 1,3 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (6.6.10)$$

### Kontrola tuhosti:

$$I_{PT1} \frac{\pi \cdot d_1^4}{32} = \frac{\pi \cdot 72^4}{32} = 2638334 \text{ mm}^4 \quad (6.6.11)$$

$$I_{PT2} \frac{\pi \cdot d_2^4}{32} = \frac{\pi \cdot 70^4}{32} = 2357176 \text{ mm}^4 \quad (6.6.12)$$

$$I_{PT3} \frac{\pi \cdot d_3^4}{32} = \frac{\pi \cdot 60^4}{32} = 1272345 \text{ mm}^4 \quad (6.6.13)$$

$$I_{PT1} \frac{\pi \cdot d_1^4}{32} = \frac{\pi \cdot 65^4}{32} = 1752481 \text{ mm}^4 \quad (6.6.14)$$

Celkový úhel nakroucení  $\varphi$  části hřídele s n úseky. Modul pružnosti ve smyku pro ocel  $G_s = 8,5 \cdot 10^4$

$$\varphi = \frac{Mk}{G_s} \cdot \frac{180}{\pi} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{I_{pti}} = \quad (6.6.15)$$
$$= \frac{186000}{85000} \cdot \frac{180}{\pi} \cdot \left( \frac{130}{2638334} + \frac{118}{2357176} + \frac{90}{1272345} + \frac{17}{1752481} \right) = 0,023^\circ$$

Celkový úhel nakroucení

$$\vartheta = \frac{\varphi}{\sum l_i} = \frac{0,023}{130 + 118 + 90 + 17} = 0,00063^\circ \quad (6.6.16)$$

Kontrola úhlu nakroucení

$$\vartheta < \vartheta_D = 0,00063^\circ < 0,25^\circ \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (6.6.17)$$

Návrh drážkového spojení hřídele a ozubeného kola. Kde  $l_u$  je akční délka drážkování,  $s'$  účinná plocha drážkování na jednotku délky.[1]

$$d_h = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot Mk}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 930000}{\pi \cdot 25}} = 57 \text{ mm} \quad (6.6.18)$$

$$l_a = \frac{4 \cdot Mk}{l_u \cdot s' \cdot (d + D)} = \frac{4 \cdot 930000}{120 \cdot 30 \cdot (82 - 72)} = 103 \text{ mm} \quad (6.6.19)$$

Volím: d-10x72H7/g6x82H12/a11x12D9/h9 ČSN 01 4942

## 6.7 Volba mazacího oleje a návrh pracovní teploty

### převodovky

Pro mazání převodovky volím oběhový mazací systém, kdy je olej přiváděn v trubičkách přímo na kontaktní plochy. Tam je aplikován do jednotlivých soukolí. Kdy je na výstupu kontrolována teplota oleje. V převodovkách se vytvářejí vysoké teploty. Doporučená teplota v předovce je 50°C. [19]

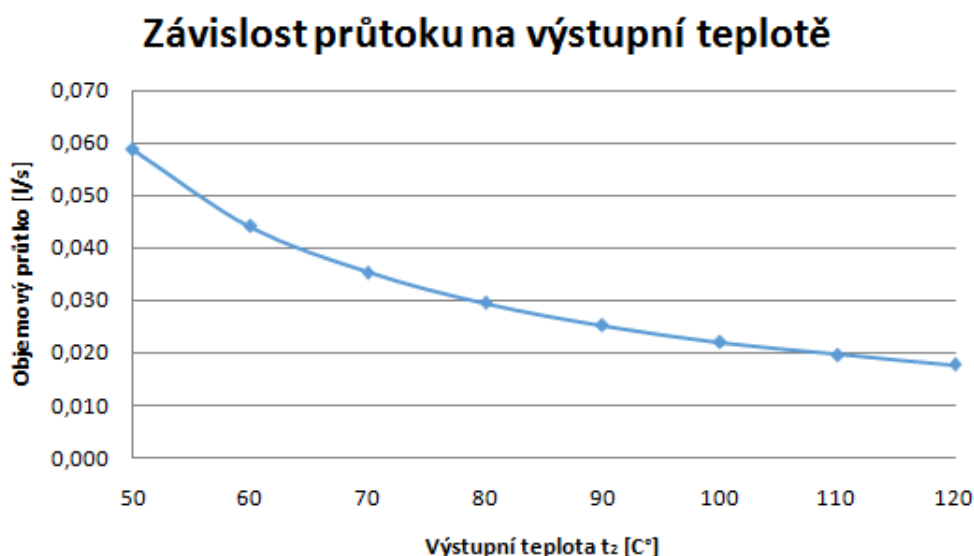
Pro tento typ mazání volím převodový olej CLP 460 od firmy Paramo. S kinematickou viskozitou 460 mm<sup>2</sup>/s, dle ČSN EN ISO 3104. Měrná teplotní kapacita oleje  $C_{olej}=1863$  J/kg.K, hustota oleje  $\rho_{olej}=913$  kg/m<sup>3</sup>.

Při výkonu převodovky uvažuji ztrátový výkon od účinnosti ozubení, který je potřeba odvést v oleji  $Q_z=3$  kW. U zbytku ztrátového výkonu předpokládám odvod sáláním do okolí. Teplotu okolí volím 20°C.

