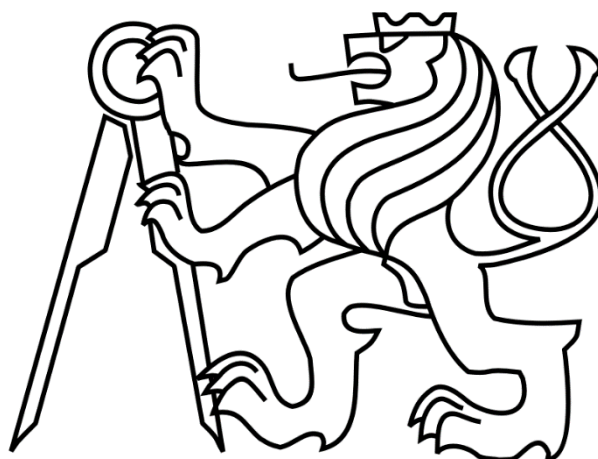


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



# Diplomová práce

**Konstrukční návrh pravoúhlé frézovací hlavy**



# Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl v příloženém seznamu veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací, vydaným ČVUT v Praze 1. 7. 2009.

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 do 3.1.2020

.....  
podpis

## **Poděkování**

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu své diplomové práce, panu Ing. Eduardu Stachovi, Ph.D. za cenné připomínky, trpělivé a ochotné vedení při tvorbě diplomové práce.

Dále bych chtěl poděkovat své rodině a přítelkyni za podporu během studia.

### **Anotace**

Autor:	Bc. Jan Knot
Název DP:	Konstrukční návrh pravoúhlé frézovací hlavy
Rozsah práce:	119 str., 119 obr, 1 graf., 25 tab.
Školní rok vyhotovení:	2019/2020
Škola:	ČVUT v Praze, Fakulta strojní
Ústav:	Ú12135 – Ústav výrobních strojů a zařízení
Vedoucí diplomové práce:	Ing. Eduard Stach, Ph.D.
Zadavatel:	ČVUT – FS, Ú12135
Využití:	Instalace na multifunkční obráběcí stroj s elektrovřetenem pro soustružnické a frézovací operace.
Klíčová slova:	Frézovací hlava, pravoúhlá hlava, multifunkční obráběcí stroj, soustružení, frézování
Anotace:	Předložená diplomová práce se zabývá návrhem konstrukce frézovací hlavy s jednou osou rotace a s elektrovřetenem pro soustružnické a frézovací operace na multifunkční obráběcí stroj. Součástí práce je patentová a komponentová rešerše. Výstupem práce jsou kontrolní výpočty, vytvoření 3D modelů a zpracování výkresové dokumentace.

### **Annotation**

Author:	Bc. Jan Knot
Title of bachelor dissertation:	Design of milling head
Extent:	119 p., 119 fig., 1 char., 25 tab.
Academic year:	2019/2020
University:	CTU – Faculty of mechanical engineering
Department:	Ú12135 – Department of Production Machines and Equipment
Supervisor:	Ing. Eduard Stach, Ph.D.
Submitter of the Theme:	CTU – FME, Ú12135
Application:	Mounting to multifunction machine tool with motor spindle for turning and milling operations
Key words:	Milling head, orthogonal head, multifunction machine tool, milling, turning
Annotation:	This diploma thesis deals with the issue of construction of one axis milling head with motor spindle for turning and milling operations. Part of this thesis is research of patent and component. The outputs of the work are control calculations, 3D design and drawing documentation.

# Obsah

<b>Prohlášení .....</b>	<b>3</b>
<b>Poděkování.....</b>	<b>3</b>
<b>Anotace.....</b>	<b>5</b>
<b>Annotation .....</b>	<b>6</b>
<b>Obsah .....</b>	<b>7</b>
<b>Seznam použitých značek.....</b>	<b>9</b>
<b>1 Úvod.....</b>	<b>15</b>
<b>2 Cíl práce .....</b>	<b>17</b>
<b>3 Frézovací hlavy.....</b>	<b>18</b>
3.1 Ortogonální frézovací hlavy.....	19
3.2 Vidlicové frézovací hlavy .....	21
3.2.1 Vidlicové frézovací hlavy s torque motory.....	23
3.2.2 Vidlicové frézovací hlavy poháněné šnekovým soukolím .....	28
3.2.3 Vidlicové frézovací hlavy poháněné řemenovým převodem.....	31
3.2.4 Vidlicové frézovací hlavy s pohonem Master and Slave .....	32
3.3 Univerzální frézovací hlavy .....	34
3.3.1 Univerzální frézovací hlava s přímým pohonem .....	35
3.3.2 Univerzální frézovací hlava s hydraulicko-mechanickým pohonem .....	36
3.3.3 Univerzální hlava s pohonem Master and Slave.....	37
3.4 Způsob pohonu vřetena .....	40
3.4.1 Mechanicky poháněné vřeteno .....	40
3.4.2 Elektrovřeteno .....	40
<b>4 Komponenty frézovacích hlav.....</b>	<b>42</b>
4.1 Pohon os.....	42
4.1.1 Toque motory .....	42
4.1.2 Šnekový pohon .....	43
4.1.3 Způsob pohonu Master and Slave.....	44
4.1.4 Převodovky.....	44
4.2 Radiálně-axiální ložiska .....	46
4.3 Brzdy.....	49
4.3.1 Pneumatické .....	49
4.3.2 Hydraulické .....	50
<b>5 Frézovací hlavy na trhu .....</b>	<b>52</b>
<b>6 Návrh konstrukce.....</b>	<b>54</b>
6.1 Specifikace vstupních parametrů .....	54
6.2 Konstrukční varianty.....	55
6.2.1 Varianta 1 .....	56
6.2.2 Varianta 2 .....	57
6.2.3 Varianta 3 .....	57
6.2.4 Varianta 4 .....	58
6.2.5 Volba vhodné varianty.....	59
6.3 Popis konstrukce .....	59
6.3.1 Elektrovřeteno .....	60
6.3.2 Pohon frézovací hlavy .....	61
6.3.3 Osa A.....	64
6.3.4 Vidlice .....	66
6.3.5 Brzda .....	67
6.3.6 Rozvod tekutin.....	68
6.3.7 Rozvod kabeláže.....	71

6.3.8	Mazací systém .....	74
6.3.9	Odměrování polohy .....	75
6.3.10	Těsnění .....	75
<b>7</b>	<b>Výpočtová část .....</b>	<b>78</b>
7.1	Řezné parametry .....	78
7.2	Výpočet potřebného momentu naklápění osy A .....	80
7.3	Výpočet maximální požadované rychlosti naklápění osy A .....	81
7.4	Návrh pohonu.....	82
7.5	Návrh brzdy.....	83
7.6	Kontrolní výpočty drážkovaní.....	84
7.7	Kontrolní výpočty čelního ozubení .....	85
7.7.1.	Výpočtové povrchové životnosti (pitting) .....	85
7.7.2.	Výpočet pevnosti v ohybu zubu .....	88
7.7.3.	Výsledky kontroly čelních ozubení .....	91
7.8	Kontrola YRTC ložisek.....	92
7.9	Kontrola ložisek na předlohové hřídeli .....	96
<b>8</b>	<b>Závěr.....</b>	<b>103</b>
<b>9</b>	<b>Seznamy.....</b>	<b>106</b>
9.1	Seznamy použité literatury.....	106
9.2	Seznam obrázků .....	113
9.3	Seznam grafů.....	117
9.4	Seznam tabulek .....	118
9.5	Seznam použitých softwarů .....	118
9.6	Seznam textových příloh.....	119
9.7	Seznam elektronický příloh.....	119
9.8	Seznam výkresových příloh .....	119



## Seznam použitých značek

$\mu$	[-]	Koeficient tření
$a$	[mm]	Vzdálenost mezi ložisky a ozubeným kolem 3
$a_{e2}$	[mm]	Šířka řezu
$a_{p1}$	[mm]	Hloubka řezu (soustružení)
$a_{p2}$	[mm]	Hloubka řezu (frézování)
$a_{ra}$	[m]	Rameno k ose ložiska
$a_t$	[m]	Délka ramene od řezné síly k ose naklápění
$a_{tez}$	[m]	Délka ramene od těžiště
$b$	[mm]	Pracovní šířka ozubení b
$b_{d2}$	[mm]	Šířka drážkování
$b_F$	[mm]	Šířka ozubení (v patě zubu)
$b_H$	[mm]	Šířka ozubení (pitting)
$b_l$	[mm]	Vzdálenost mezi ozubeným kolem 3 a ozubeným kolem 4
$c$	[mm]	Vzdálenost mezi ložisky a ozubeným kolem 4
$C_0$	[N]	Statická únosnost ložiska B7013-E-2RSD-T-P4S
$C_{0aYRTC}$	[kN]	Statická únosnost – axiální
$C_{0rYRTC}$	[kN]	Statická únosnost – radiální
$C_{aYRTC}$	[kN]	Dynamická únosnost – axiální
$C_r$	[N]	Dynamická únosnost ložiska B7013-E-2RSD-T-P4S
$C_{rYRTC}$	[kN]	Dynamická únosnost – radiální
$D$	[mm]	Průměr roztečné kružnice u evolventního drážkování
$d_{1,2}$	[mm]	Průměr roztečné kružnice
$d_2$	[mm]	Průměr roztečné kružnice ozubeného kola 2
$d_4$	[mm]	Průměr roztečné kružnice ozubeného kola 3
$d_a$	[mm]	Průměr hlavové kružnice
$d_{an}$	[mm]	Průměr hlavové kružnice virtuálního čelního kola
$d_b$	[mm]	Průměr patní kružnice
$d_{bn}$	[mm]	Základní průměr virtuálního čelního kola
$d_{en}$	[mm]	Průměr vnějšího bodu dotyku spoluzabírající dvojice zubů virtuálního čelního kola
$D_{fr2}$	[mm]	Průměr frézy
$d_{hb}$	[mm]	Průměr hřídele
$d_n$	[mm]	Referenční průměr virtuálního ozubeného kola
$d_{pre}$	[mm]	Průměr předlohové hřídele
$D_{s2}$	[mm]	Průměr obrobku
$D_{YRTC}$	[mm]	Vnější průměr ložiska
$d_{YRTC}$	[mm]	Vnitřní průměr ložiska
$F''_{r34}$	[N]	Rozložená radiální síla v rovině $F_t$
$F''_{t34}$	[N]	Rozložená tečná síla v rovině $F_t$
$F'_{r34}$	[N]	Rozložená radiální síla v rovině $F_r-F_a$
$F'_{rk4}$	[N]	Radiální síla působící na ložisko z ozubeného kola 4

$F'_{t34}$	[N]	Rozložená tečná síla v rovině $F_t$ - $F_a$
$F_a$	[N]	Axiální síla
$F_{a12}$	[N]	Axiální síla od soukolí 1-2
$F_{a34}$	[N]	Axiální síla od soukolí 3-4
$F_{arf}$	[N]	Axiální síla při obrábění
$F_{ax4}$	[N]	Axiální síla od ozubeného kola
$F_{axc}$	[N]	Celková axiální síla působící na ložisko
$F_c$	[N]	Řezná síla
$F_{c1}$	[N]	Řezná síla při soustružení
$F_{c2}$	[N]	Řezná síla při frézování
$F_{da1}$	[N]	Obvodová síla na jeden zub
$f_{ot1}$	[mm/ot]	Výsledný moment zpevnění osy naklápění
$F_r$	[N]	Radiální síla
$F_{r12}$	[N]	Radiální síla od soukolí 1-2 $F_{r12}$
$F_{r34}$	[N]	Radiální síla od soukolí 3-4 $F_{r34}$
$F_{rc}$	[N]	Celková radiální síla působící na ložisko
$F_{rf}$	[N]	Radiální síla při obrábění
$F_{rk4}$	[N]	Radiální síla od ozubeného kola 4
$f_{sA}$	[-]	Statický koeficient pro ložiska v místě uložení A
$f_{sB}$	[-]	Statický koeficient pro ložiska v místě uložení B
$F_t$	[N]	Tečná síla
$F_{t12}$	[N]	Tečná síla od soukolí 1-2 $F_{t12}$
$F_{t34}$	[N]	Tečná síla od soukolí 3-4 $F_{t34}$
$F_{tk4}$	[N]	Tečná síla od ozubené kolo 4
$f_{z2}$	[mm]	Posuv na zub
$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	Tíhové zrychlení
$h_{Fe}$	[mm]	Rameno ohybového momentu pro zatížení vnějšího bodu dvojice dotýkajících se zubů
$h_{fp}$	[mm]	Výška paty základního profilu válcových ozubených kol
$h_n$	[mm]	Nosná výška drážkování
$i$	[-]	Převodový poměr
$i_{12}$	[-]	Převodový poměr prvního soukolí
$i_{34}$	[-]	Převodový poměr druhého soukolí
$i_b$	[kus]	Počet brzd
$i_{cp}$	[-]	Celkový zvolený převodový poměr
$i_{potrM}$	[-]	Celkový převodový poměr podle momentu
$i_{potrn}$	[-]	Celkový převodový poměr podle otáček
$k$	[-]	Koeficient pro využití dvou elektromotorů s převodovkou.
$K_A$	[-]	Aplikační faktor
$k_c$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Měrný řezný odpor
$K_{F\alpha}$	[-]	Faktor čelního zatížení (napětí v patě zubu)
$K_{H\alpha}$	[-]	Faktor čelního zatížení (kontaktní napětí)

$k_{pd}$	[-]	Bezpečnostní koeficient v tlaku
$K_v$	[-]	Dynamický faktor
$k_{\tau d}$	[-]	Bezpečnostní koeficient ve smyku
$L$	[-]	Kritický řez na těživě paty zubu
$L_A$	[mm]	Činná délka
$L_d$	[mm]	Délka drážkování
$l_{ea}$	[mm]	délky elektrovřetená od osy naklápění
$L_h$	[hod]	Požadovaná životnost
$L_{h10A}$	[hod]	Trvanlivost ložisek v místě uložení A
$L_{h10B}$	[hod]	Trvanlivost ložisek v místě uložení B
$L_{ha10}$	[hod]	Trvanlivosti – axiální
$L_{hr10}$	[hod]	Trvanlivosti – radiální
$l_{nf}$	[mm]	Délka nástroje
$M_1$	[-]	Podíl $p_{relC}$ s $p_{relB}$ kola
$M_2$	[-]	Podíl $p_{relC}$ s $p_{relD}$ kola
$M_b$	[Nm]	Výsledný moment zpevnění osy naklápění
$M_{b1}$	[Nm]	Brzdný moment
$M_{cAp}$	[Nm]	Potřebný moment naklápění osy A
$m_{dr}$	[mm]	Modul u drážkování
$M_{fc}$	[Nm]	Moment od řezné síly
$M_{fl}$	[Nm]	Třecí moment od ložisek
$M_{k1,5}$	[Nm]	Moment při koeficientu $k = 1,5$
$M_{ke}$	[Nm]	Moment elektromotoru s převodovkou při provozu S1
$M_{kemax}$	[Nm]	Maximální moment elektromotoru s převodovkou
$M_{kf2}$	[Nm]	Krouticí moment pro frézování
$M_{kl}$	[Nm]	Klopný moment od obrábění
$M_{kl4}$	[Nm]	Klopný moment od ozubeného kola 4
$M_{klc}$	[Nm]	Celkový klopný moment působící na ložisko
$M_{ks1}$	[Nm]	Krouticí moment při soustružení
$M_{MAX}$	[Nm]	Max. točivý moment
$m_n$	[mm]	Normální modul
$m_{oA}$	[kg]	Hmotnost osy A s elektrovřetenem
$M_{pk}$	[Nm]	Přenášený krouticí moment
$M_{st}$	[Nm]	Statický moment
$m_t$	[mm]	Tečný modul
$n_1$	[ot/min]	Otáčky pastorku
$n_{emax}$	[ot/min]	Maximální otáčky elektromotoru s převodovkou
$n_{f2}$	[ot/min]	Otáčky při frézování
$n_{MAX}$	[ot/min]	Max. otáčky
$n_{maxA}$	[ot/min]	Maximální rychlost naklápění osy A
$n_p$	[ot/min]	Rychlost naklápění osy A frézovací hlavy
$n_{ph}$	[ot/min]	Otáčky předlohové hřídele
$n_{pmax}$	[ot/min]	Maximální požadovaná rychlost naklápění osy
$P$	[kW]	Přenášený výkon

$p$	[-]	Exponent pro výpočet kontroly trvanlivosti
$p$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Průměrný tlak na styčných plochách zubů
$P_{0a}$	[kN]	Ekvivalentní statické zatížení v axiálním směru
$P_{0A}$		Ekvivalentní statické zatížení ložisek v místě uložení A
$P_{0B}$		Ekvivalentní statické zatížení ložisek v místě uložení B
$P_{0r}$	[kN]	Ekvivalentní statické zatížení v radiálním směru
$p_{bn}$	[mm]	Základní normální rozteč
$p_d$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Dovolený tlak
$P_e$	[N]	Ekvivalentního zatížení
$P_{eA}$	[N]	Ekvivalentní zatížení pro ložiska v místě uložení A
$P_{eB}$	[N]	Ekvivalentní zatížení pro ložiska v místě uložení B
$P_{f2}$	[kW]	Užitečný výkon při frézování
$p_{hb}$	[bar]	Tlak hydraulické kapaliny brzdy
$P_{na}$	[kW]	Výkon naklápění osy (S1)
$P_{s1}$	[kW]	Výkon při soustružení
$q_s$	[-]	Parametr vrubu
$q_{sT}$	[-]	Parametr vrubu normalizovaného referenčního zkušebního kola
$r''_4$	[mm]	Průmět poloměru kola 3 do roviny
$r'_4$	[mm]	Průmět poloměru kola 3 do roviny $F_r$ - $F_a$
$r_2$	[mm]	Průměr roztečné kružnice ozubeného kola 2
$R_{Aa}$	[N]	Výsledné axiální v radiálním směru v místě uložení A
$R_{Aax}$	[N]	Axiální reakce v místě uložení A
$R_{Ar}$	[N]	Výsledné reakce v radiálním směru v místě uložení A
$R_{Ar0,6}$	[N]	Výsledné axiální v radiálním směru v místě uložení A při zatížení 60%
$R_{Arx}$	[N]	Radiální reakce v místě uložení A
$R_{Ary}$	[N]	Tečná reakce v místě uložení A
$R_{Br}$	[N]	Výsledné reakce v radiálním směru v místě uložení B
$R_{Br0,6}$	[N]	Výsledné axiální v radiálním směru v místě uložení B při zatížení 60%
$R_{Brx}$	[N]	Radiální reakce v místě uložení B
$R_{Bry}$	[N]	Tečná reakce v místě uložení B
$R_m$	[Nmm <sup>-2</sup> ]	Mez pevnosti
$S_{0a}$	[-]	Statický axiální koeficient bezpečnosti
$S_{0r}$	[-]	Statický radiální koeficient bezpečnosti
$S_F$	[-]	Koeficient bezpečnosti na ohyb
$S_{Fmin}$	[-]	Min. bezpečnost v ohybu
$S_{Fn}$	[mm]	Normální tětiva paty zubu
$S_H$	[-]	Koeficient bezpečnosti na dotyk
$S_{Hmin}$	[-]	Min. bezpečnost v dotyku
$S_{sf}$	[mm]	Tloušťka paty zubu hřídele na tětivě