Výpočet průtoku v předovce  $V$  pro odvedení ztrátového tepla  $Q_z=3$  kW.

$$Q_z = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta t = \dot{V} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_2 - t_1) \quad (6.7.1)$$

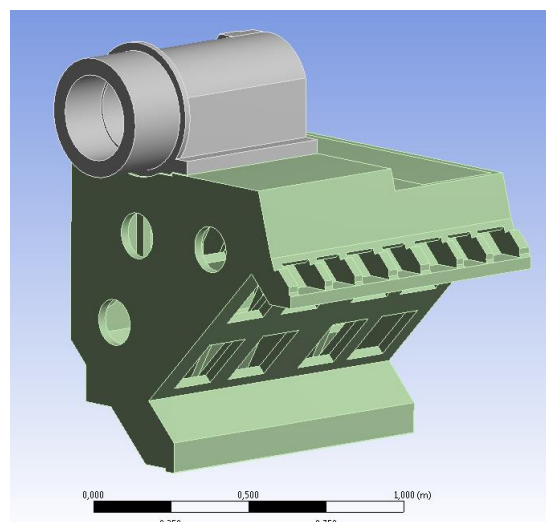
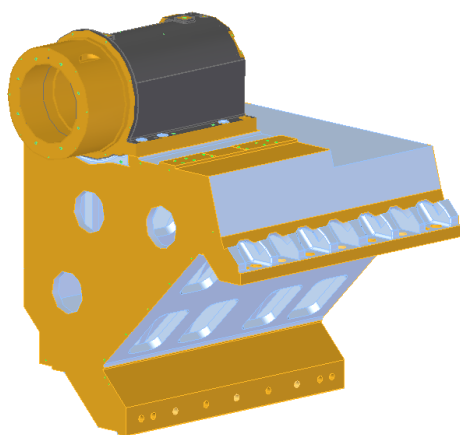
$$\dot{V} = \frac{Q_z}{\rho \cdot c \cdot (t_2 - t_1)} = \left( \frac{3000}{913 \cdot 1863 \cdot (50 - 20)} \right) \cdot 1000 = 0,059 \text{ l/s} \quad (6.7.2)$$



Graf.6.7.1 Závislost průtoku na výstupní teplotě

## 7. Teplotní statická analýza geometrie vřeteníku

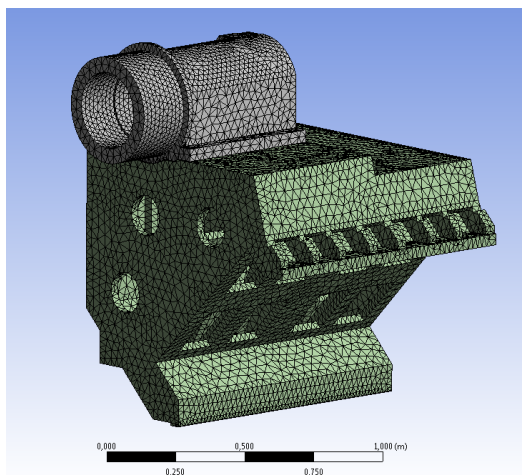
Byla provedena teplotní analýza geometrie nosné struktury a tělesa vřeteníku. Ta se vlivem oteplení od převodovky deformuje. Cílem bylo nasimulovat v softwaru Ansys natočení geometrie vřeteníku. Na obrázku 7.1 je vymodelovaný vřeteník s ložetem v programu Solid-Edge. Na obr.7.2 je upravený model pro výpočet v programu Ansys. V upraveném modelu byly odstraněny zaoblení, díry a malé osazení. Zjednodušením modelu je dosažena menší náročnost na výpočet.



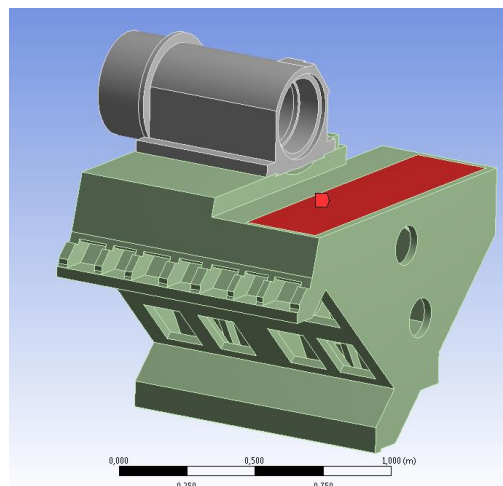
Obr.7.1 Model v programu Solid-Edge Obr.7.2 Model v programu Ansys

### 7.1 Okrajové podmínky výpočtu

Dále bylo vysíťováno těleso viz obr.7.3. Pro vytvoření sítě bylo použito 97 309 elementů složené převážně z čtyřstěnů a bylo použito 172 244 uzlů pro spojení sítě. Obě tělesa byly sloučeny do jednoho pro rovnoměrné propojení sítě mezi tělesy. Materiál obou těles je feriticko-perlitická tvárná litina 42 2305. S hustotou  $7050 \text{ kg/m}^3$  a tepelnou vodivostí  $32,2 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ .



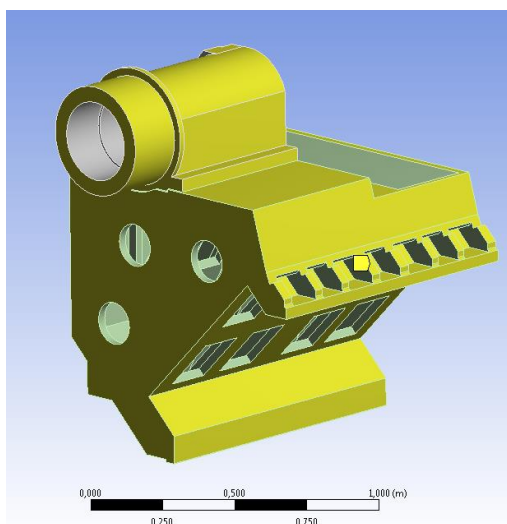
Obr.7.3 Vysíťované těleso



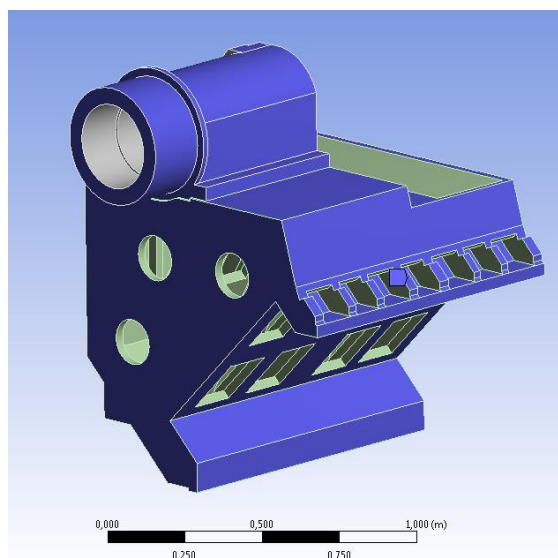
Obr.7.4 Teplotní pole

Nastavení plochy, přes které prostupuje teplo je vidět na obr.č.7.4. Toto pole je vymezené rozměry převodovky. Teplotní pole bylo nastaveno ve třech parametrech  $50^\circ$ ,  $40^\circ$  a  $30^\circ$ .

Okolní teplota byla nastavena na  $20^\circ\text{C}$ . Na obr.7.5 vidíme označené vnější plochy s konvekční okrajovou podmínkou kdy dochází k prostupu tepla v tělese. Zároveň stejné plochy sálají teplo (radiací) do okolního prostředí viz.obr.7.6. Radiační okrajová podmínka byla nastavena i na vnitřních plochách lože.



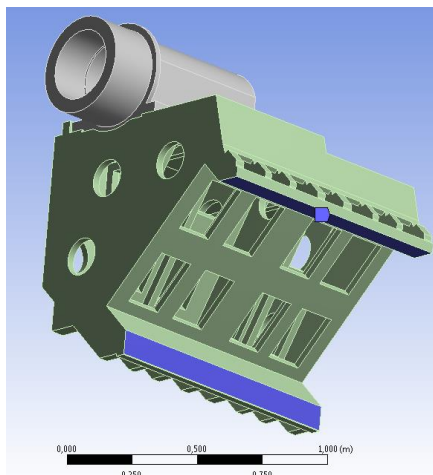
Obr.7.5 Označení konvekčních ploch



Obr.7.6 Označení radiačních ploch

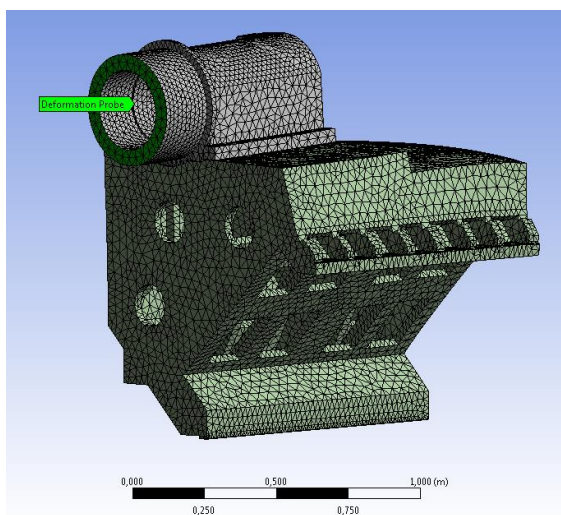


Na obr.7.6. Je vidět určení fixních ploch, kterými je vřeteníkpevně uložen k rámu stroje.

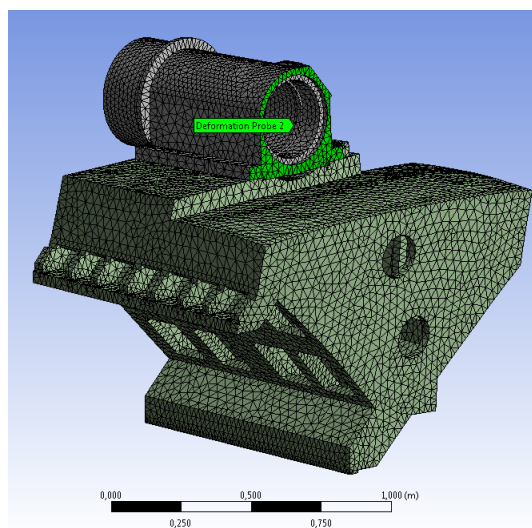


Obr.7.7 Označení fixních ploch

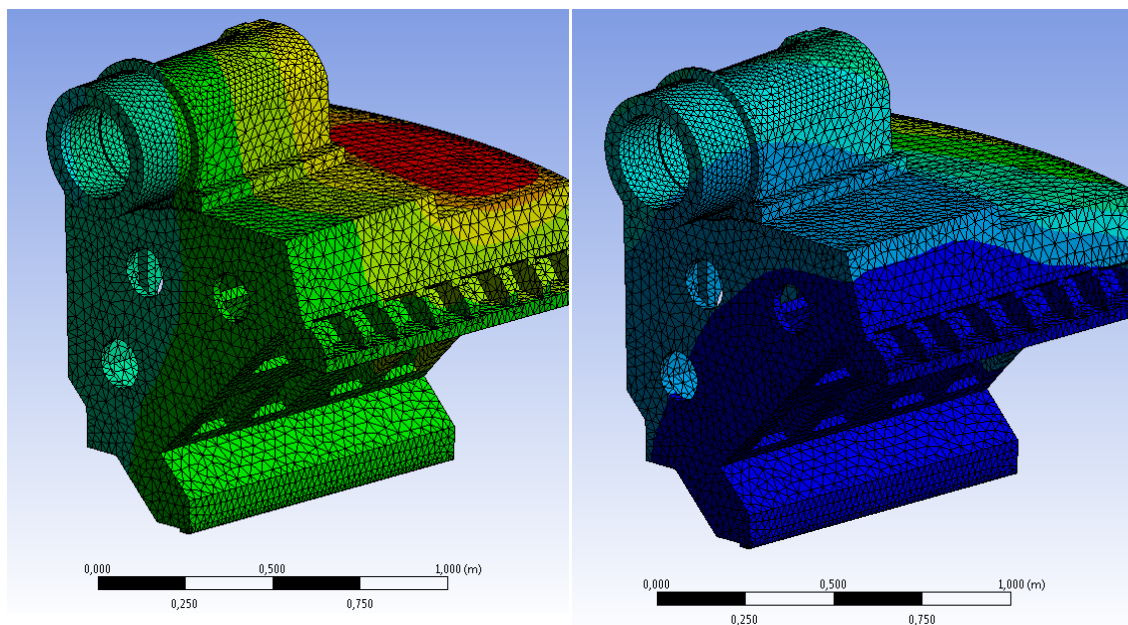
Změna polohy osy vřetena je sledována pomocí dvou bodů, které leží na myšleném průřezu osy vřetena. Na čelní a zadní ploše vřeteníku viz.obr.7.8 a7.9. Bod 1 leží na čele vřeteníku a bod 2 na zadní části vřeteníku.



Obr.7.8 Promítnutí bodu na čele vřetena



Obr.7.9 Promítnutí bodu vzadu na vřetenu



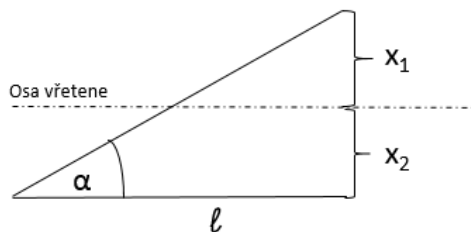
Obr.7.10 Maximální deformace v ose x Obr.7.11 Maximální deformace

Na obr.7.10 je vidět maximální deformace v ose x, která nabývá hodnoty 0,12 mm pro provozní teplotu 50°C. Na obr.7.11 vidíme maximální deformace, opět pro 50°C a ta činí 0,34mm. Kvůli velkým deformacím byla parametricky snížena vstupní teplota v rozsahu 50,40 a 30°C. A bylo sledováno naklonění vřetene  $\varphi_x[^\circ]$ .

#### Určení posunutí osy vřetene

V této kapitole jsou vyhodnoceny vypočtené hodnoty posunu dvou sledovaných bodů na čelech vřeteníku. Z těchto hodnot je vypočteno natočení osy vřetena v rovině XZ a YZ a také posunutí ve směrech Y a X v čele vřetena. Tyto deformace se již přímo projevují v přesnosti obrobku.

Určení celkového naklonění vřetena  $\alpha$  v x rovině. Kde  $l$  je celková délka vřetena (vzdálenost mezi body). Odchylka  $x_1$  je posuv bodu 1 a odchylka  $x_2$  je posuv bodu 2.



Obr.7.12 Naklopení vřetena

Výpočet naklopení  $\alpha$  pro 50°C, obdobně i pro ostatní teploty hodnoty jsou uvedeny v tab.7.1

$$\alpha = \arctg\left(\frac{|x_1| + |x_2|}{l}\right) = \arctg\left(\frac{|-5,1 \cdot 10^{-2}| + |4,3 \cdot 10^{-2}|}{0,764}\right) = 0,007^\circ \quad (7.1.1)$$