$t_r$	[min]	Čas za celou otáčku
$t_{r1/4}$	[min]	Čas za čtvrt-otáčky
$v_{dmu}$	[mm/min]	Rychloposuvy stroje DMU 160 FD duoBLOCK
$v_t$	[m/s]	Obvodová rychlost
$v_{tlim}$	[m/s]	Dovolená obvodová rychlost
$x$	[-]	Činitel posunutí (korekce)
$X$	[-]	Koeficient pro výpočet ekvivalentního zatížení ložiska
$Y$	[-]	Koeficient pro výpočet ekvivalentního zatížení ložiska
$Y_F$	[-]	Faktor tvaru zubu
$Y_N$	[-]	Faktor životnosti pro napětí v patě zubu
$Y_{RrelT}$	[-]	Faktor povrchu
$Y_S$	[-]	Faktor korekce napětí
$Y_X$	[-]	Faktor rozměru
$Y_\beta$	[-]	Faktor úhlu sklonu zubů
$Y_{\delta relT}$	[-]	Relativní faktor vrubové citlivosti
$z$	[zub]	Počet zubů
$z_{1,2}$	[-]	Počty zubů pastorku, kola
$Z_B$	[-]	Faktor dotyku jednoho páru zubů
$Z_D$	[-]	Faktor dotyku jednoho páru zubů
$Z_E$	$[\sqrt{Nmm^{-2}}]$	Faktor pružnosti (elasticity)
$Z_H$	[-]	Faktor zóny
$z_{hn}$	[zub]	Počet zubů drážkování na hřídeli naklápění
$Z_L$	[-]	Faktor maziva
$z_n$	[-]	Počet zubů virtuálního čelního kola
$Z_N$	[-]	Faktor životnosti pro kontaktní napětí
$z_{pre}$	[zub]	Počet zubů drážkování na předlohové hřídeli
$Z_R$	[-]	Faktor drsnosti ovlivňující trvanlivost povrchu
$Z_V$	[-]	Faktor rychlosti
$Z_W$	[-]	Faktor pracovní tvrdosti
$Z_X$	[-]	Faktor rozměru
$Z_\epsilon$	[-]	Faktor poměrného dotyku
$\alpha$	[°]	Čelní úhel záběru
$\alpha_{en}$	[°]	Úhel záběru vnějšího bodu dotyku spoluzabírající dvojice zubů virtuálního čelního kola
$\alpha_{Fen}$	[°]	Zatěžovací úhel (směr zatížení ve vnějším bodě dotyku dvojice boků zubů virtuálního čelního kola)
$\alpha_n$	[°]	Normální úhel záběru
$\alpha_t$	[°]	Čelní úhel záběru
$\alpha_{wt}$	[°]	Čelní úhel záběru na roztečném válci
$\beta$	[°]	Základní úhel sklonu zubů
$\beta_b$	[°]	Základní úhel sklonu zubů (šikmý kola)
$\beta_m$	[°]	Základní úhel sklonu zubů

$\beta_{n1}$	[°]	Úhel sklonu
$\beta_{n2}$	[°]	Úhel sklonu
$\beta_{sv}$	[°]	Úhel sklonu zubů na referenčním válci
$\gamma_e$	[°]	Pomocný úhel pro stanovení $\alpha_{Fen}$
$\varepsilon_\alpha$	[-]	Poměrný čelní dotyk
$\varepsilon_{\alpha n}$	[-]	Poměrný čelní dotyk virtuálního čelního kola
$\varepsilon_\beta$	[-]	Poměrný osový záběr
$\rho_{fp}$	[mm]	Poloměr zaoblení přechodové křivky v patě základního profilu
$\sigma_F$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Výpočtové napětí v ohybu v patě zubu
$\sigma_{F0}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Jmenovité napětí v patě zubu
$\sigma_{FE}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Hodnota dovoleného napětí (ohyb)
$\sigma_{FG}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Mezní napětí v patě zubu
$\sigma_{Flim}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Mez únavy v ohybu
$\sigma_H$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Výpočtové napětí v dotyku
$\sigma_{H0}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Jmenovité napětí v dotyku
$\sigma_{HG}$	[-]	Počet dovolených modifikovaných napětí
$\sigma_{Hlim}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Mez únavy v dotyku
$\sigma_{Hlim}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Hodnota dovoleného napětí (dotyk) - Mez únavy v dotyku
$\tau$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Tečné napětí
$\tau_d$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Dovolené napětí v krutu
$\tau_{Ds}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Dovolené napětí ve smyku
$\varphi$	[-]	Součinitel styku boků zubů
$\chi^*$	[mm <sup>-1</sup> ]	Relativní gradient napětí v patě zubu
$\chi_T^*$	[mm <sup>-1</sup> ]	Relativní gradient napjatosti v patě normalizovaného zkoušeného referenčního kola

# 1 Úvod

Podobně jako v nedávné minulosti i dnes se různé operace třískového obrábění sdružují na jednom stroji s cílem:

- docílit větší přesnosti obrábění – obrobit co nejvíce operací na jedno upnutí,
- komplexně opracovat obrobek bez upínání na jiný stroj z důvodu minimalizace ztrátových časů,
- zkrátit čas obrábění a zvýšit jakost obrobení [1] [2]

Pro obráběcí centra je charakteristické, že mají jednu ze dvou základních operací třískového obrábění dominantní. Když je dominantní frézování jedná se o centra pro obrábění nerotačních obrobků (obr. 1). Když je dominantní soustružení jedná se o centra pro obrábění rotačních obrobků (obr. 2).



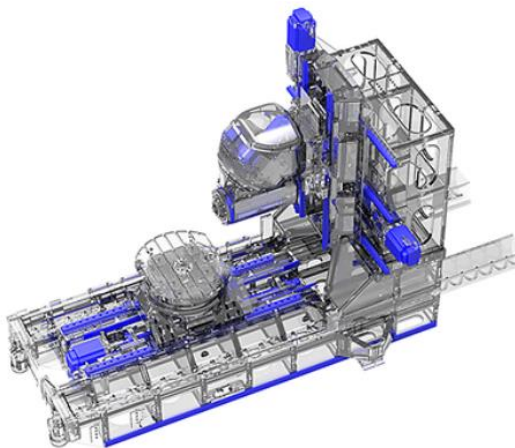
*Obr. 1: Obráběcí centrum pro nerotační obrobky NH5000-DCG od firmy Mori [3]*



*Obr. 2: Obráběcí centrum pro rotační obrobky TA-20 od firmy Tongtai Machine Tool [4]*

Multifunkční obráběcí centra na rozdíl od obráběcích center (ať frézovací nebo soustružnický) nemají, z hlediska přenášeného výkonu, ani jednu třískovou operaci dominantní. Kromě toho mají multifunkční obráběcí centra velkou kinematickou rozmanitost v obrobku a v nástroji, neboť je lze vybavovat různými hlavami, kyvnými anebo posuvnými stoly. [1] [2]

Stroj DMU duoBlock (obr. 3 a obr. 4) od firmy DMG Mori je příkladem multifunkčního obráběcí centra pro pětiosé obrábění s modulární stavbou. Je dostupný rovněž v soustružnicko-frézovací verzi a s průměrem otočného soustružnického stolu 1600 mm (DMU 160 FD duoBLOCK). [1] [2] [5]



*Obr. 3: Stroj DMU duoBLOCK od firmy DMG Mori bez krytování [6]*

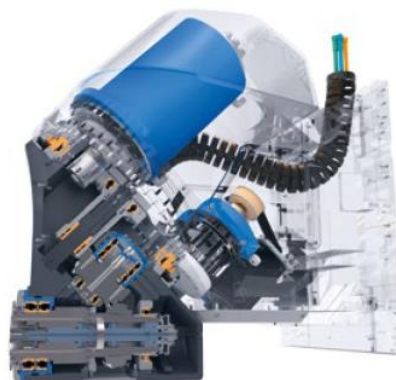


*Obr. 4: Zakrytování stroj DMU duoBLOCK od firmy DMG Mori [6]*

Náhon vřetena bývá těchto strojů standardně realizován elektrovřetenem ale v některých případech se lze setkat i s vřeteny s mechanickým nahonem (obr. 5). Pro tento stroj se používá univerzální hlava (obr. 6) nebo pravoúhlá hlava. Díky použití frézovacích hlav je možno dosáhnout vícestranného a simultánního obrábění v pěti osách. [1] [2]



*Obr. 5: Univerzální frézovací hlava od firmy Mori [5]*



*Obr. 6: Univerzální frézovací hlava s mechanickým nahonem vřetena 5X torque MASTER od firmy Mori [5]*

Právě pro tento nebo podobný typ stroje s elektrovřetenem pro soustružnicko-frézovací obráběcí cykly je cílem této diplomové práce navrhnout jednoosou frézovací hlavu.



## 2 Cíl práce

Cílem diplomové práce je navrhnout jednoosou frézovací hlavu s elektrovřetenem pro multifukční pětiosé soustružnickou-frézovací centrum. Výstupem bude, mimo textové části práce, vytvoření zvoleného výkresu sestavy nebo podsestavy a výrobních výkresů tří vybraných dílců.

Postup diplomové práce je následující:

1. Zpracovat rešerši: Druhy frézovacích hlav, patenty a jejich komponenty.
2. Specifikovat parametry frézovací hlavy
3. Navrhnout více konstrukčních variant
4. Vybrat finální variantu
5. Provést detailní konstrukci vybrané varianty
6. Provést kontrolní výpočty
7. Vytvořit výkresovou dokumentaci

## 3 Frézovací hlavy

Využitím frézovacích hlav (obr. 7) na nejrůznějších obráběcích strojích lze těmto strojům rozšířit technologické možnosti, které se významně podílí na využitelnosti daného stroje. Příkladem může být nejen rozšíření o další pohybové osy (z tříosého stroje může snadno vzniknout stroj pětiosý), ale i zvýšení produktivity práce, to může spočívat v možnosti obrábět s vyšším úběrem třísky, vysokootáčkovém obrábění a dalšími podobnými výhodami. Výhody, které sebou přináší, jsou závislé na parametrech dané frézovací hlavy.

Frézovací hlavy lze rozdělit dle těchto parametrů:

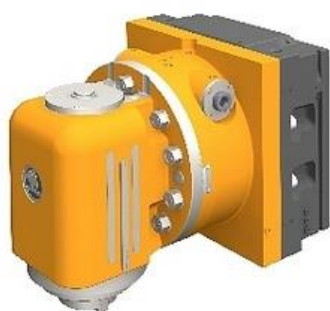
1. Dle počtu os:
  - jednoosá frézovací hlava,
  - dvouosá frézovací hlava,
  - tříosá frézovací hlava.
2. Podle kinematického uspořádání os:
  - ortogonální frézovací hlava,
  - univerzální frézovací hlava.
3. Podle způsobu pohonu os:
  - použitím ozubených kol (například v provedení Master and Slave),
  - použitím šnekového soukolí,
  - použitím vložené převodovky
  - použitím řemenového převodu,
  - použitím torzních motorů,
  - použitím manuálního pohonu.
4. Podle pohonu vřetena:
  - použitím elektrovřetena
  - s mechanickým náhonem
5. Podle možnosti souvislého obrábění:
  - indexovací frézovací hlava
  - souvislé polohování pro nesouvislé obrábění
  - souvislé polohování pro souvislé obrábění
6. Podle způsobu výměny nástrojů, hlavy, polohování os:
  - manuální,
  - automatické. [7]



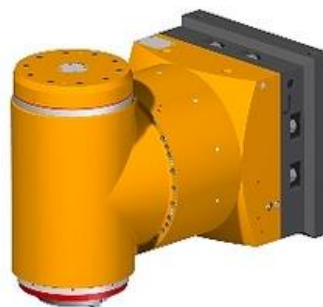
Obr. 7: Různé konstrukční provedení frézovacích hlav od firmy FPT [2]

### 3.1 Ortogonální frézovací hlavy

Ortogonální, někdy též pravoúhlé, hlavy mají na sebe osy kolmé. Ortogonální jednoosé frézovací hlavy (obr. 8 a obr. 9) se skládají ze dvou částí. První část je statická, druhá část umožňuje otáčení kolem osy C vřetena stroje. U tohoto uspořádání lze dosáhnout velmi vysoké tuhosti, která vyplývá z jednoduchosti konstrukce a pouze jedné pohybové osy. Vysoká tuhost souvisí se zvýšením přesnosti obrábění.

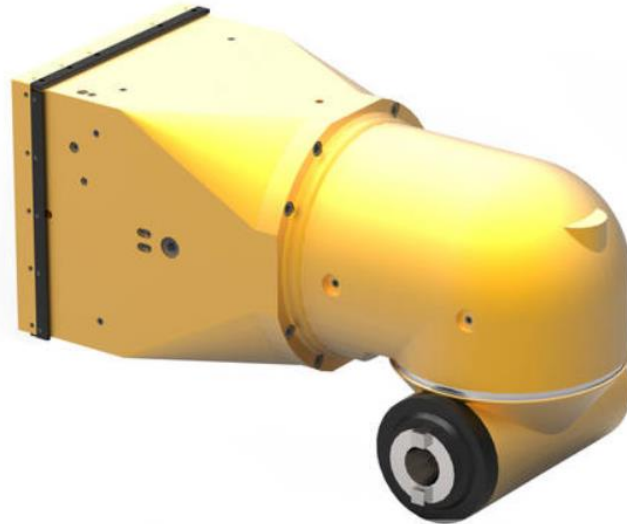


Obr. 8: Manuální frézovací pravoúhla hlava IFVW 2C od firmy škoda [8]



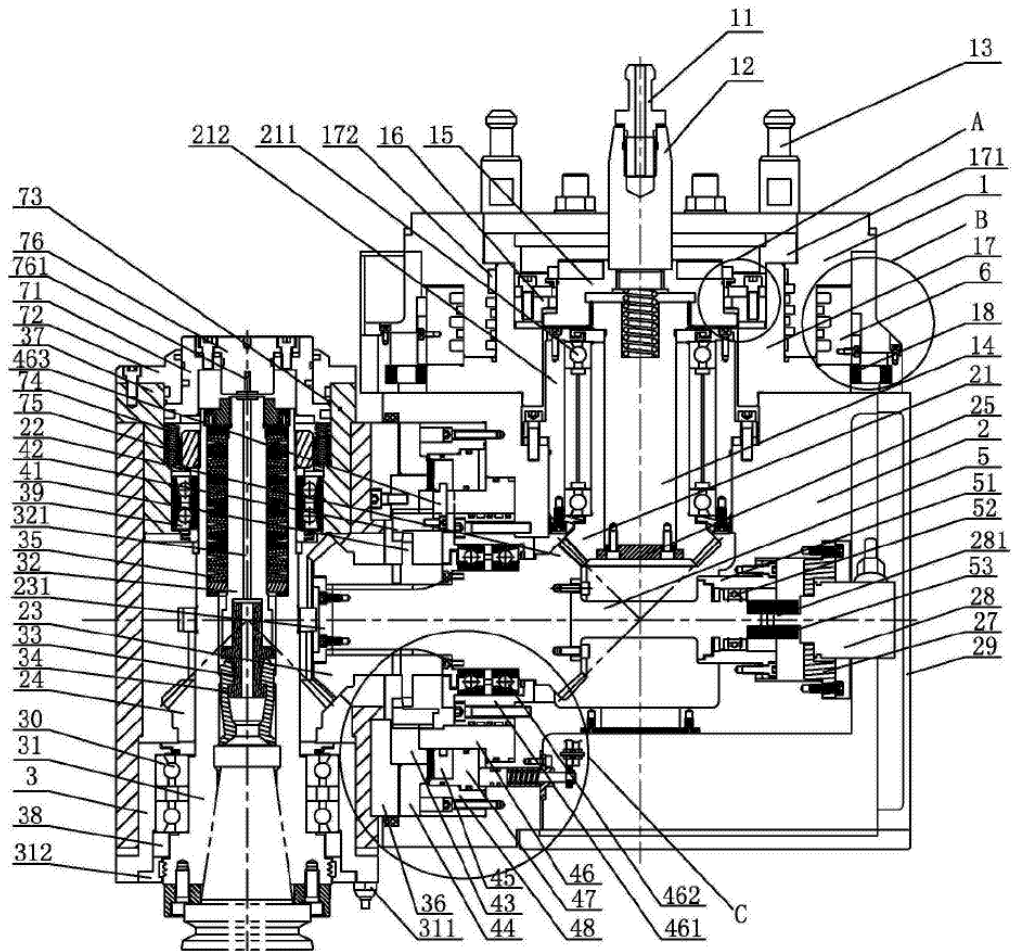
Obr. 9: Automatická frézovací pravoúhla hlava IFVW 101 od firmy škoda [8]

Ortogonalní dvouosé hlavy (obr. 10) mají osu C totožnou s osou vřetene obráběcího stroje a osu A kolmou na obě tyto osy. Hlava je tak určena pro obrábění ploch pod úhly, které jsou jinou hlavou nedosažitelné.



*Obr. 10: Ortogonalní frézovací automaticky indexovaná hlava HOI 50 od firmy TOS Vansdorf [9]*

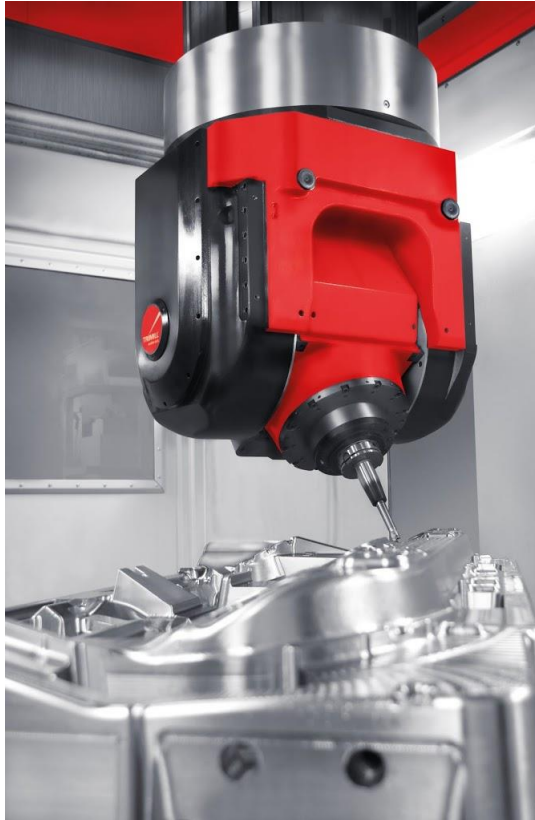
Na obr. 11 je řez ortogonalní frézovací hlavou. Pohon této hlavy je řešen pomocí ozubených kol, použita jsou ozubená kola s vnitřním ozubením (43, 16). Pohon vřetena je řešen kuželovým soukolím, které přenáší otáčky a krouticí moment z náhonu umístěného mimo hlavu, jedná se tedy o mechanický náhon vřetena. Pro přenos tekutin je využito rotačních rozvodek (1,6) a pro vedení kabelů ze statické části na osu C je použit energetický řetěz (18). [10]



Obr. 11: Různé konstrukční provedení frézovacích hlav od firmy FPT [2]

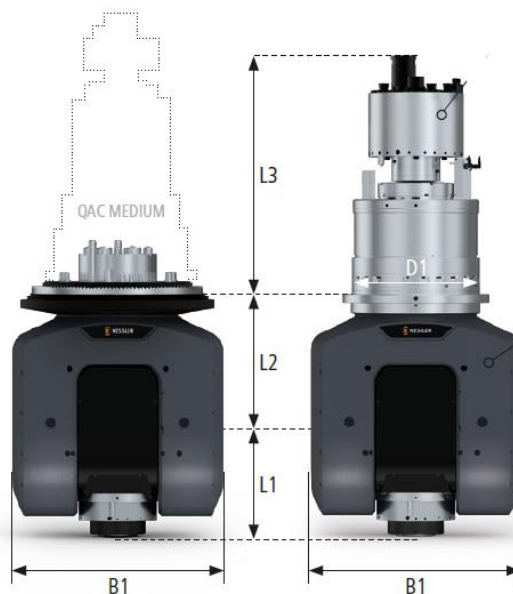
### 3.2 Vidlicové frézovací hlavy

Tyto frézovací hlavy (obr. 12) jsou poddruhem ortogonálních hlav a nacházejí uplatnění spíše u portálových strojů, kde je vřeteno ve svislé poloze a obrábí se tvarově složité plochy z vrchní části obrobku. Pohon vřetena je řešen náhonem od vřetena obráběcího stoje nebo elektrovřetenem osazeným ve vidlici. Variantu s elektrovřetenem lze využít pro dokončovací práce a méně výkonné obrábění. Oproti tomu hlavy s přímým náhonem od vřetena stroje jsou určeny pro silové obrábění.