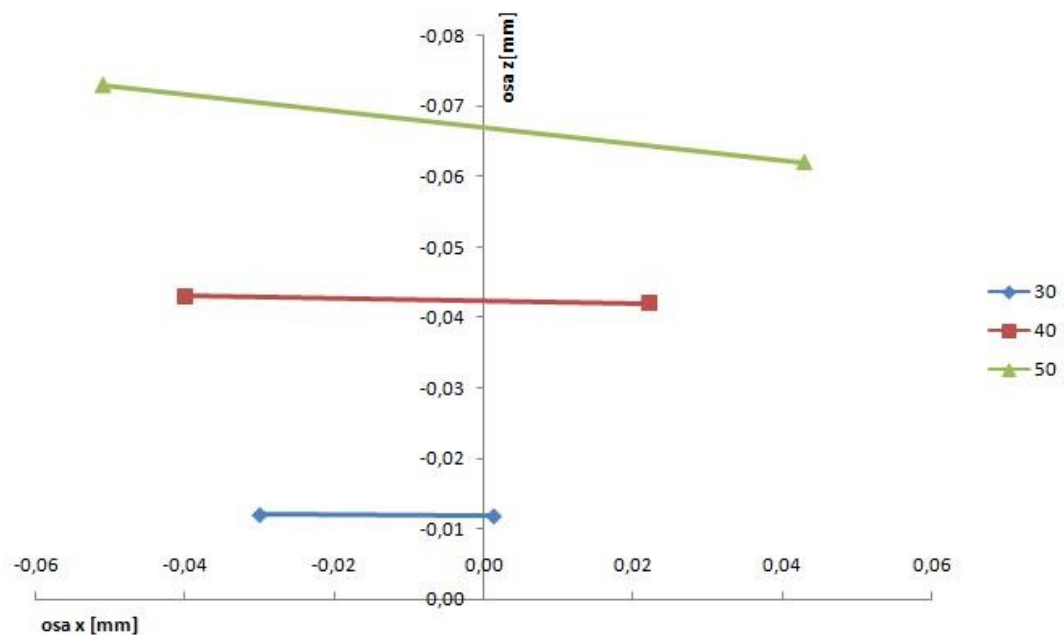
BOD 1	BOD 2	Osa stroje [mm]	Teplota [°C]
-5,10E-02	4,30E-02	x	50
-2,30E-02	-8,50E-02	y	
-7,30E-02	-6,20E-02	z	
-4,00E-02	2,20E-02	x	40
-1,20E-02	-5,30E-02	y	
-4,30E-02	-4,20E-02	z	
-3,00E-02	1,30E-03	x	30
-6,60E-04	-2,00E-02	y	
-1,20E-02	-1,18E-02	z	

tab.7.1 Posunutí bodů na čele vřetena

### Vyhodnocení

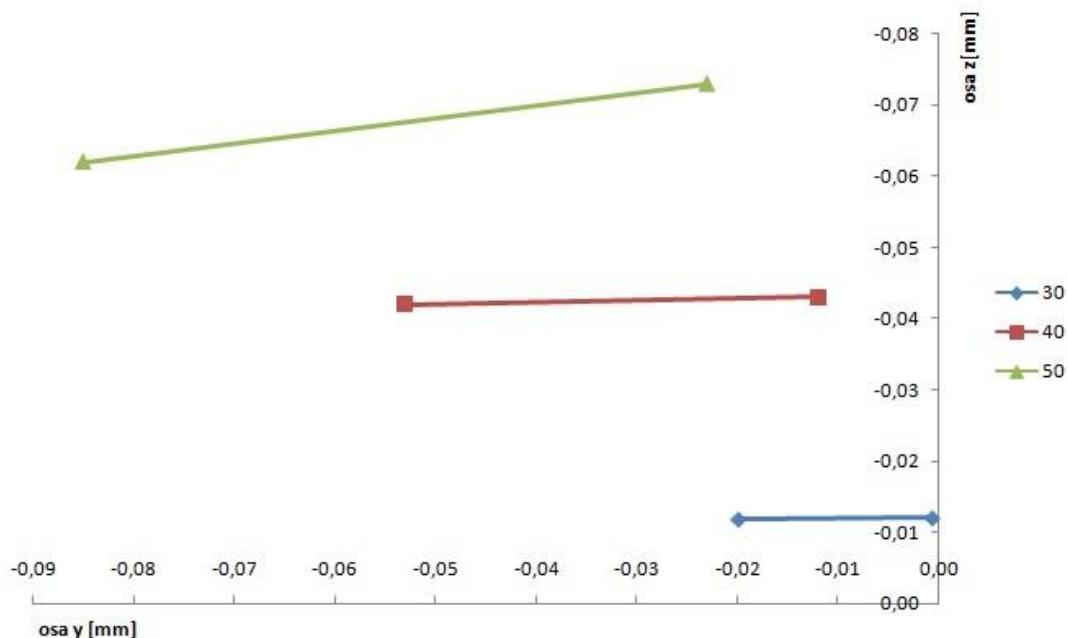
V grafu 7.1 a 7.2 jsou vyneseny posunutí XZ a YZ vlivem změny teploty v rozmezí 30-50°C. Modrou křivkou je vyneseno naklopení pro 30°C, červenou 40°C a zelenou 50°C. Pro 50°C je natočení v obou rovinách příliš velké, ale v našem MKP modelu nebyl uvažován výměník, který je umístěn mezi převodovkou a nosnou strukturou. Tento výměník zde slouží jako izolant a proto by vliv na nosnou strukturu měl být snížen. Další variantou je změna žebrování nosné struktury (MKP optimalizace), tak aby největší část deformací působila v jedné rovině. Po-té by se tento jev mohl kompenzovat v řídicím systému stroje.