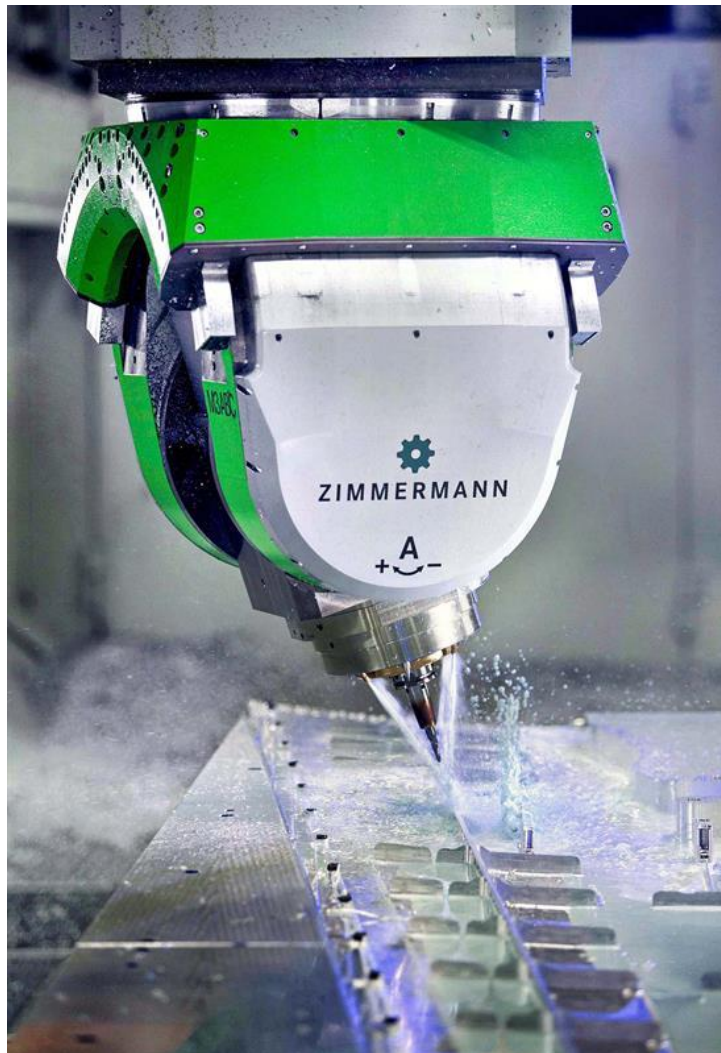
Obr. 12: Vidlicová frézovací hlava T30C od firmy Trimill. [11]

Vidlicové frézovací hlavy se vyrábí v jednoosém až tříosém provedení a často lze narazit u výrobců na to, že se jedná o modulární koncepci jako u firmy Kessler (obr. 13). [12]



Obr. 13: Vidlicová frézovací hlava – modulární koncepce od firmy Kessler. [12]

Příkladem tříosé vidlicové obráběcí hlavy je M3 ABC od firmy Zimmermann (obr. 14). Tato vidlicová hlava zvládne naklápět vřeteno v ose A a zároveň se naklápí v ose B (v rozmezí  $\pm 15^\circ$ ) a celá dokáže rotovat v ose C. [13]

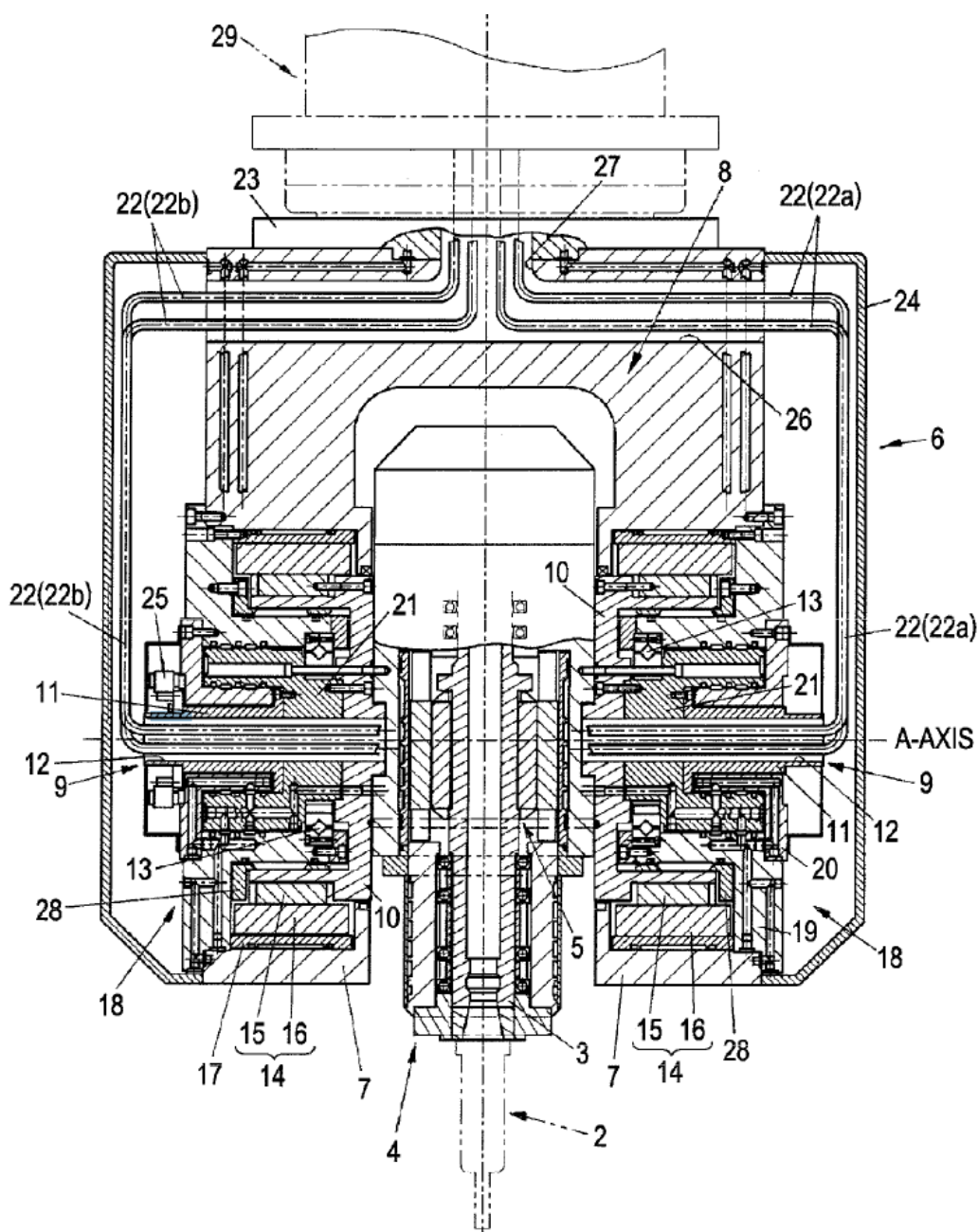


Obr. 14: tříosá vidlicová frézovací hlava M3 ABC od firmy Zimmermann. [13]

### 3.2.1 Vidlicové frézovací hlavy s torque motory

Pohon os ve vidlicových hlavách může být koncipovaný za pomoci přímého pohonu, nebo torque motorů. Na obr. 15 je konstrukce jednoosé frézovací hlavy, kdy je pohon osy A řešen právě za pomoci torque motorů (14). Samotný pohon nástroje (2) je zajištěn elektrovřetenem. Otvory (12) slouží pro průchod kabelů k elektrovřetenu a tím, že otvory jsou vyhotoveny v ose A, se zabrání vytrhání kabelů (22) při rotaci osy A. Tekutiny jsou vedeny skrz rotační rozvodky a brzdění osy A je řešeno za pomoci páru hydraulických brzd (28). [14]

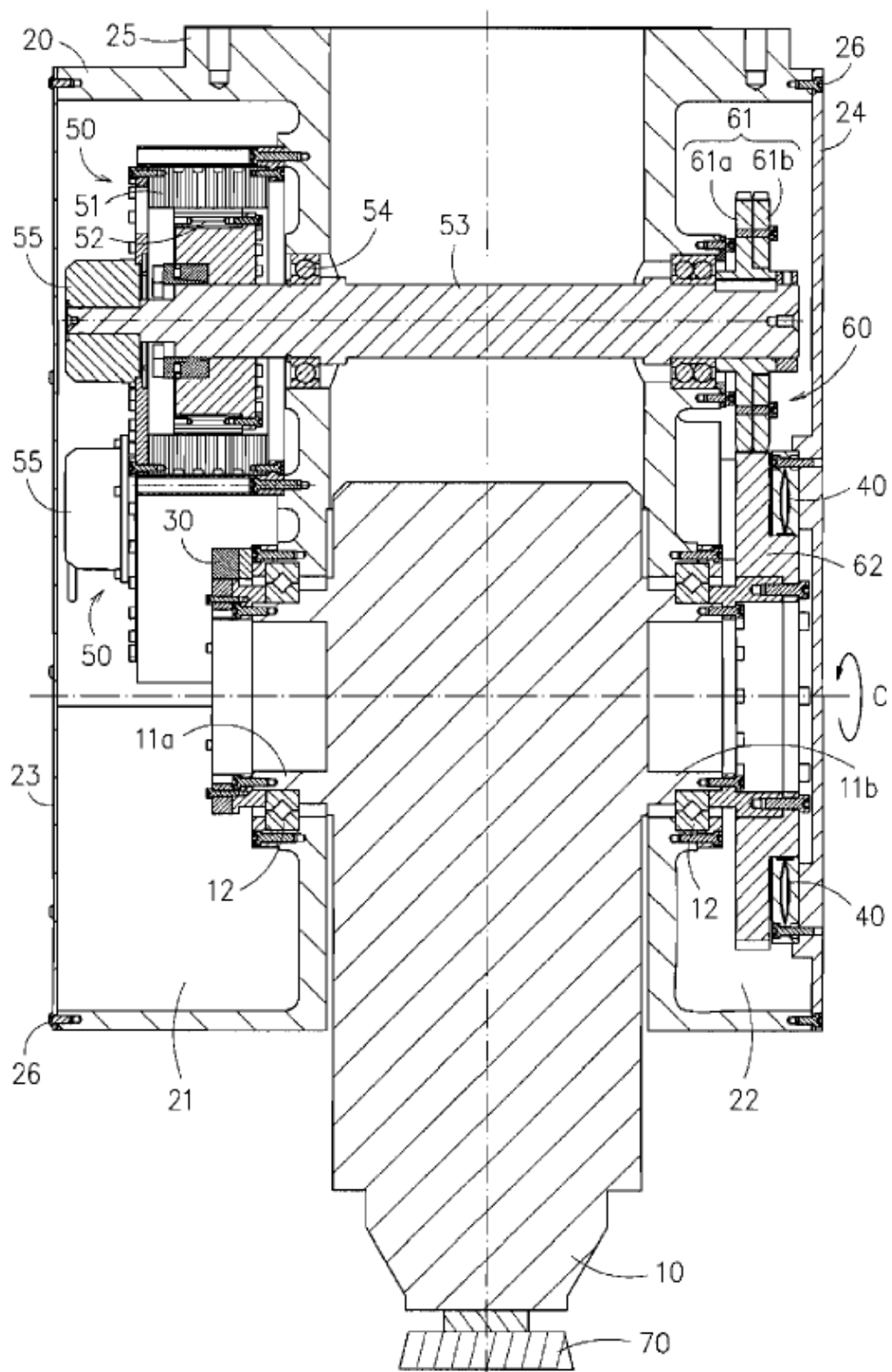




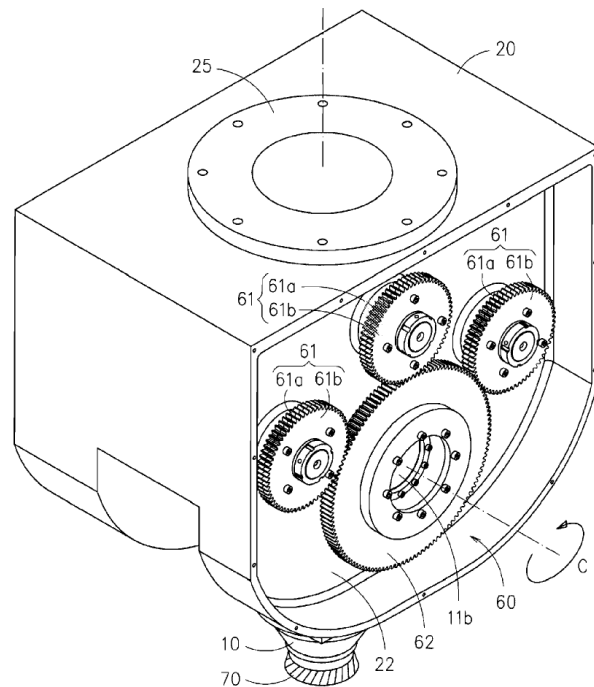
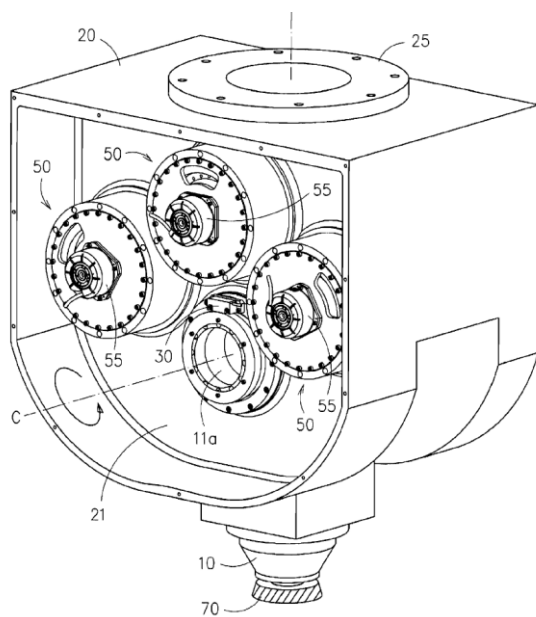
Obr. 15: Řez jednoosou vidlicovou frézovací hlavou s elektrovřetenem a torque motory [14]

Pokud je potřeba větší krouticí moment pro pohon osy A a zároveň je požadováno zachovat torque motor, muselo by se přistoupit k nárůstu velikosti torque motoru a tím i jeho hmotnosti a ceny. Na obr. 16 je zobrazen způsob použití tří torque motorů (50). Ty jsou umístěny na jedné straně vidlicové hlavy (obr. 17) a pohaní hřídele (53), které jsou průchozí na druhou stranu hlavy (obr. 18). Za pomoci pera pak přenášejí krouticí moment přes hnací ozubená kola (61) na ozubený věnec (62), který otáčí osou C. Hnací ozubená kola (60) jsou dělená na dvě části (61a a 61b) kvůli vymezení vůlí. Na ose A, naproti ozubenému věnci, je umístěno na přírubě (11a) odměřování polohy (30). Na přírubě ozubeného věnce je umístěna pneumatická brzda (40) pro zpevnění osy. [15]



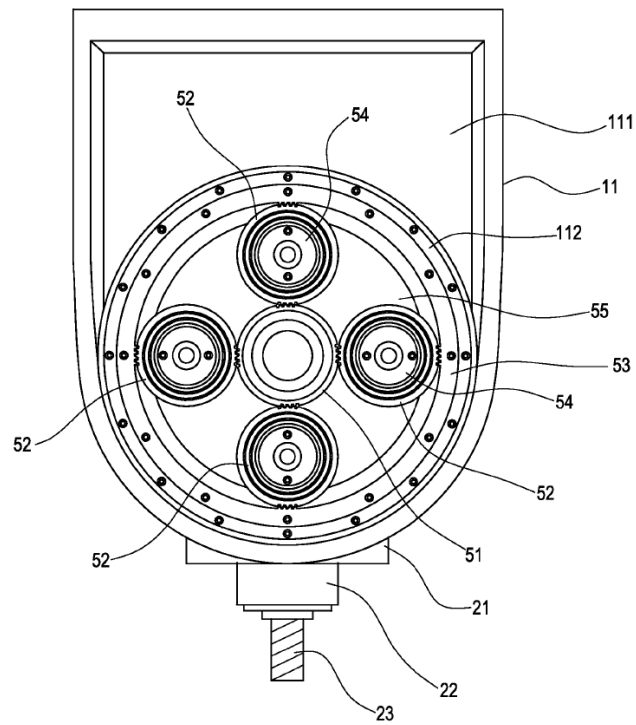


Obr. 16: Rež jednoosou vidlicovou hlavou se třemi tortgue motory [15]

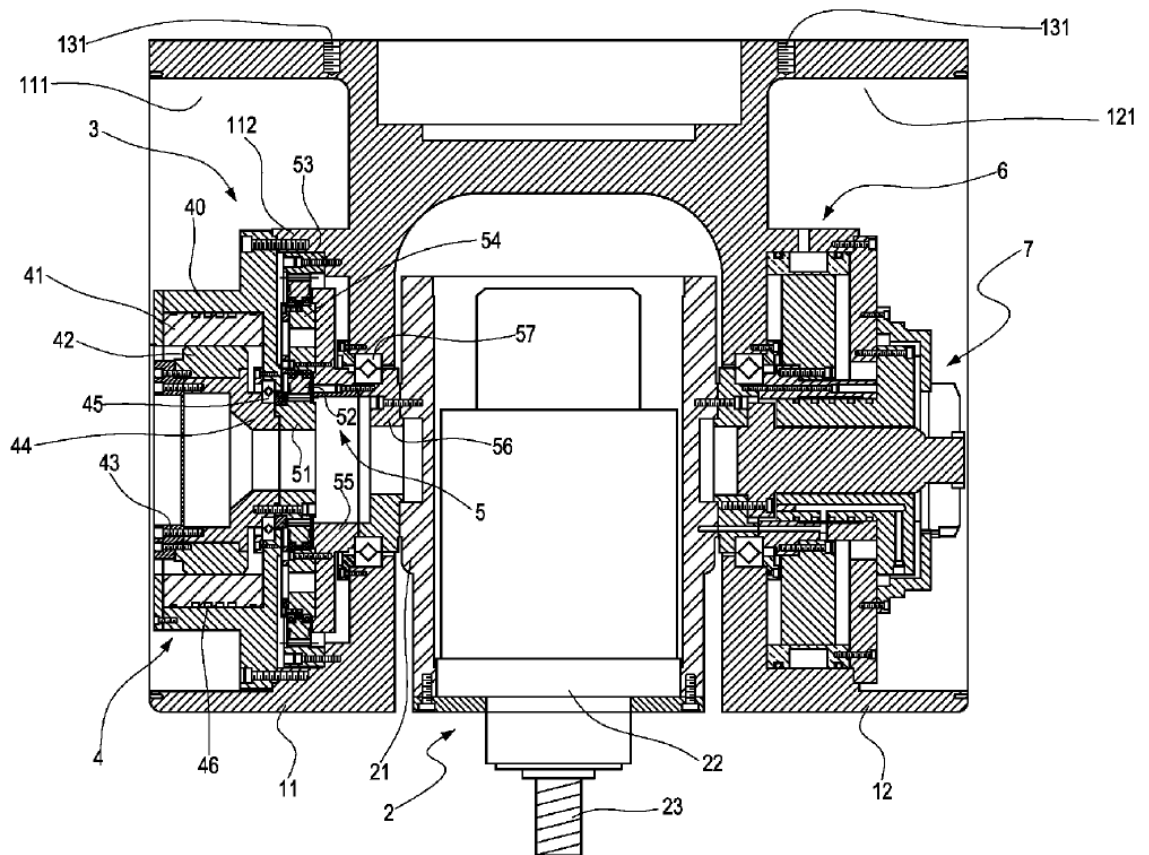


Obr. 17: Boční pohled na tři torque motory [15]      Obr. 18: Boční pohled na poháněný venec [15]

Na obr. 19 a obr. 20 je konstrukce, která za pomoci torque motoru (4) vytváří redukční planetový převod. Torque motor se skládá ze statoru (41) a rotoru (42). Motor je přímo spojen s centrálním kolem (51), které pak přes satelity (52) pohání korunové kolo (53). Satelity (52) jsou připojeny k unašeci (55) a ten je připojen k tělesu vřetena (21) a umožňuje naklápění. Tímto způsobem je možno zvětšit krouticí moment torque motoru a zároveň lze udržet vyšší rychlost naklápění osy A. Potom lze hlavu použít pro vysokorychlostní obrábění a zároveň i pro obrábění s vysokým točivým momentem. Nevýhodou je však složitá konstrukce a tím i vyšší cena. [16]



Obr. 19: Boční pohled na planetový převod [16]

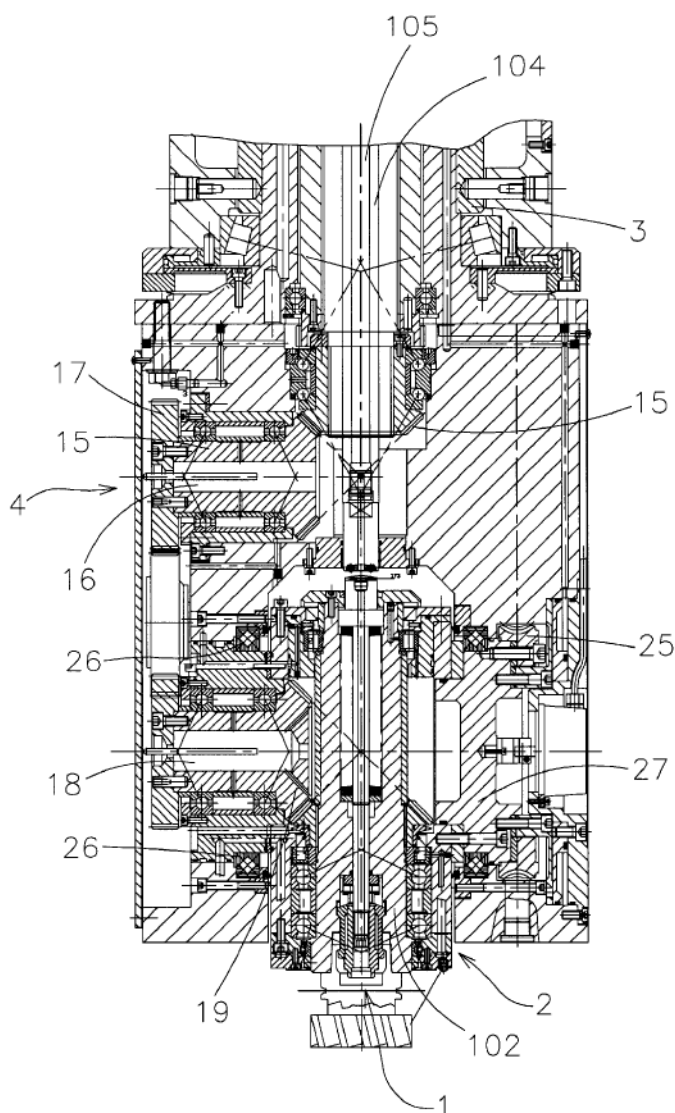


Obr. 20: Řez vidlicovou hlavou s elektrovřetenem, torque motorem a planetovou převodovkou [16]

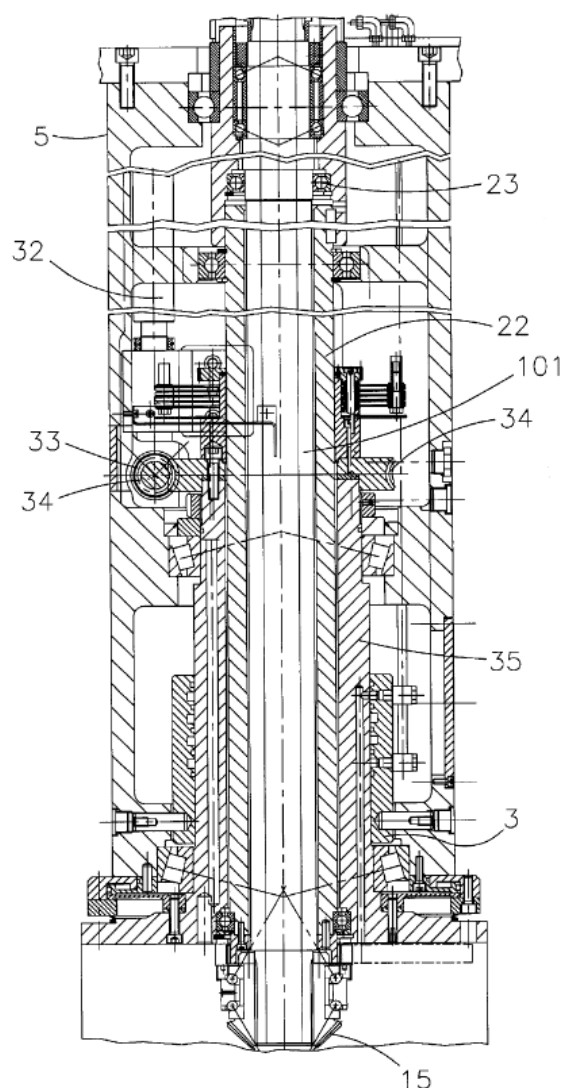
### 3.2.2 Vidlicové frézovací hlavy poháněné šnekovým soukolím

Na obr. 21 a obr. 22 je vidlicová dvouosá frézovací hlava, kde samotný pohon vřetena (102) je realizován mechanicky ozubenými koly. Ze stroje je krouticí moment přenášen na vstupní hřídel (101) osazeným pastorkem (15). Tato dlouhá hřídel je umístěna v duté hřídeli osy B (22) za pomoci ložisek (23). Samotná vstupní hřídel je také dutá, aby skrz ní mohla vést pneumatika pro odfuk nástroje ve vřetení. [17]

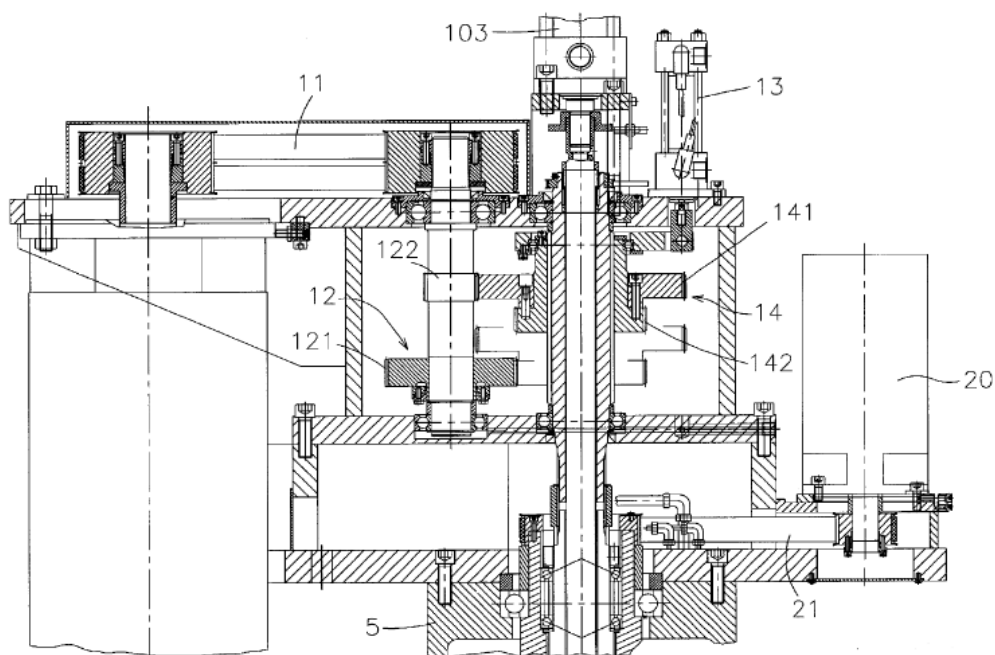
Na obr. 23 je samotný pohon vřetena, který je realizován elektromotorem, řemenovým převodem (11) a dvoustupňovou převodovkou (12 a 14). [17]



Obr. 21: Řez dolní částí dvouosé vidlicové frézovací hlavy s mechanicky poháněným vřetenem a pohonem os za pomoci šnekového kola [17]

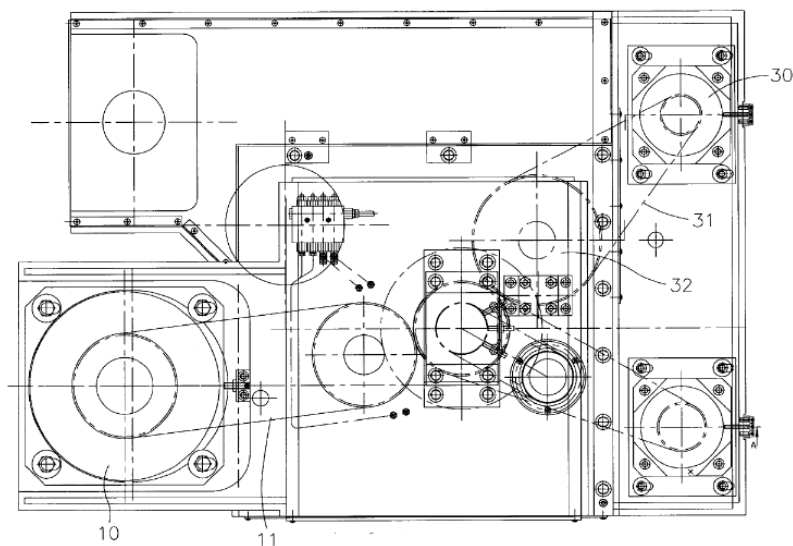


Obr. 22: Řez horní částí dvouosé vidlicové frézovací hlavy s mechanicky poháněným vřetenem a pohonem os za pomoci šnekového kola [17]

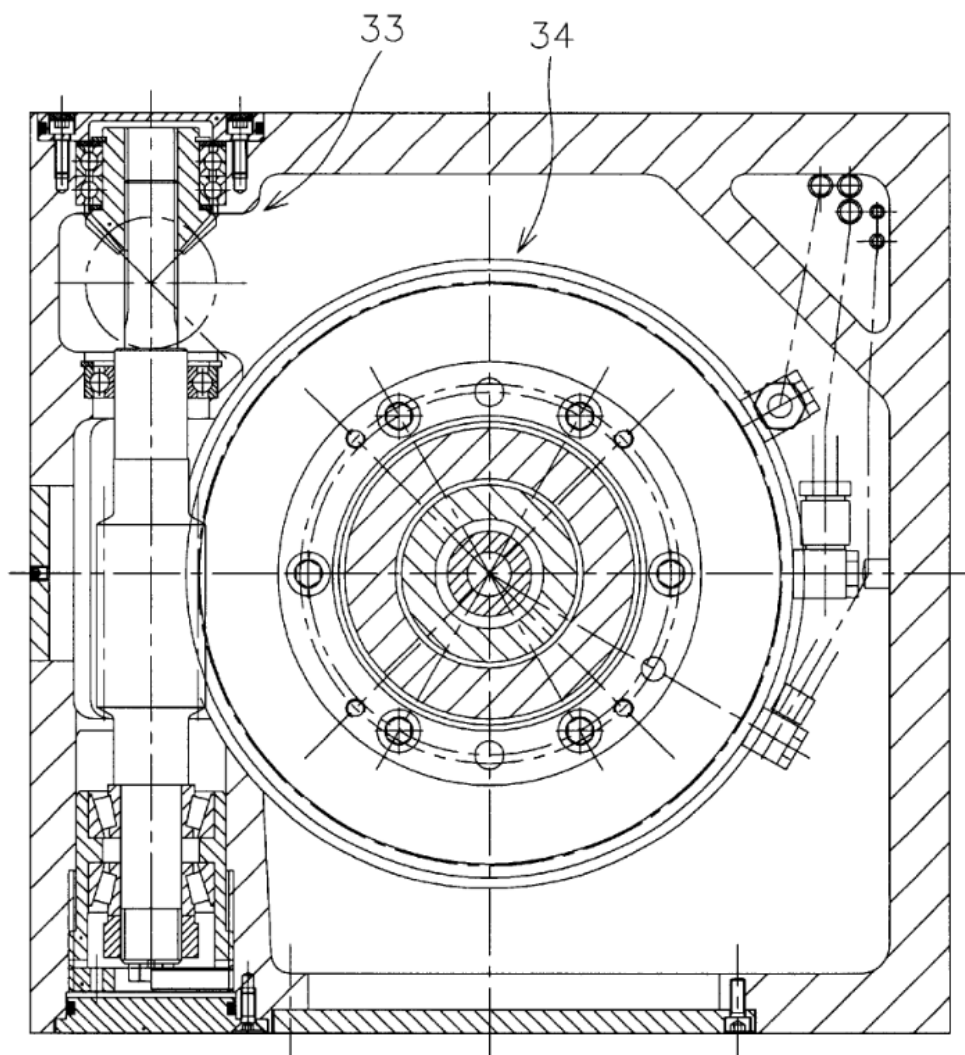


Obr. 23: Řez horní částí převodovky pohonu vřetene [17]

Pohon osy C (obr. 24 a obr. 25) je řešen za pomoci motoru (30). Řemenový převod (31) přenáší krouticí moment na hřídel (32). Moment se dále přenáší přes šikmá ozubená kola na šnekovou hřídel (33). Šnek otáčí šnekovým kolem (34) a tím je zajištěn pohyb osy C. [17]



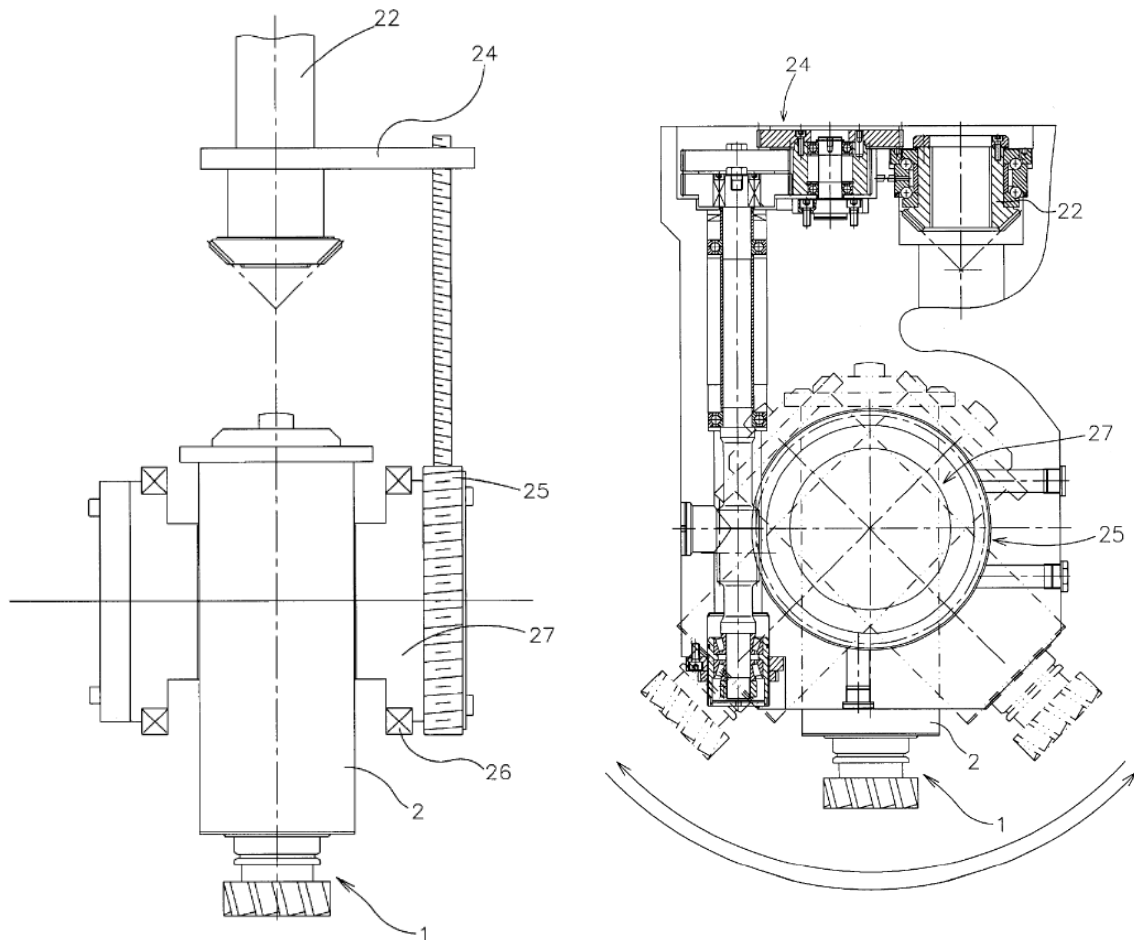
Obr. 24: Pohled na motor osy C dvousé vidlicové frézovací hlavy poháněné šnekovým soukolím [17]



Obr. 25: Pohled na šnekový pohon osy C [17]

Na obr. 23 začíná znázornění pohonu osy A, motor (20) se nachází v horní části a krouticí moment je přenášen přes řemen (21), řemenice se nachází přesně v ose C. Díky ložiskům (23) nedochází k ovlivnění rotace šnekové hřídele (22) hřídelí (101).

Na obr. 26 a obr. 27 a je znázorněn zbytek pohonu osy A. Za pomoci převodu ozubenými koly (24) je krouticí moment přenesen na šnekový hřídel a pak již šnekový převod zajistí naklápění osy A (27) a tím i tělesa vřetena (2). [17]

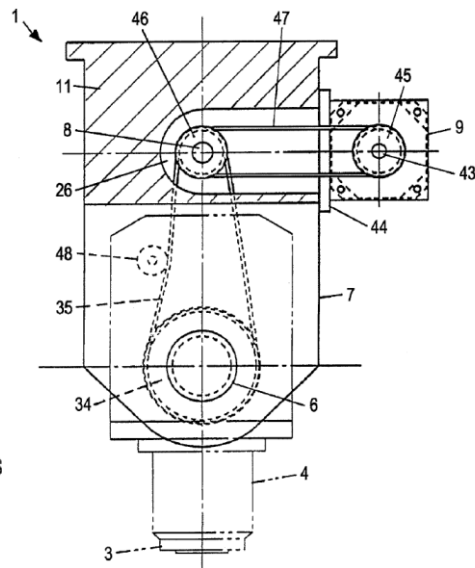
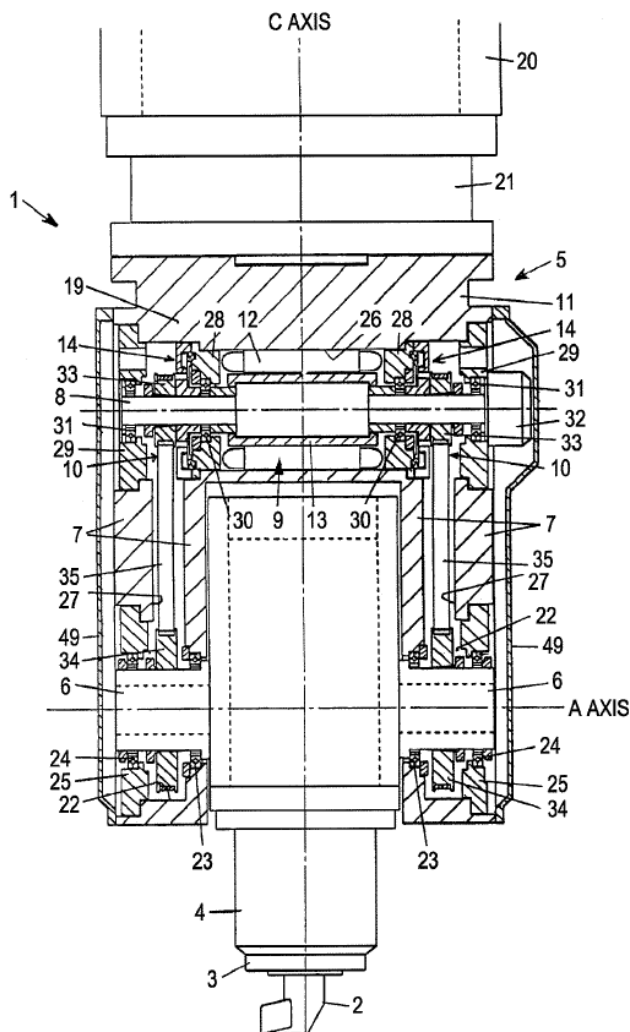


Obr. 26: Zjednodušené schéma pohonu osy A Obr. 27: Naklápění osy A šnekovým převodem  
 šnekovým převodem [17] [17]

### 3.2.3 Vidlicové frézovací hlavy poháněné řemenovým převodem

Dalším způsobem pohonu je použití řemenového převodu. Na obr. 28 je pohon osy A za pomoci synchronního motoru (9), z kterého vystupuje průchozí hřídel (8). Na tomto hřídeli jsou umístěny po obou stranách hnací synchronní řemenice (33). Řemenový převod slouží k otáčení osou A. Na napnutí řemenu je použita napínací kladka (48).