### Posunutí bodů vřetene v rovině XZ vlivem teploty



Graf 7.1 Posunutí bodů vřetene v rovině XZ

### Posunutí bodů vřetene v rovině YZ vlivem teploty



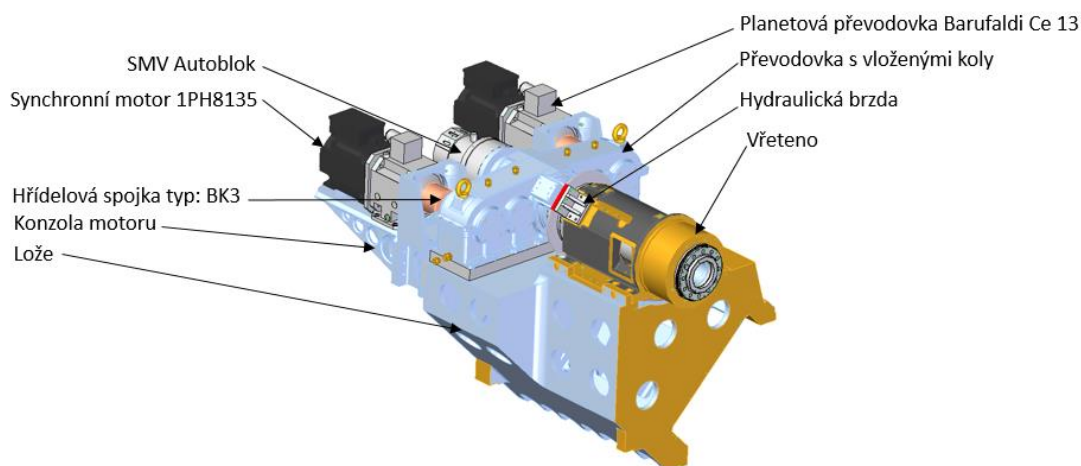
Graf 7.2 Posunutí bodů vřetene v rovině YZ

## 8. Závěr

Cílem této práce bylo navržení hlavního pohonu multicutu 630. V začátku práce byly navrženy možnosti řešení pohonu. Pro tyto varianty byl vytvořen výpočet vlastní frekvence v závislosti na změně momentu setrvačnosti obrobku v programu Matlab. Z porovnání jednotlivých variant byla vybrána varianta Master-Slave s vloženými koly.

Tato varianta byla následně konstrukčně rozpracována. Byly zde provedeny kontrolní výpočty a řešení bylo vymodelováno v softwaru Solid-Edge. Vzhledem k původnímu řešení, je tato varianta cenově srovnatelná a z tohoto hlediska jí tedy nepřekonal. Výhoda této varianty je menší citlivost na změnu momentu setrvačnosti obrobku a tím je tento pohon vlivem převodů stabilnější než řešení s prstencovým motorem.

Závěrem práce byl proveden statický-teplotní MKP výpočet. Kde byla sledována změna geometrie vřeteníku vlivem působení oteplení od převodovky. Vyhodnocení změny geometrie vřeteníku bylo prováděno pro teploty 50,40 a 30°C. Pro 50°C je natočení v obou rovinách příliš velké. Variantou je změna žebrování nosné struktury (MKP optimalizace), tak aby největší část deformací působila v jedné rovině. Po-té by se tento jev mohl kompenzovat v řídicím systému stroje.



Obr.8 1 Master-Slave s vloženými koly

## 9. Použité zdroje

### 9.1 Knihy

- [1] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů, Příklady*. 2. přepracované vydání. Praha. Vydavatelství ČVUT. 1995. ISBN 80-01-021572-1
  
- [2] ŘEZNÍČEK, Jan. *Pružnost a pevnost v technické praxi: Příklady 1*. 1. vydání. Praha. Vydavatelství ČVUT. 2005. ISBN 80-01-03209-4
  
- [3] ŘASA, Jaroslav. *Strojnické tabulky 1*. 1. Vydání. Praha. Scientia. 2004. ISBN 80-7183-312-1
  
- [4] ŘASA, Jaroslav. *Strojnické tabulky 2*. 1. Vydání. Praha. Scientia. 2007. ISBN 978-80-86960-20-3
  
- [5] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE, Richard G BUDYNAS, Martin HARTL (ed.) a Miloš VLK (ed.). *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. V Brně: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0
  
- [6] KUGL, Otmar. *Projekt - III. ročník*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005, 169 s. ISBN 80-01-03205-1.
  
- [7] MAREK, Jiří a Petr BLECHA. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Vyd. 2., přeprac. a rozš. Praha: MM Publishing, 2010, 420 s. MM speciál. ISBN 978-80-254-7980-3