Další konstrukční varianta je na obr. 29. V této variantě je motor (9) umístěn mimo těleso vidlice a je připojen k tělesu konzole (44). Přenos krouticího momentu z výstupu motoru (43) na hřídel, který je osazen hnací řemenicí (46), je realizován řemenovým převodem 1:1. Tímto způsobem lze použít i dva servomotory pro realizaci pohonu osy A. [18]



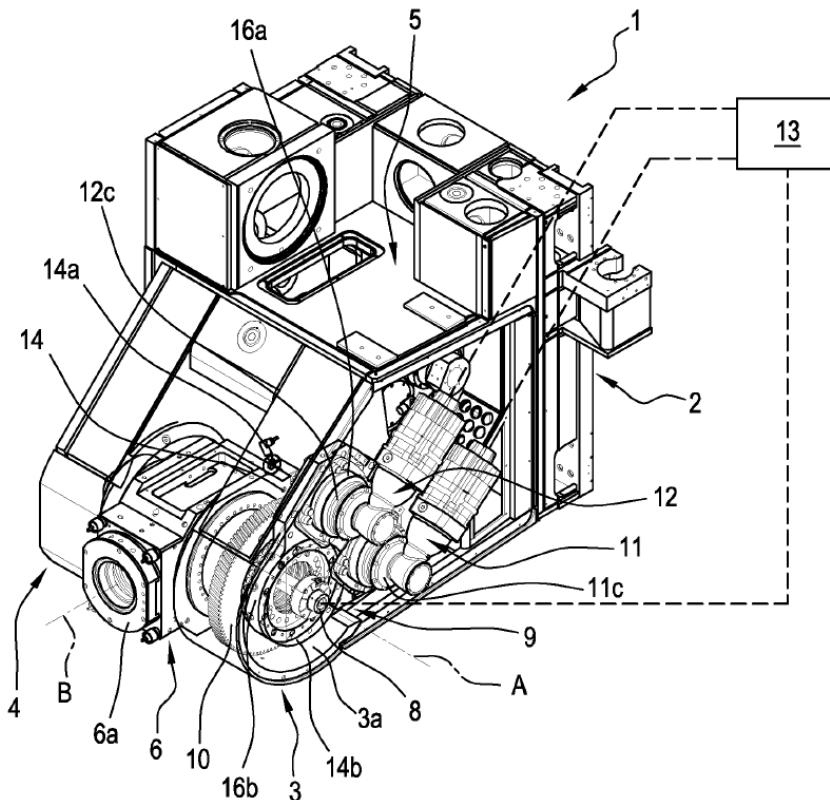
Obr. 28: Řez vidlicovou frézovací hlavou s řemenovým pohonem [18]

Obr. 29: Umístění motoru mimo těleso vidlice s použitím řemenového převodu [18]

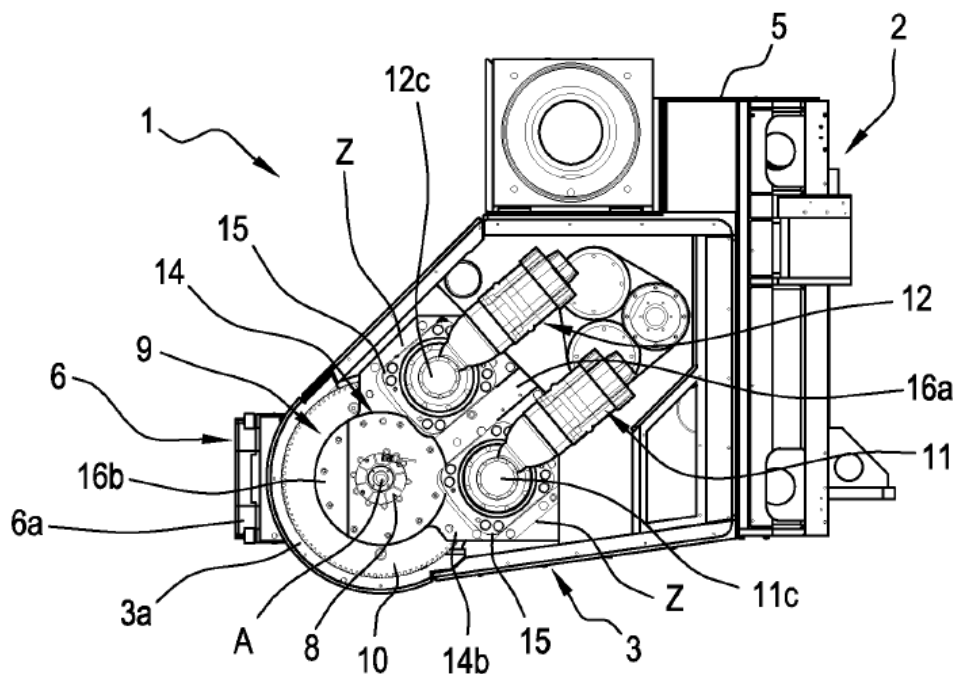
### 3.2.4 Vidlicové frézovací hlavy s pohonem Master and Slave

Pro souvislé řízení pohonu os se často používá systém Master and Slave. Na obr. 30 a obr. 31 je zobrazena jednoosá vidlicová frézovací hlava, kde je osa A poháněna dvěma servomotory (11, 12), kdy jeden zastává funkci Master (11) a druhý funkci Slave (12). Za účelem optimalizace parametrů má každý servomotor harmonickou převodovku (11c, 12c). [19]





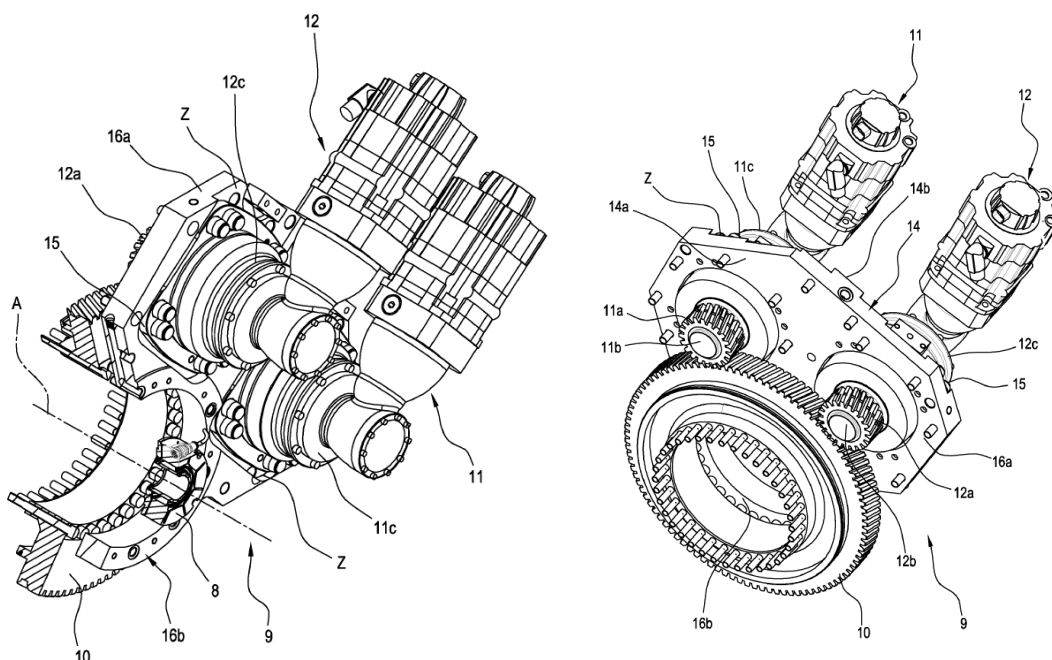
Obr. 30: Jednoosá vidlicová frézovací hlava s pohonem Master and Slave [19]



Obr. 31: Boční pohled na jednoosou vidlicovou frézovací hlavu s pohonem Master and Slave [19]

Servomotory (obr. 32) jsou spojeny přípojovací deskou (15), která se připojuje ke konzoli (16a). Přípojovací desky a konzole v sobě mají otvor, kterým lze přenést

kroučící moment až na pastorky (11b, 12b), ty pak pohánějí ozubený věnec, který polohuje osu A (obr. 33). [19]



Obr. 32: Uložení servomotoru na konzoli [19]    Obr. 33: Průchozí pastorky skrz konzoli [19]

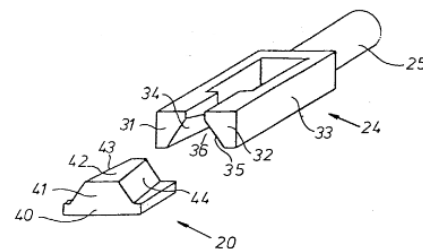
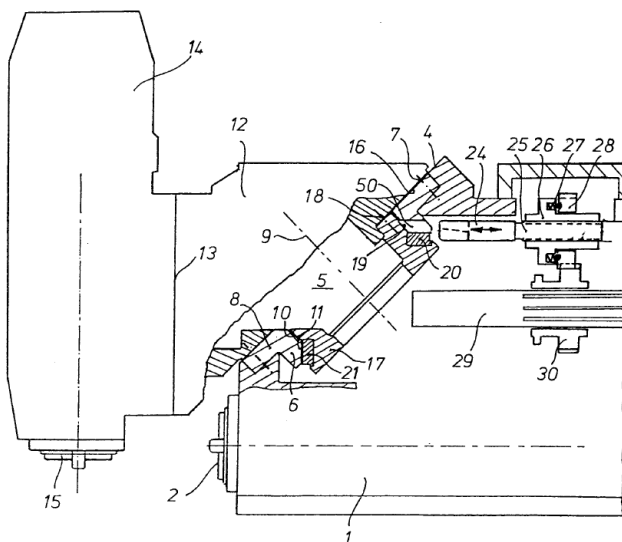
### 3.3 Univerzální frézovací hlavy

V aplikacích, kde je potřeba obrábět tvarově složitější plochy, nebo plochy pod různými úhly, nachází uplatnění univerzální frézovací hlava. Ve srovnání s pravoúhlými hlavami je zde kromě osy C, která se otáčí kolem vřetena stroje, další osa A, natočená vůči ose C o 45° (obr. 34 a obr. 35). Z tříosého obráběcího centra se stane pětiosé, schopné obrábět téměř pod jakýmkoliv úhlem. Natáčení os i upínání nástroje lze provádět jak manuálně, tak automaticky. Kvůli další ovládané ose se, ale snižuje tuhost hlavy a tím i její přesnost.



Obr. 34: Univerzální frézovací hlava UCE od firmy Correa [20]      Obr. 35: Univerzální frézovací hlava A45-50 od firmy CYTEC systems [21]

Na obr. 36 je univerzální hlava a způsob aretace osy (9), ta je řešena pomocí upínacího šoupátka (obr. 37). To se skládá z pevné části (20), ta je připojena k tělesu (17), ke kterému je také připojena příruba (10), na které je kroužek ložiska (8). Pevná část šoupátka i její pohyblivý protikus je vymezen v takové vůli, aby do sebe zapadal a při větším přitlačení dokázal aretovat pohyb. Pohyb šoupátka je řešen přes kuličkový šroub (25), matici (26), ozubené kolo (28) a posuvné ozubené kolo (30). [22]

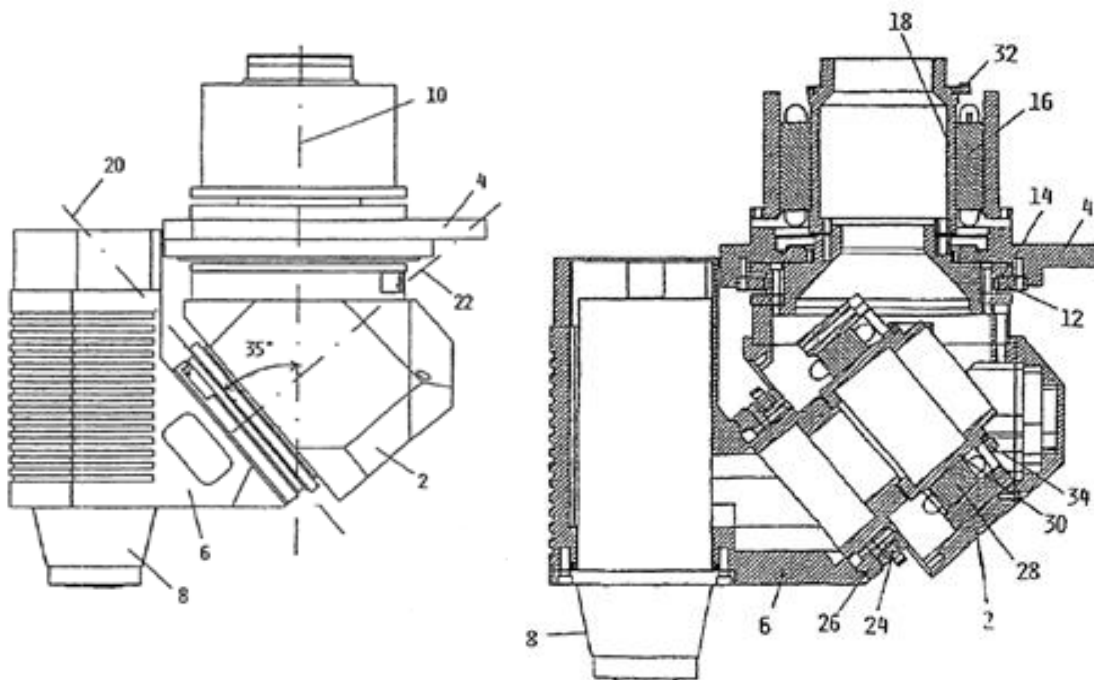


Obr. 36: Aretace osy univerzální frézovací hlavy [22]      Obr. 37: Upínací šoupátko [22]

### 3.3.1 Univerzální frézovací hlava s přímým pohonem

Na obr. 38 a obr. 39 je univerzální frézovací hlava, která však má místo úhlu 45°, úhel 35° a pohon obou os je řešen přímými motory. Pro pohon osy A je stator (16) umístěn ve statické části (4) a rotor (18) v tělese osy C (2). Mezi statickým tělesem (4) a tělesem osy C (2) je použito radialně-axiální ložisko (12). Pro pohon osy A je stator umístěn

v tělese osy C (2) a rotor (30) v tělese osy A (6). Stejně jako u osy C je použito radially-axiální ložisko (24) i u osy A. Úhlové polohy jsou řízeny příslušnými polohovými měniči (32 a 34). V tělese osy A je pak umístěno elektrovřeteno (8). [23]



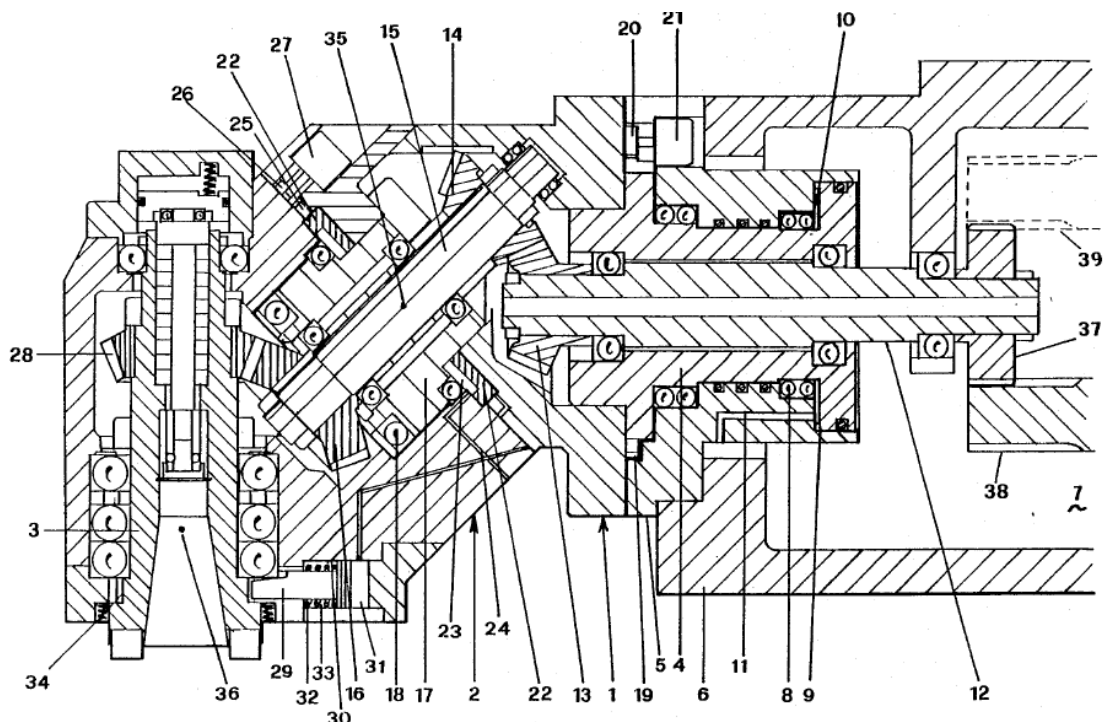
Obr. 38: Univerzální frézovací hlava s přímým pohonem [23]

Obr. 39: Řez univerzální frézovací hlavou s přímým pohonem [23]

### 3.3.2 Univerzální frézovací hlava s hydraulicko-mechanickým pohonem

Konstrukce (obr. 40) znázorňuje případ, kdy je pohon obou os řešen za pomoci hydraulicko-mechanického systému. Pro natočení osy C je do komor (10, 23 a 31) přiveden tlakový olej. Olej v komoře způsobí posun pístu (16), který zablokuje vřeteno (3), tím je zablokován i pohyb hřídele náhonu (15) a vstupní hřídele (12). Díky umístění středu (35) náhonové hřídele (15) v ose vstupního hřídele (12) dojde při poklesnutí tlaku v komoře (10) k možnosti otáčet tělesem (1) vstupní hřídele. To je realizováno ozubeným soukolím (19, 20), spolu s tělesem se otáčí i celá osa C. Enkodér (21) po natočení do správného úhlu odešle signál řídicímu systému a ten zastaví přísun oleje do komory osy C (10) a sníží tlak v komoře osy A (23). Tím dochází za pomoci ozubeného soukolí (25, 26) ke stejnému výsledku jako u osy C, tedy k natočení tělesa (2). Po najetí do určené pozice enkodér (27) opět odešle signál řídicímu systému a ten zastaví přísun oleje do komor (23, 31). Dochází k odaretování vřetena (3) a lze obrábět. Výhodou je fakt,

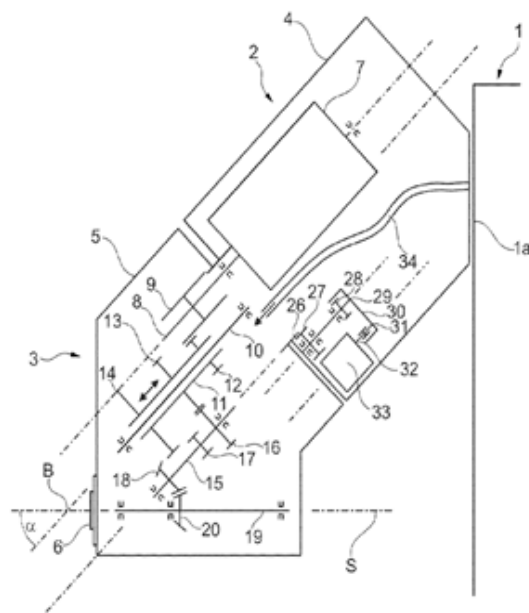
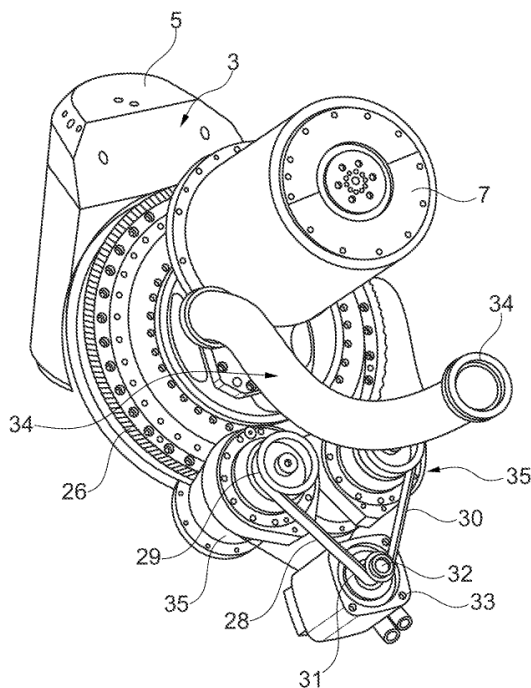
že celá konstrukce frézovací hlavy je díky absenci motorů pro osy A a C menší a kompaktnější. Nevýhoda je že tímto způsobem nelze obrábět souvisle. [24]



Obr. 40: Řez univerzální frézovací hlavou s pohonem os za použití hydraulicko-mechanického pohonu. [24]

### 3.3.3 Univerzální hlava s pohonem Master and Slave

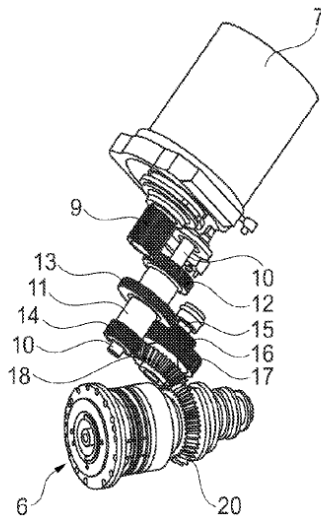
Na obr. 41 a obr. 42 je univerzální frézovací hlava, kde je pohon osy C řešen za pomoci jednoho servomotoru (33), ten pohání přes jeden řemen (30) celkem dvě řemenice (29). Za řemenicemi jsou umístěné převodovky, (35) kterými je krouticí moment veden na pastorky (27), ty pohání ozubený věnec (26). Ozubený věnec (26) pak otáčí tělesem (6) a tím zajišťuje rotaci osy C. V ozubeném věnci je radially-axialní ložisko. Pro kabely a hadice se používá flexibilní energetický řetěz (34), který zabrání jejich vytrhávání. [25]



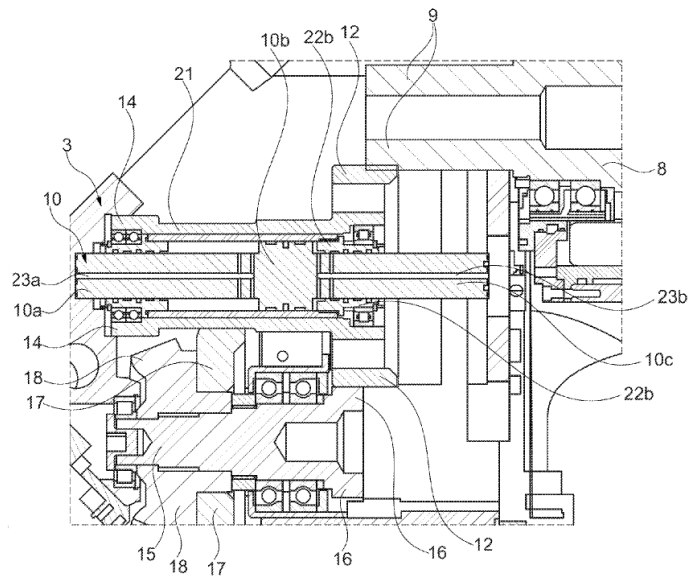
Obr. 41: Univerzální frézovací hlava s pohonem Master and Slave [25]

Obr. 42: Schéma pohonu univerzální hlavy [25]

Hlava (obr. 43 a obr. 44) má mechanický náhon vřetena, kdy je přes motor (7) poháněná hřídel s pastorkem (9), kterým je poháněna dutá hřídel, (11) na které jsou dvě ozubená kola. Podle toho, které ozubené kolo (13, 14) je v záběru s protilehlým ozubeným kolem (15 a 16), se pak jedná o daný převodový stupeň. Vřeteno (6) je poháněné šikmým ozubeným soukolím (18, 20). Samotná změna převodu je možná díky dvojčinnému oboustrannému pneumatickému pístu (10), který je umístěn v duté hřídeli (11). Píst podle působení tlaku vzduchu v dané straně pístu posouvá s hřídelí (11) a podle směru posuvu se dostane do záběru požadované ozubené kolo. [25]

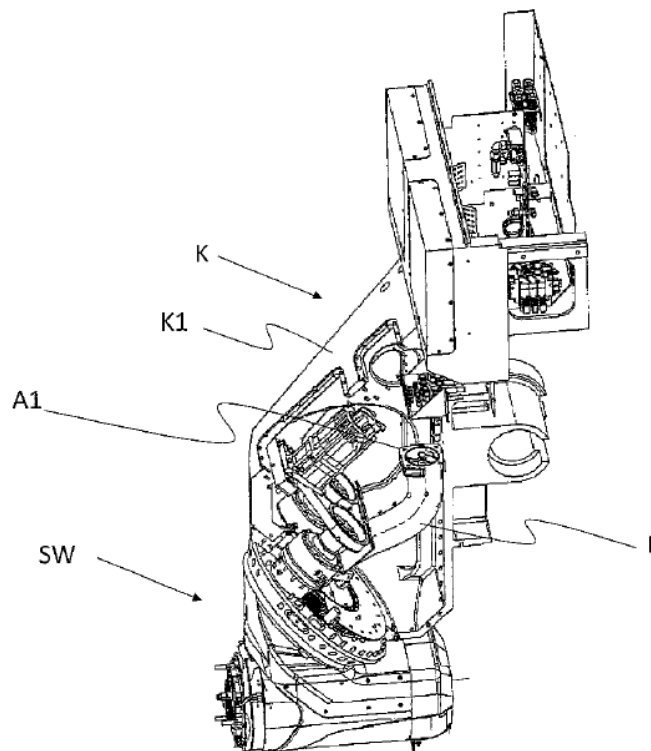


Obr. 43: Dvoustupňový  
 mechanický pohon univerzální  
 frézovací hlavy [25]



Obr. 44: Způsob převodu univerzální frézovací hlavy [25]

Na obr. 45 je univerzální frézovací hlava s pohonem Master and Slave, který pohání osu C jako v předchozím případě. Rozdíl spočívá v tom, že místo mechanicky poháněného vřetena je nástroj poháněn elektrovřetenem (SW). [26]



Obr. 45: Univerzální frézovací hlava s pohonem Master and Slave s elektrovřetenem [26]

### 3.4 Způsob pohonu vřetena

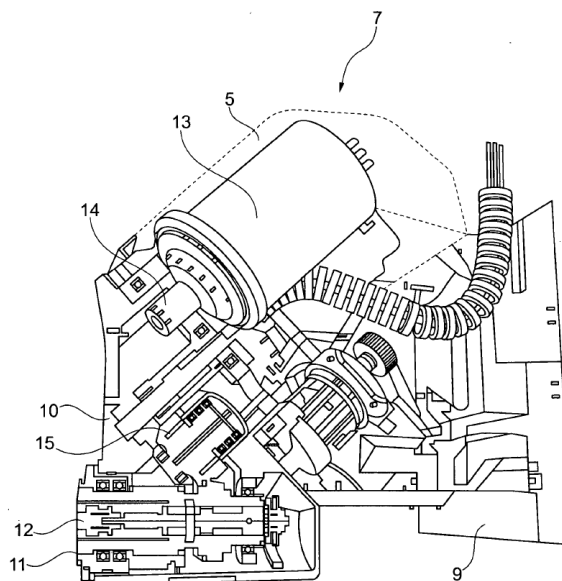
Přenos krouticího momentu na nástroj se u frézovacích hlav dá realizovat více způsoby, které mají své výhody a nevýhody. Buď lze použít mechanický náhon vřetena, nebo náhon realizovat elektrovřetenem.

#### 3.4.1 Mechanicky poháněné vřeteno

Mechanicky poháněným vřetenem se rozumí systém, kdy je pohon realizován motorem umístěným mimo jednotku hlavy, tedy umístěný jako součást stroje. Samotný přenos krouticího momentu je potom realizován ozubenými soukolími a je takto veden až na nástroj. Hlavní výhodou je možnost přenášet větší krouticí momenty, protože motor ve stroji může být větší (výkonnější), aniž by se kvůli tomu musela zvětšovat hlava samotná. Nevýhodou je dražší výroba ozubených kol, a navíc díky jejich použití vznikají při provozu vibrace a hluk, které lze snížit použitím vhodných druhů ozubených převodů a zvýšením výrobní přesnosti ozubených kol. Další nevýhodou je pak skutečnost, že ozubená soukolí potřebují větší prostor ve vnitřku hlavy. Na obr. 46 a obr. 47 a jsou příklady mechanických pohonů vřeten ve frézovacích hlavách. [1] [2]



Obr. 46: Dvouosá frézovací hlava s mechanickým náhonem vřetena [1]



Obr. 47: Univerzální frézovací hlava s mechanickým náhonem vřetena [27]

#### 3.4.2 Elektrovřeteno

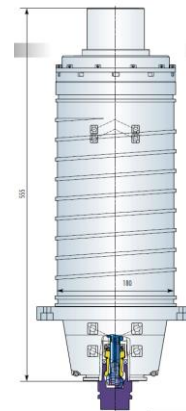
Jedná se o přímý pohon, který je tvořen rotorem motoru nalisovaným na dutou hřídel (obr. 48 a obr. 49). Statorové vinutí s vodním chlazením je umístěno ve vnějším plášti. Po zapojení elektrického proudu a přívodu vodního chlazení vzniká pohon vřetena, jenž není svými parametry závislý na stroji a který tedy může poskytnout jinou škálu



parametrů dle toho, jak je elektrovřeteno konstruováno. U frézovacích hlav lze tímto způsobem i zajistit pro jednu frézovací hlavu více elektrovřeteny s různými parametry, které pak lze vyměňovat. Nevýhodou bývá vyšší cena a složitost konstrukce a porovnání s mechanickým pohonem vřetena i menší krouticí momenty při stejných rozměrech hlavy. Výhodou je však možnost zmenšit celkovou velikost frézovací hlavy, ve které už nemusí být uvažováno o ozubených převodech zabírajících místo jako v případě mechanického náhonu. [1] [2]



*Obr. 48: Elektrovřeteno MT500-S10 do frézovací hlavy od firmy Kessler [12]*



*Obr. 49: Elektrovřeteno M21 od firmy CYTEC SYSTEMS [21]*

## 4 Komponenty frézovacích hlav

Tato kapitola mapuje základní komponenty konstrukce frézovacích hlav.

### 4.1 Pohon os

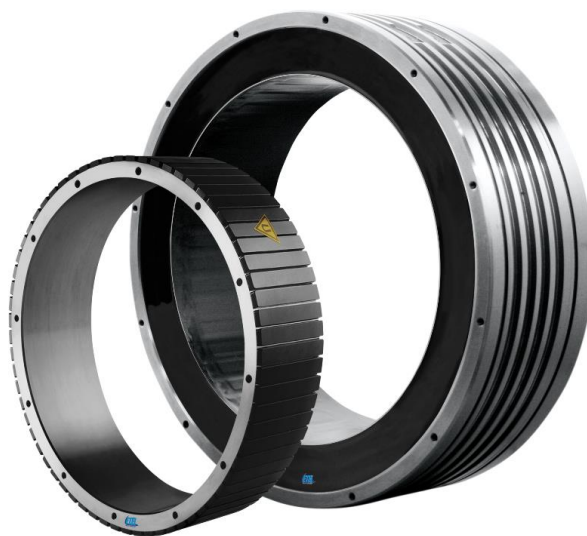
Pro zajištění automatického natáčení os hlav se využívá různých způsobů pohonu.

V praxi se nejčastěji používají tři způsoby pohonu:

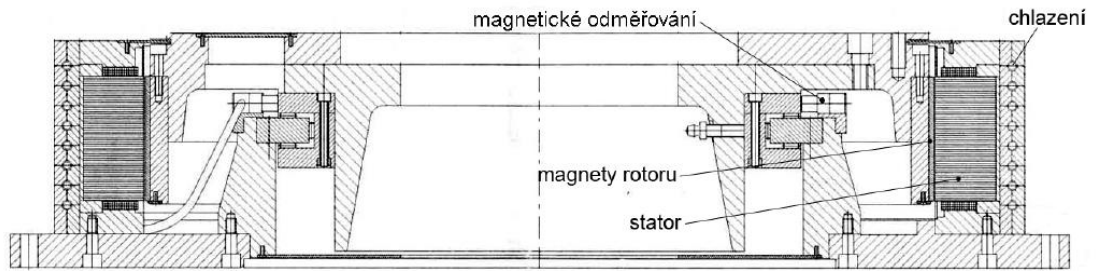
- pohonem torque (momentových) motoru,
- pohonem za použití šnekového soukolí,
- pohonem ozubenými koly v provedení Master and Slave.

#### 4.1.1 Toque motory

Toque motory (obr. 50) je anglické označení pro prstencové motory, které se vyrábí ve všech konstrukčních typech (synchronní, stejnosměrné, krokové). Jedná se o přímý způsob pohonu, pro který není potřeba použití dalších vložených převodů, a jsou uzpůsobeny pro přímou zástavbu do stroje. Dříve se Toque motory používaly převážně pro pohon otočných stolů (obr. 51) díky poměru velikosti s výkonem, kde vytlačují ostatní způsoby pohonu. Začínají se používat i pro pohon os frézovacích hlav. Jejich výhodou jsou vysoké úhlové zrychlení, velká tuhost při polohování řízení, přesné polohování a možnost velmi nízkých otáček. Nevýhodou je však vyšší cena, a při požadavku vyšších momentů je nutné použít chlazení motoru a případně větší torque motory. [28] [29] [30]



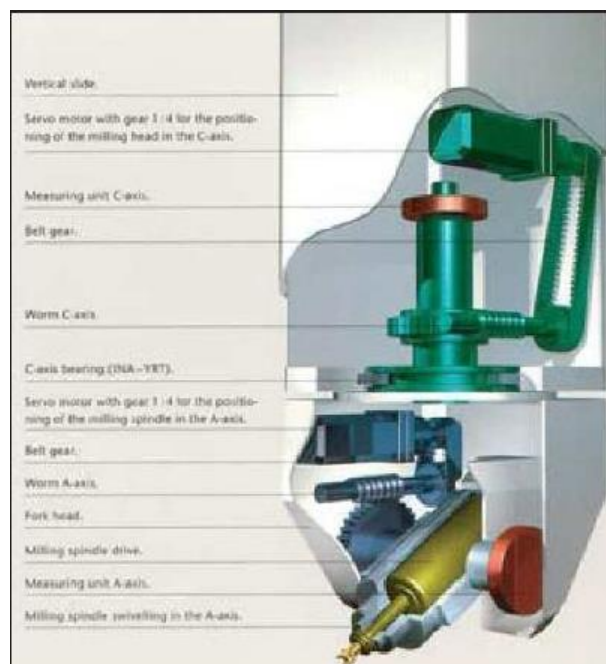
Obr. 50: Toque motor TMB od firmy Etel [31]



Obr. 51: Použití torque motoru na otočném stole [29]

### 4.1.2 Šnekový pohon

Šnekové soukolí se skládá z ozubeného členu (šneku) a spoluzabírajícího členu, který se nazývá šnekové kolo. Odvalování šneku po ozubeném kole se ozubeným kolem otáčí. Šnekový pohon se používá s dalšími převody, a to buď s řemenovým převodem nebo s převody přes čelní či kuželová ozubená kola. Výhodou šnekového soukolí je to, že dokáže realizovat velké převodové poměry při malých rozměrech a nízké hmotnosti. Dokážou velmi dobře tlumit vibrace a mají tichý a plynulý chod. V porovnání s ostatními způsoby pohonu se jedná o cenově výhodnější variantu. Nevýhodou je nízká účinnost (vyšší ztráty způsobené třením), a tím vznikající teplo a potřeba jeho chlazení. Další nevýhodou je nízká životnost a v případě použití pro pohon frézovacích hlav (obr. 52) také nižší přesnost polohování. [32] [33]



Obr. 52: Použití šnekového soukolí ve frézovací hlavě AC 3 od firmy Zimmermann [1]

### 4.1.3 Způsob pohonu Master and Slave

Tento způsob je založený na elektrickém vymezení vůle pohonu za použití dvou servomotorů s pastorky (obr. 53). Využívá se moderních schopností řídicích systémů pro řízení servomotorů, kdy oba servomotory při nulovém vnějším zatížení budou vyvíjet momenty stejné velikosti, ale opačného zatížení. Při vnějším zatížení silou bude jeden servomotor hlavní (Master) a druhý závislý (Slave). U závislého motoru poroste moment ze záporné hodnoty tak, že síla předpětí klesá podle velikosti vnější síly, až na nulu. Tím oba servomotory působí ve stejném smyslu. [2]

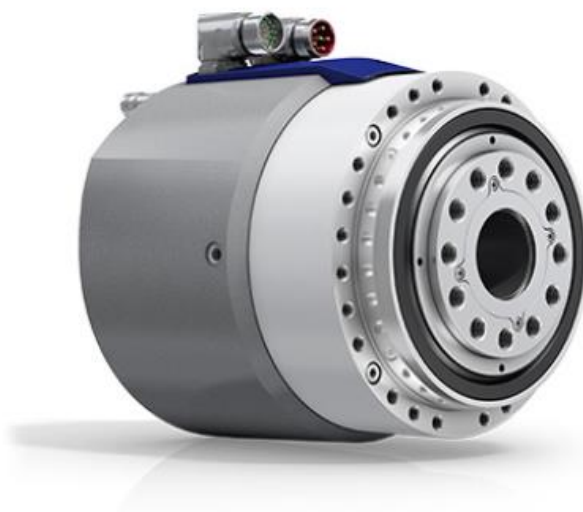
Výhodou tohoto způsobu pohonu je vysoká torzní tuhost, schopnost dosáhnout velkých momentů při použití vložené převodovky mezi servomotor a pastorek. Další výhodou je konstrukční jednoduchost a dobrá přesnost polohování. Nevýhodou je větší hlučnost a potřeba většího zástavbového prostoru oproti použití Toque motorů.



Obr. 53: Ukázka způsobu pohonu Master and Slave [34]

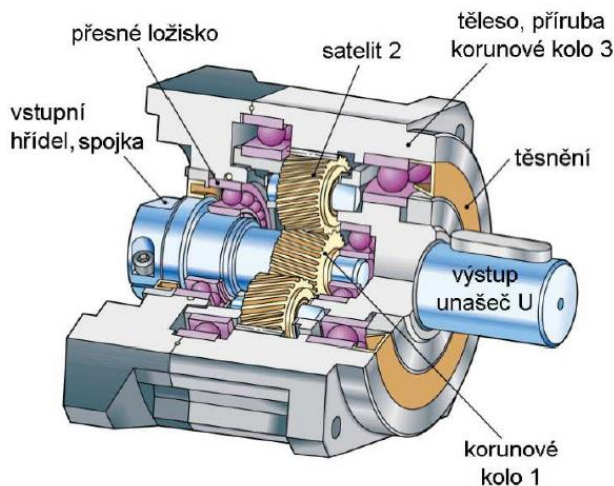
### 4.1.4 Převodovky

Jelikož servomotory mají relativně malé momenty, ale velké otáčky tak se vzhledem k požadavkům na parametry frézovacích hlav vkládá do pohonu převod. Používají se různé druhy kompaktních převodovek a mezi ně patří planetové, harmonické a cykloidní. Tyto převodovky mohou být v modulárním provedení, kdy je převodovka spolu se servomotorem v jedné konstrukci (obr. 54).