## 9.2 Online zdroje

- [8] DMU 60/160 P/FD and DMC 60/160 U/FD duoBLOCK®. *Http://en.dmgmori.com/blob/121550/9d2d6956c2f32848e17ffb548b1d355d/pm0uk15-dmu-60-160-p-fd-and-dmc-60-160-u-fd-db-pdf-data.pdf* [online]. 2015 [cit. 2016-01-04]. Dostupné z: <http://en.dmgmori.com/products/milling-machines/universal-milling-machines-for-5-sided-5-axis-machining/dmu-p-duoblock/dmu-60-p-duoblock#Downloads>
- [9] SORALUCE. *Http://www.soralucemillingboring.com/en/fmt-milling-turning-centers* [online]. 2015 [cit. 2016-01-04]. Dostupné z: <http://www.soralucemillingboring.com/media/uploads/maquinas/documentos/multi-function-f-mt-milling-and-turning-centre.pdf>
- [10] TOS KURĪM. *Http://www.tos-kurim.cz/vyrobní-program/univerzalní-stroje/portálová-oblábeci-centra/frun-a-b/* [online]. 2015 [cit. 2016-01-04]. Dostupné z: [http://www.tos-kurim.cz/download/tos\\_kurim--1-05\\_09.pdf](http://www.tos-kurim.cz/download/tos_kurim--1-05_09.pdf)
- [11] TAJMAC ZPS. *Http://www.tajmac-zps.cz/cs/TURNMILL-2000* [online]. 2015 [cit. 2016-01-04]. Dostupné z: [http://www.tajmac-zps.cz/sites/tajmac-zps-2.os.zps/files/tm2000\\_cz.pdf](http://www.tajmac-zps.cz/sites/tajmac-zps-2.os.zps/files/tm2000_cz.pdf)
- [12] WFL. *Http://www.kyalmachinetools.co.uk/machines/wfl-m120-millturn-machine.asp* [online]. 2015 [cit. 2016-01-04]. Dostupné z: [http://www.wfl.at/Products/Millturns/MillturnsM80M80G?sc\\_lang=en](http://www.wfl.at/Products/Millturns/MillturnsM80M80G?sc_lang=en)
- [13] GMTK. *Http://www.gmtk.es/web/index.php?p=elFinSobreElMedio* [online]. 2015 [cit. 2016-01-04]. Dostupné z: [http://cms.il-machinery.com/en/products/index/details/catid/1546/id/4340http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/tribologie/4r\\_2006/prezentace\\_4r\\_sevcik.pdf](http://cms.il-machinery.com/en/products/index/details/catid/1546/id/4340http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/tribologie/4r_2006/prezentace_4r_sevcik.pdf)
- [14] DMG MORI. *Http://en.dmgmori.com/* [online]. 2015 [cit. 2016-01-04]. Dostupné z: <http://en.dmgmori.com/products/lathes/turn-mill-complete-machining-centres/ctx-tc/ctx-gamma-3000-t>
- [15] MAZAK. *Https://www.mazak.com/* [online]. 2015 [cit. 2016-01-04]. Dostupné z: <https://www.mazakusa.com/machines/integrex-e-670h-ii/>
- [16] KOVOSVIT MAS. *Http://www.kovosvit.cz/cz/produkty/technologie-soustruzeni/multifunkcni-oblábeci-centra/multicut-630* [online]. 2015 [cit. 2016-

01-04]. Dostupné z: <http://www.kovosvit.cz/upload/products/pdf/multicut-630-1415367433.pdf>

- [17] MM SPEKTRUM. *Http://www.mmspektrum.com/clanek/nove-multifunkcni-centrum.html* [online]. 2016 www.mmspektrum.com | Redakční systém, SEO a webdesign od AG TOP TIP | Loadtime: | 0,56797s, 2015 [cit. 2016-01-04]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/nove-multifunkcni-centrum.html>
- [18] ŠEVČÍK, M. Mazání zapouzdřených převodovek.  
*Http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/tribologie/4r\_2006/prezentace\_4r\_sevcik.pdf*  
[online]. Fakulta strojního inženýrství, VUT [cit. 2016-01-03]. Dostupné z: [http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/tribologie/4r\\_2006/prezentace\\_4r\\_sevcik.pdf](http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/tribologie/4r_2006/prezentace_4r_sevcik.pdf)
- [19] ŠEVČÍK, M. Mazání zapouzdřených převodovek.  
*Http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/tribologie/4r\_2006/prezentace\_4r\_sevcik.pdf*  
[online]. Fakulta strojního inženýrství, VUT [cit. 2016-01-03]. Dostupné z: [http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/tribologie/4r\\_2006/prezentace\\_4r\\_sevcik.pdf](http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/tribologie/4r_2006/prezentace_4r_sevcik.pdf)



## **Seznam použitého softwaru**

- [1] SolidEdge ST6
- [2] Matlab R2013a Student version
- [3] ANSYS R16.0 Academic
- [4] Microsoft Office 2010

## **Seznam příloh**

**Příloha 1-** neveřejná příloha- **Rozbor tuhostí MTC 630**

**Příloha 2-** neveřejná příloha- **Momenty setrvačnosti a tuhosti pohonu**

**Příloha 3-** neveřejná příloha- **Momenty setrvačnosti a tuhosti pohonu**

**Příloha 4-** planetová převodovka Barufaldi

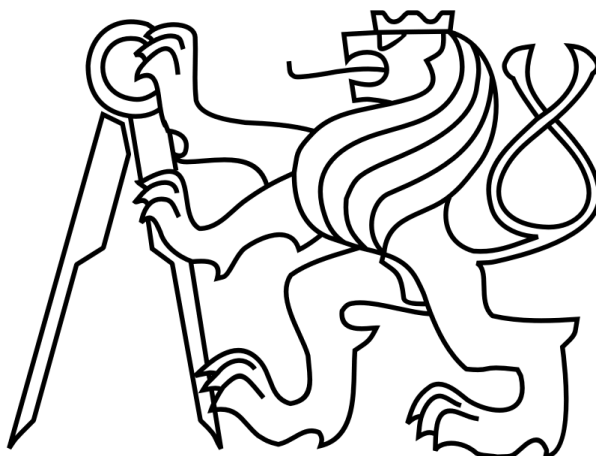
**Příloha 5-** Hřídelová spojka BK3

## **Výkresová dokumentace**

- Sestava vřeteníku 1727-00
- Sestava převodovky 1727-01
- Spodní skříň převodovky 1727-02
- Hnaná hřídel 1727-06
- Vstupní víko 1727-14

## FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



# Diplomová práce

Řešení osy C na velkých soustružnických a multifunkčních strojích

**Textové přílohy**

## Příloha 4

### Planetová převodovka Barufaldi- katalogový listopad

Size Taglia		CE11		CE12		CE13		CE14		
Ratio Rapporto			i=4 i=4,48	i=4 i=5	i=4 i=4,4	i=4 i=5				
Nominal power Potenza nominale		kw	19 19	22 22	40 40	50 50				
Nominal speed Velocità nominale		RPM	1500		1500		1500		1500	
Nominal input torque Coppia nominale in entrata	(S1) Nm	i=4	120	-	140	-	260	-	325	-
		i=4.4	-	-	-	-	-	260	-	-
		i=4.48	-	120	-	-	-	-	-	-
		i=5	-	-	-	140	-	-	-	280
Nominal input torque Coppia nominale in entrata	(S6) Nm	i=4	150	-	160	-	400	-	400	-
		i=4.4	-	-	-	-	-	400	-	-
		i=4.48	-	150	-	-	-	-	-	-
		i=5	-	-	-	160	-	-	-	325
Nominal output torque Coppia nominale in uscita	Nm	i=4	480	-	560	-	1040	-	1300	-
		i=4.4	-	-	-	-	-	1144	-	-
		i=4.48	-	540	-	-	-	-	-	-
		i=5	-	-	-	700	-	-	-	1400
Max permitted input speed Numero di giri massimo in entrata		RPM	8000 8000	8000 8000	7000 7000	6300 6300				
Mass moment of inertia Momento d'inerzia di massa**		i=1 (kgcm <sup>2</sup> )	134		189		310		624	
		i=4 output (kgcm <sup>2</sup> )	400		378		1136		1408	
		i=4.4 input (kgcm <sup>2</sup> )	25		23,6		71		88	
		i=4.4 output (kgcm <sup>2</sup> )	-		-		1355		-	
		i=4.48 input (kgcm <sup>2</sup> )	-		-		70		-	
		i=4.48 output (kgcm <sup>2</sup> )	400		-		-		-	
		i=5 input (kgcm <sup>2</sup> )	20		-		-		-	
		i=5 output (kgcm <sup>2</sup> )	-		550		-		2075	
Max angular backlash Gioco angolare massimo	α	Arcmin	≤ 25		≤ 25		≤ 25		≤ 25	
Max radial backlash Gioco radiale massimo	X	mm	0,03		0,03		0,03		0,03	
Max axial backlash Gioco assiale	Y	mm	0,25		0,25		0,25		0,25	
Max vibration value Valore massimo vibrazioni		mm/s	1		1		1		1	
At test run speed velocità di riferimento test		RPM	6000		6000		6000		6000	
Weight ca. Peso circa		kg	45		65		80		90	
Oil fill volume Volume d'olio	dm <sup>3</sup>	Opp. (B5)	0,6		1,1		2,1		3,1	
Oil grade for: Viscosità olio:		Splash lubrication Lubrificazione a sbattimento		HLP 68 as per ISO VG68		Recirculation lubrication Lubrificazione forzata		HLP 46 as per ISO VG46		Indicated value; refer to the level Valore indicativo fare riferimento al livello
Oil change interval Intervallo cambio olio		h							5000	
Oil temperature Temperatura olio			Max 120°C permitted depending on application, installation p							

## Příloha 5

Hřídelová spojka BK3 zvolen typ 1500

300		500		800	1500	4000	6000	10000
300		500		800	1500	4000	6000	10000
89	103	97	110	114	141	195	210	217
110		124		133	157	200	253	303
41		41		50	61	80	85	92
24-56		24-60		30-60	35-70	50-100	60-140	70-180
6 x M8		6 x M8		6 x M10	6 x M12	6 x M16	6 x M16	8 x M16
18		25		40	70	120	150	160
3 x M6		3 x M6		3 x M8	6 x M8	6 x M10	6 x M10	8 x M10
110		122		116	135	180	246	295
5.1	5.9	9.1	9.9	13.2	34.9	85.5	254	629
3		4.2		5.6	8.2	23	32.6	45.5
450	350	510	500	780	1304	3400	5700	10950
2.5	3.5	2.5	3.5	3.5	3.5	3.5	3	3
0.25	0.3	0.3	0.35	0.35	0.35	0.4	0.4	0.4
1	1.5	1	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5
105	71	70	48	100	320	565	1030	985
3750	1050	2500	840	2000	3600	6070	19200	21800

	20	22.23	XX
			Special designation only (e.g. non-standard bore tolerance)
	●		
		●	

ents (e.g. BK3/60/76/20/22.23/XX; XX=K6 bore tolerance on D1)