Obr. 54: Kompaktní převodovka GALAXIE od firmy Wittenstein [35]

Planetové převodovky (obr. 55 a obr. 56) jsou kompaktní převodovky, které umožňují dosazení velkých převodových poměrů. Skládají se ze tří konstrukčních částí, a to z centrálního kola, tří nebo více satelitů a korunového kola. Princip je založen na tom, že moment je přenášený přes centrální kolo do více satelitů, které jsou mezi korunovým kolem a centrálním kolem. Moment se dál přenáší přes satelity na výstup (unašeč). Tím, že se přenášený moment dělí na více paralelních cest, klesá namáhání zubů. Toto rozdělení poskytuje tichý chod a kontinuální přenos síly. [29] [36]



Obr. 55: Řez planetovou převodovkou konstrukce 2K-U [29]

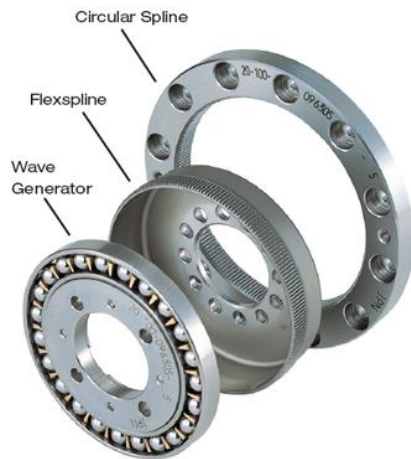


Obr. 56: Planetová převodovka od firmy Wittenstein [37]

Harmonická převodovka se skládá ze tří částí, a to z tuhého ozubeného kola, pružného kola a z generátoru vln. Pružné ozubené kolo s vnějším ozubením a počtem zubů o dva menší než tuhé ozubené kolo je deformované přes eliptický generátor vln. Zuby zapadají do zubových mezer v místě hlavní eliptické osy. Po úplném pootočení



o  $360^\circ$  se pružné kolo posune o dva zuby proti směru otáčení generátoru vln. Harmonické převodovky dokážou jedním převodovým stupněm dosáhnout velkých převodových poměrů při malé zástavbě. Nevýhodou je složitá konstrukce a tím i její vysoká cena. [29] [38]



Obr. 57: Stavba harmonické převodovky [39]



Obr. 58: Harmonická převodovka od firmy HARMONIC DRIVE AG [40]

Cykloidní převodovky (obr. 59 a obr. 60) vycházejí konstrukčně z planetových převodovek, kde jsou místo satelitních kol cykloidní disky a místo unášeče jsou excentrické vačky. Na vačkách jsou uloženy v páru cykloidní disky, které jsou navzájem pootočený o  $180^\circ$  a tím je zaručen záběr. Při odvalování cykloidního ozubení se moment přenáší přes nosné čepy. [29] [36]



Obr. 59: Konstrukce cykloidní převodovky [36]



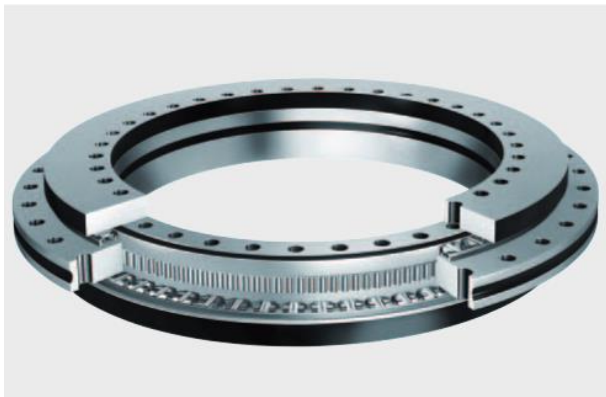
Obr. 60: Cykloidní převodovka od firmy Nabtesco [41]

## 4.2 Radiálně-axiální ložiska

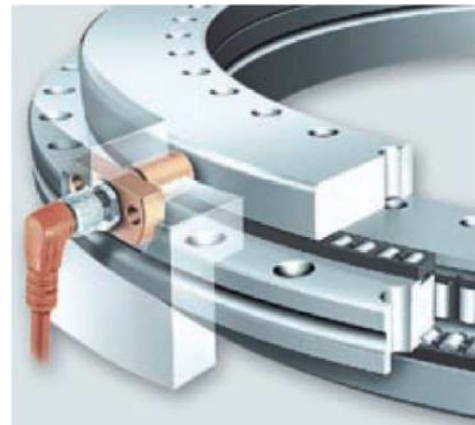
Pro uložení os ve frézovacích hlavách se často využívají radiálně-axiální ložiska. Tato ložiska mají velký rozsah průměrů a jejich hlavní cíl je dosažení velké statické

tuhosti při rotaci a zajištění spojení pro maximální tuhost během obráběcích operací. Na trhu se nachází různé druhy radialně-axiálních ložisek.

Od firmy INA se na trhu nachází ložiska řady YRT (YRTC), YRTS, YRTM a ZKLD. Ložiska řady YRT (obr. 61) se skládají ze dvou válečkových věnců, které zachycují axiální zatížení v obou směrech, dále jeden válečkový věnec zachycující radiální sílu. Používají se pro nízké rychlosti s krátkou dobou trvání. Nejčastěji pro indexovací stoly a naklápěcí frézovací hlavy. Mají velmi vysokou dynamickou a statickou tuhost. YRTS jsou podobné konstrukce jenom uzpůsobeny pro větší rychlosti. Mají vysoké limitující otáčky, ale mají menší statickou a dynamickou tuhost. Ložiska řady YRTM (obr. 62) jsou vybavené systémem odměřování úhlů s referenčními značkami pro kódování odstupů (magnetické odměřování). [42] [43]



Obr. 61: YRT ložisko [42]



Obr. 62: YRTM ložisko s odměřováním [43]

Ložiska řady ZKLD (obr. 63) jsou axiální kuličková ložiska s kosoúhlým stykem, kdy se ložisko skládá ze dvou kuličkových věnců, vnějšího kroužku a dvou vnitřních spojených kroužků, které zajišťují předpětí. Úhel styku kuliček s kroužkem je  $60^\circ$ . Tato řada je vhodná pro aplikace, kde jsou požadovány vysoké otáčky po dlouhou dobu trvání. Mají vysokou dynamickou a statickou tuhost ale ne tak vysokou jako YRT ložiska. [43]



*Obr. 63: ZKLD ložisko [42]*

Od firmy FAG se na trhu nachází ložiska řady RTC (obr. 64). Jedná se o radialně-axiální válečková ložiska. V porovnání s YRT sérií umožňují tato ložiska vyšší provozní otáčky společně s nižšími třecími odpory, ale mají menší dynamickou a statickou tuhost. [43]



*Obr. 64: RTC ložisko [44]*

Firma THK nabízí na trhu ložiska RB (obr. 65). Jedná se o vysoce přesná křížová válečková ložiska schopná zachytit jak radiální, tak axiální síly díky ortogonálně uspořádaným válečkovým elementům. [43]





*Obr. 65: RB ložisko [45]*

## 4.3 Brzdy

Pro aretaci os se ve frézovacích hlavách používají různé mechanické, hydraulické a pneumatické brzdy.

### 4.3.1 Pneumatické

Pneumatické brzdy používají jako médium pro brzdění stlačený vzduch. Tyto brzdy nabízí např. firma HEMA (obr. 66). Nabízí je ve dvou provedeních, a to ve způsobu pro aretaci, kdy brzda brzdí při nulovém tlaku vzduchu. Jedná se o bezpečnostní brzdu, kdy při výpadku proudu dojde k poklesu tlaku vzduchu, a tím začne brzda brzdit. Druhé provedení brzdí při tlaku vzduchu. [46]



*Obr. 66: Brzda HEMA [46]*

Konstrukčně (obr. 67) je brzda řešena za pomoci pružné membrány, která je umístěna v tělese brzdy. Při použití natlakování vzduchu, který je veden do vnitřku tělesa, se membrána začne napínat směrem z tělesa brzdy a tím začne působit na radiální kontaktní pružné plochy. Ty jsou pak deformovány tak, že působí tlak na hřídel, kterou tím brzdí.



*Obr. 67: Konstrukce brzdy HEMA [46]*

### 4.3.2 Hydraulické

Hydraulické brzdy používají jako médium pro brzdění hydraulický olej. Oproti pneumatickým brzdám mohou hydraulické brzdy dosáhnout většího brzdného momentu. Ve frézovacích hlavách se velmi často používají hydraulické brzdy od firmy KOSTYRKA (obr. 68). Tyto brzdy jsou vyráběné z plastových a kovových částí. Konstrukčně se brzdy KOSTYRKA skládají z kovového těla, kovového pružného elementu, plastové vložky a dvěma o-kroužků. V prostoru u plastové vložky,

která je utěsněna o-kroužky, působí tlak oleje, který stlačuje vložku. Ta působí na pružný kovový element. Ten následně vytváří brzdný moment. Když přestane působit tlak oleje, tak se díky dobrým elastickým parametrům kovového pružného elementu se navrátí části brzdy do původního stavu a brzda přestane působit brzdným momentem.

[47]



*Obr. 68: Hydraulická brzda od firmy KOSTYRKA [48]*

## 5 Frézovací hlavy na trhu

U nás i ve světě se na trhu nachází větší množství výrobců frézovacích hlav, které jsou dodávány samostatně, nebo jako součást obráběcích strojů. V České republice frézovací hlavy vyrábí např. firmy TOS Vansdorf, Škoda Machine Tool a Fermat machinery. Ve světě se například jedná o firmy Zimmermann, Kessler, Correa a Cytec Systems a mnoho dalších. V tab. 1 jsou uvedeny parametry frézovacích hlav (pouze pro osu naklápění A) s elektrovřetenem s přibližnými nebo stejnými parametry, které jsou uvedeny v zadání této diplomové práce.

Tab. 1: Frézovací hlavy s elektrovřetenem pro soustružnicko-frézovací operace [49] [50] [12] [51] [52] [53]

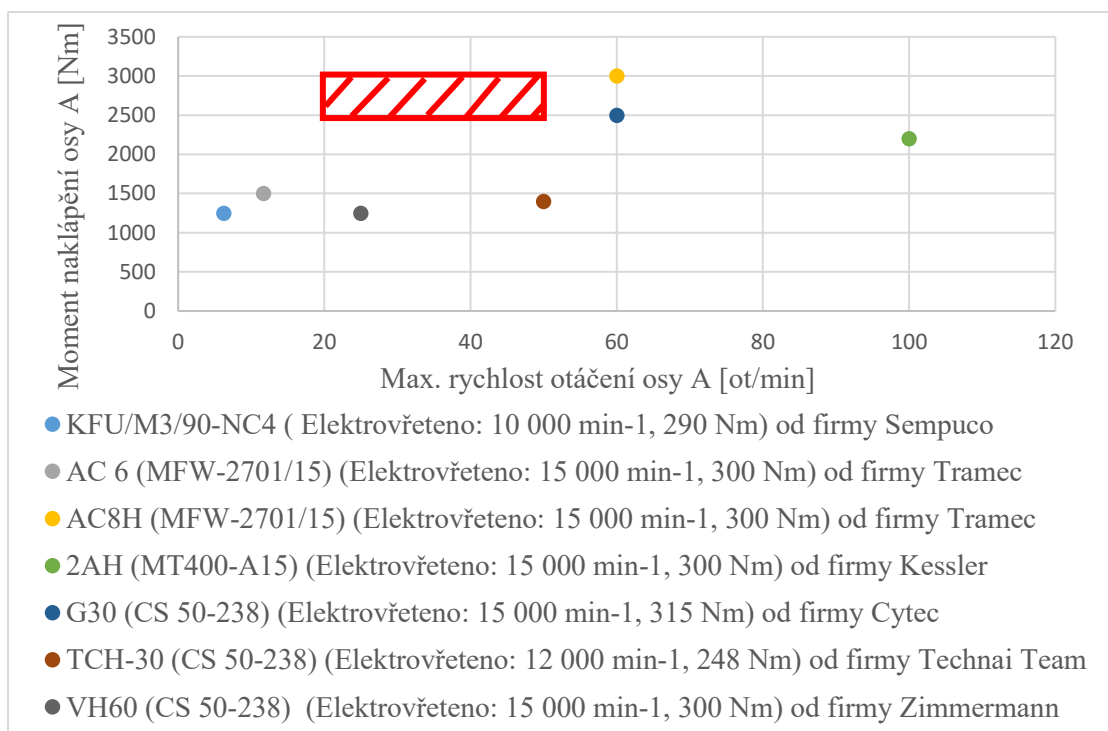
Název	KFU/M3/90-NC4	AC 6 (MFW-2701/15)	AC8H (MFW-2701/15)	2AH (MT400-A15)	G30 (CS 50-238)	TCH-30	VH60
Foto							
Výrobce	SEMPUCO	TRAMEC	TRAMEC	KESSLER	CYTEC	TECHNAI TEAM	ZIMMERMANN
Počet os [-]	2	2	2	2	2	2	2
Otáčky vřetena [min-1]	10000	15000	15000	15000	15000	12000	15000
Výkon vřetena [kW]	50	63	63	48	50	40	63
Moment vřetena [Nm]	290	300	300	300	315	248	300
Osa "A" - rozsah [°]	±95	125/95	±95	±110	±100	±100	±110
Osa "A" - Rychlost [min-1]	6,25	11,67	60	100	60	50	25
Osa "A" - Přesnost ["]	(není uvedeno)	±3	±8	±5	±2,5	±3	±4
Moment S1 Osa "A" [Nm]	1250	1500	3000	2200	2500	1400	1250
Upínací moment S1 Osa "A" [Nm]	6000	6000	6000	7400	6500	8000	3000

## 6 Návrh konstrukce

Pro vlastní konstrukci byl uvažován podtyp pravoúhlé frézovací hlavy a to vidlicová souvisle řízená frézovací hlava s pohonem typu Master and Slave. Od počátku byl uvažován tento způsob pohonu kvůli možnosti elektrického předpětí pro vymezení vůle.

### 6.1 Specifikace vstupních parametrů

V zadání této diplomové jsou uvedeny parametry frézovací hlavy (otáčky  $n = 14\ 000$  ot/min, krouticí moment 240 Nm pro S6), polohování osy A ( $\pm 100^\circ$ ), přesnost polohování, ( $\pm 5''$ ), maximální hmotnost (1350 kg). Zbylé parametry frézovací hlavy (moment naklápění frézovací hlavy, rychlost otáčení osy naklápění, moment zpevnění) nebyly zadány, a tak musely být specifikovány. Na základě provedené rešerše frézovacích hlav s elektrovřeteny (tab. 1) byl vytvořen (graf 1), který umožňuje porovnat parametry existujících frézovacích hlav. Následně byla zvolena oblast, ve které by se měla frézovací hlava dle parametrů nacházet. Na základě rešerše bylo zvoleno rozpětí pro moment zpevnění osy naklápění a to 2500 - 3000 Nm. Rozpětí požadovaných parametrů je uvedeno v tab. 2.



Graf 1: Závislosti momentu naklápění na maximální rychlosti otáčení osy A frézovacích hlav na trhu

Tab. 2: Tabulka specifikovaných parametrů frézovací hlavy

	Rozpětí požadovaných parametrů	Zvolené požadované parametry
Moment naklápění osy A (S1) [Nm]	2500 - 3000	2850
Max rychlost otáčení osy A [ot/min]	20 - 50	25
Brzdňý moment osy A [Nm]	6000 - 8000	7000

Při výpočtech byla uvažováno, použití frézovací hlavy na pro stroji DMU 160 FD duoBLOCK od firmy DMG Mori. Na obr. 69 a obr. 70 jsou uvedeny příklady typických obráběných dílců na tomto stroji. [5]



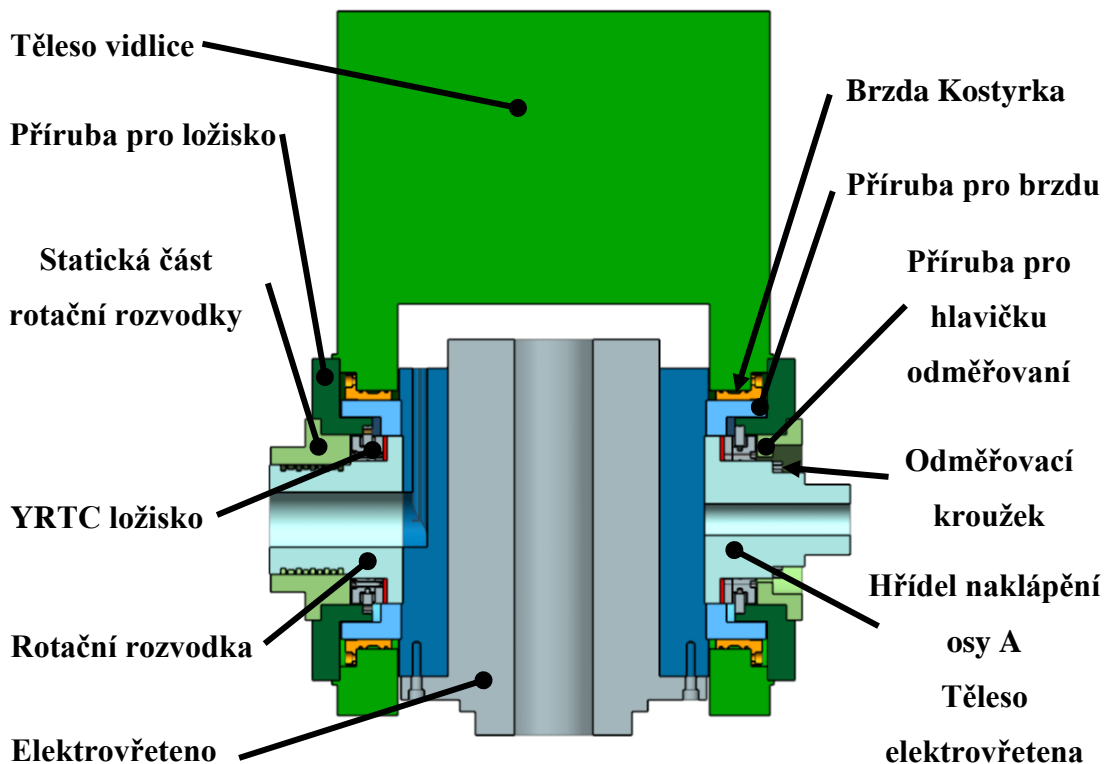
Obr. 69: Rotační součást [5]



Obr. 70: Nerotační dílec [5]

## 6.2 Konstrukční varianty

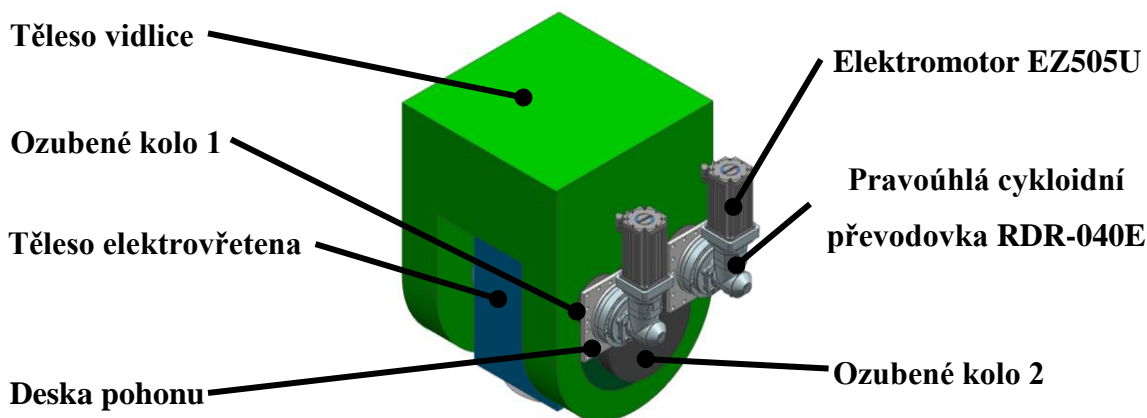
Na obr. 71 je uveden první konstrukční návrh vnitřního uspořádání se zvolenými komponenty a hlavními součástmi. Návrh vychází z uspořádání, kdy na jedné straně je umístěn rozvod kabelů a tekutin a na druhé je umístěn pohon. Kabely vedou skrz osu A do tělesa elektrovřetena a tekutiny jsou vedeny skrz rotační rozvodku. Ložiska byla zvolena radiálně-axiální YRTC150 od firmy INA. Hydraulické brzdy byly zvoleny od firmy KOSTYRKA a působí zpevňovacím momentem na přírubu pro brzdu upevněnou na tělese elektrovřetena. Na hřídel naklápění bude vloženo ozubené kolo pro naklápění osy A. Na hřídeli naklápění je vložen odměřovací kroužek od firmy Heidenhain. Na základě tohoto úvodního návrhu byly vytvořeny čtyři varianty způsobu provedení pohonu Master and Slave.



Obr. 71: První konstruční návrh

### 6.2.1 Varianta 1

Pohon u této varianty (obr. 72) je řešen pravoúhlou cykloidní převodovkou RDR-040E od firmy Nabtesco s elektromotorem EZ505U Stober. Převodovky jsou připevněné na desku, která je připojena k tělesu vidlice. Převodový poměr ozubeného soukolí je 3. Nezapuštěným převodovky do tělesa vidlice se získá více prostoru pro vnitřní uspořádání komponentů. Nevýhodou je však větší šířka frézovací hlavy.



Obr. 72: Varianta 1

V tab. 3 jsou uvedeny dosažitelné parametry této varianty.

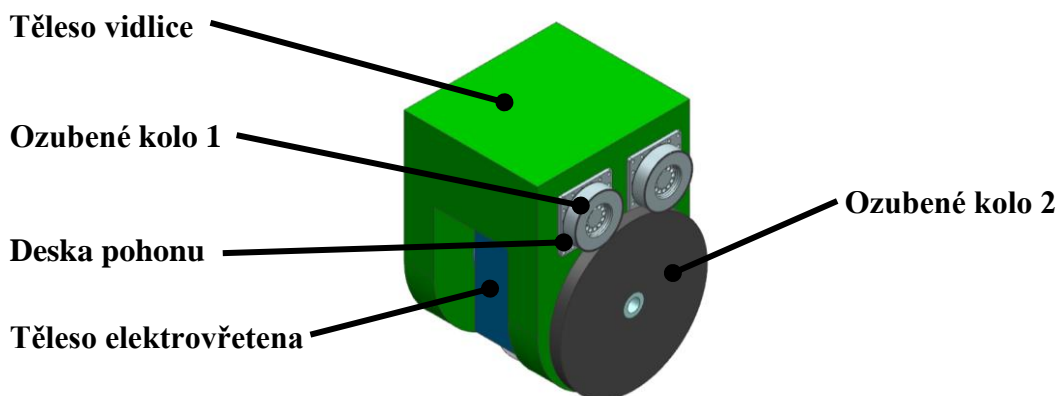


Tab. 3: Parametry varianty 1

Moment naklápění osy A (S1) [Nm]	2859,75
Maximální rychlost naklápění osy A [ot/min]	28,5
Celkový převodový poměr soukolí [-]	3

## 6.2.2 Varianta 2

Pohon u této varianty (obr. 73) je pohon řešen přímou planetovou převodovkou s elektromotorem TPM050 v modulární koncepci od firmy Wittenstein. Převodovky jsou připevněné na desku, která je připojena k tělesu vidlice takovým způsobem, kdy převodovky jsou zapuštěné v tělesu vidlice. Převodový poměr ozubeného soukolí je 3. Výhodou je menší šířka oproti variantě 1, ale nevýhodou jsou větší ozubená kola, a tím u ozubeného kola 2 vzniká velký moment setrvačnosti. Větší ozubená kola jsou potřeba kvůli osově vzdálenosti, která je důležitá, aby při naklápění nedocházelo ke kolizi tělesa vidlice s tělesem elektrovřetena a zároveň aby zbyl dostatek materiálu v tělese vidlice, aby se do tělesa vidlice vložil pohon osy A.



Obr. 73: Varianta 2

V tab. 4 jsou uvedeny dosažitelné parametry této varianty.

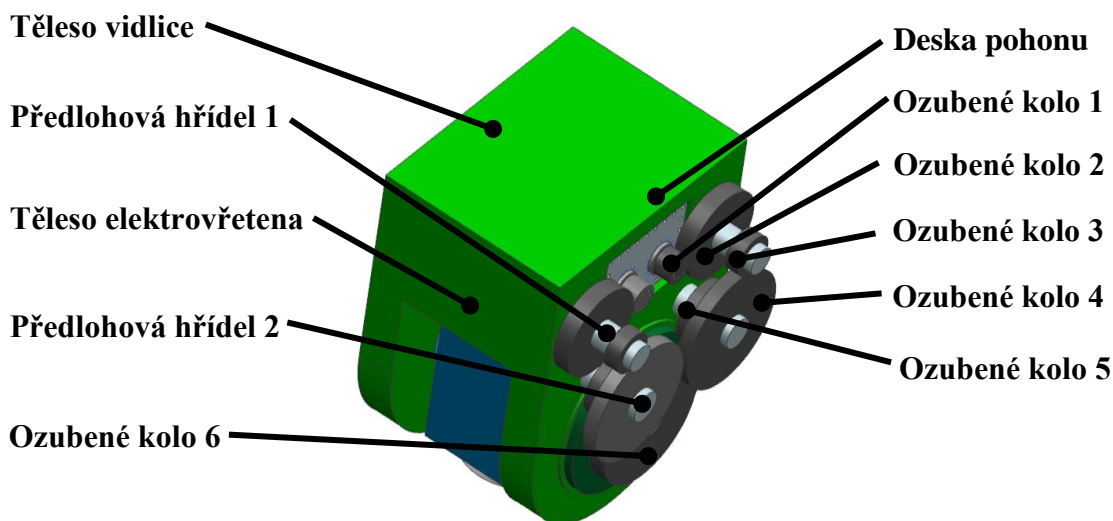
Tab. 4: Parametry varianty 2

Moment naklápění osy A (S1) [Nm]	2925
Maximální rychlost naklápění osy A [ot/min]	39
Celkový převodový poměr soukolí [-]	3

## 6.2.3 Varianta 3

Pohon u této varianty (obr. 74) je řešen přímou planetovou převodovkou PH521F0040 s elektromotorem EZ505B firmy Stober a s navrženou třístupňovou převodovkou s čelními ozubenými koly se šikmými zuby. Celkový převod ozubených kol je 28. Použitím třístupňové převodovky lze pro pohon osy A použít menší planetovou převodovku s elektromotorem a tím zmenšit prostor, který pohon zabírá v tělese vidlice.

Zároveň ozubené kola nejsou rozměrná jako u varianty 2. Nevýhodou je větší složitost, kvůli použití více ozubených na předlohových hřídelích, které musí být uloženy v ložiskách.



Obr. 74: Varianta 3

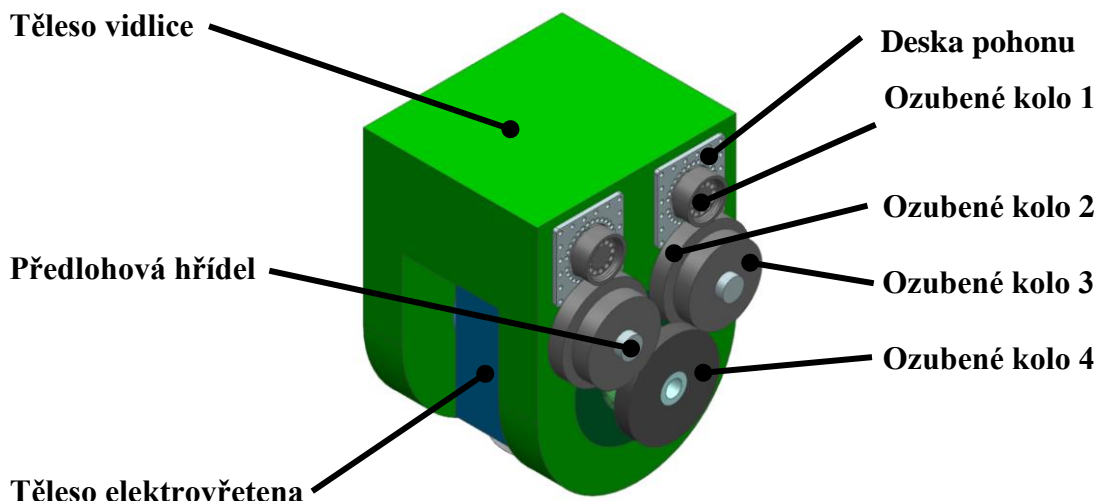
V tab. 5 jsou uvedeny dosažitelné parametry této varianty.

Tab. 5: Parametry varianty 3

Moment naklápění osy A (S1) [Nm]	2898
Maximální rychlost naklápění osy A [ot/min]	40,2
Celkový převodový poměr soukolí [-]	28

#### 6.2.4 Varianta 4

Pohon u této varianty (obr. 75) je řešen přímou harmonickou převodovkou s elektromotorem v modulární koncepci GALAXIE D135 od firmy Wittenstein. Jedná se o kombinaci varianty 2 a 3. Místo 3 stupňové navržené převodovky je navrhnutá dvoustupňová s celkovým převodovým poměrem 2,6. Ozubená kola nejsou rozměrná jako u varianty 1 a zároveň jejich počet je menší. Jedná se tedy o méně složitou variantu oproti variantě 3.



Obr. 75: Varianta 4

V tab. 6 jsou uvedeny dosažitelné parametry této varianty.

Tab. 6: Parametry varianty 4

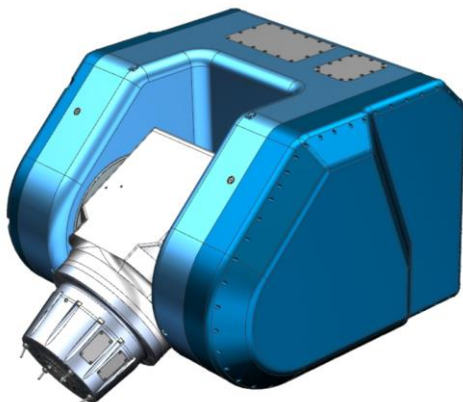
Moment naklápění osy A (S1) [Nm]	3025
Maximální rychlost naklápění osy A [ot/min]	29,6
Celkový převodový poměr soukolí [-]	2,6

### 6.2.5 Volba vhodné varianty

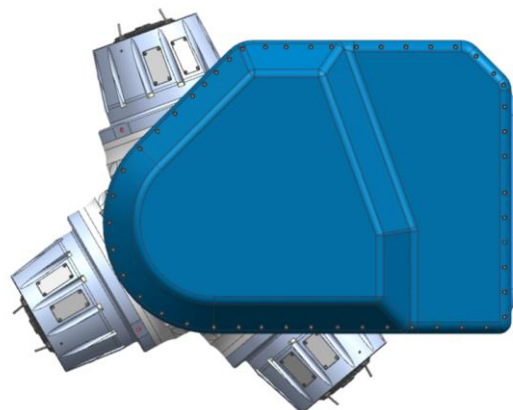
Při volbě konstrukční varianty, která bude detailně zpracovaná, se vycházelo z výkonnostních parametrů a složitosti konstrukce pohonu. Z hlediska složitosti je varianta 2 nejméně složitá hned po variantě 1. Varianta 1 je podobného řešení, které je patentované (kapitola 3.2.4) proto nemohla být zvolena. Z hlediska parametrů momentu osy naklápění vychází nejlépe varianta 4. Z hlediska maximální rychlosti osy naklápění vychází nejlépe varianta 3, která je však konstrukčně nejsložitější. Varianta 2 je sice nejméně složitá ale kvůli velikosti ozubeného soukolí (průměr roztečné kružnice ozubeného kola 2 je 772,24 mm) se jedná o rozměrově náročnější variantu. Ze všech těchto hledisek byla zvolena varianta 4, která má největší moment naklápění není tak složitá jako varianta 3, ale zároveň oproti variantě 2 je kompaktnější kvůli menším ozubeným kolům.

## 6.3 Popis konstrukce

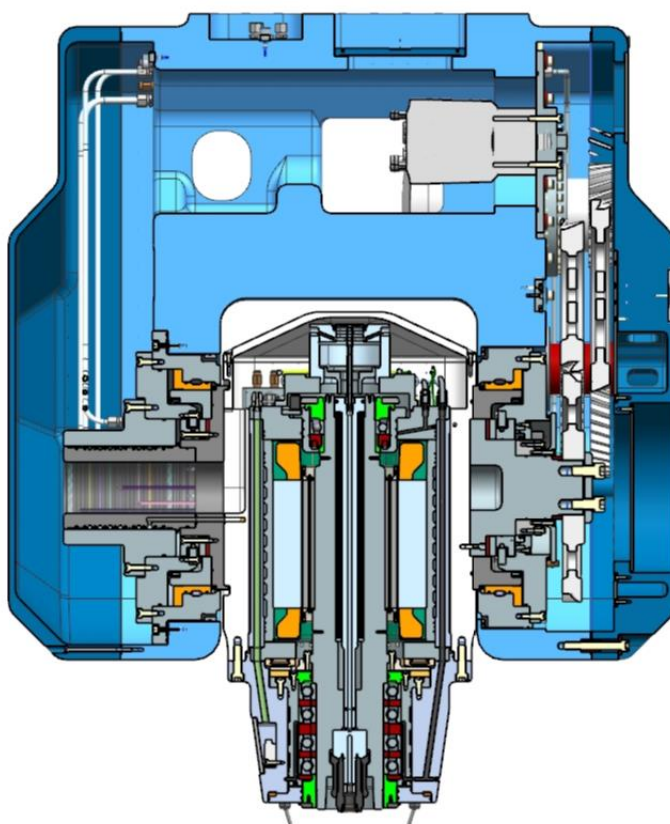
Na obr. 76 je zobrazena finální konstrukce frézovací hlavy a na obr. 77 je znázorněn rozsah polohování ( $\pm 100$ ). Na obr. 78 je řez celou konstrukcí.



Obr. 76: Finální konstrukce frézovací hlavy



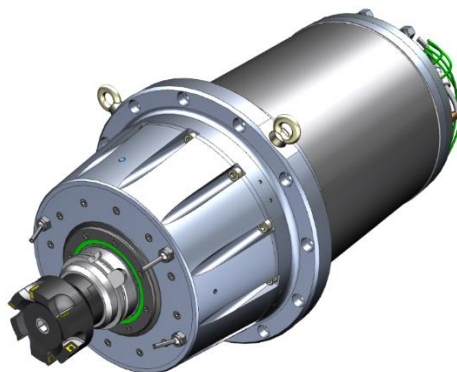
Obr. 77: Rozsah polohování frézovací hlavy



Obr. 78: Řez frézovací hlavou

### 6.3.1 Elektrovřeteno

Na obr. 79 je zobrazeno zvolené elektrovřeteno, které splňuje zadané požadavky a je vhodné pro frézovací a soustružnické operace. Elektrovřeteno má nástrojové rozhraní HSK100-A od firmy OTT. V elektrovřeteni jsou použity pro přední sestavu čtveřice ložisek s kosoúhlým stykem XCB7021-C-T-P4S od firmy FAG uspořádaná v tandemu do „O“. Pro zadní uložení je použito ložisko B7016-C-T-P4S. [54]



Obr. 79: Elektrovřeteno pro souružnicko-frézovací operace [54]

V tab. 7 jsou uvedeny parametry elektrovřetena.

Tab. 7: Parametry elektrovřetena

Jmenovitý krouticí moment (S1) [Nm]	200
Jmenovitý výkon [kW]	63
Maximální krouticí moment (S6) [Nm]	315
Maximální výkon (S6) [kW]	75
Maximální otáčky elektrovřetena [ot/min]	14 000
Délka elektrovřetena [mm]	757
Průměr tubusu [mm]	316
Hmotnost elektrovřetena [kg]	350

### 6.3.2 Pohon frézovací hlavy

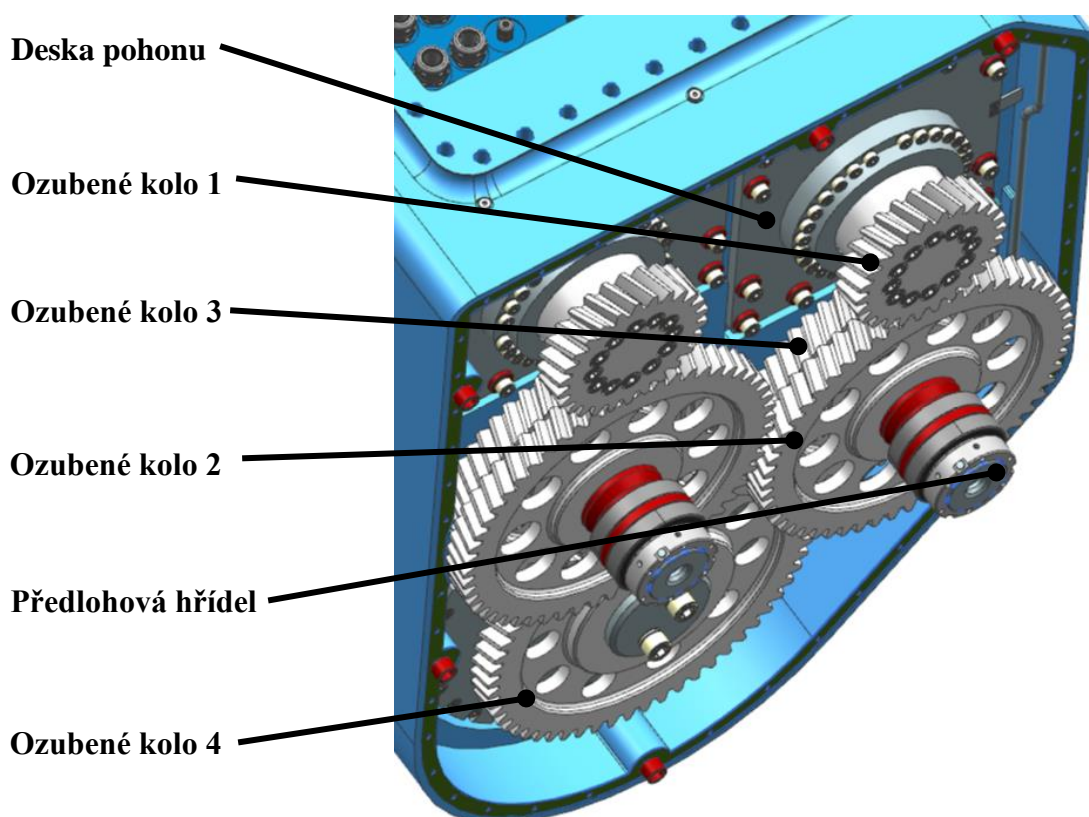
Pohon frézovací hlavy je v provedení Master and Slave. Pro pohon jsou použity harmonické převodovky s elektromotorem v modulárním provedení GALAXIE D135 od firmy Wittenstein. Převodovka GALAXIE je speciální typ harmonické převodovky (obr. 54 a obr. 80) na trhu dostupný od roku 2015. Na rozdíl od klasické konstrukce harmonické převodovky jsou zuby mohutnější, v samostatném provedení a mezi jednotlivými zuby je umístěn tzv. nosič zubů, který zajišťuje, aby jednotlivé zuby držely na daném místě. [55].



Obr. 80: Provedení harmonické převodovky GALAXIE [55]



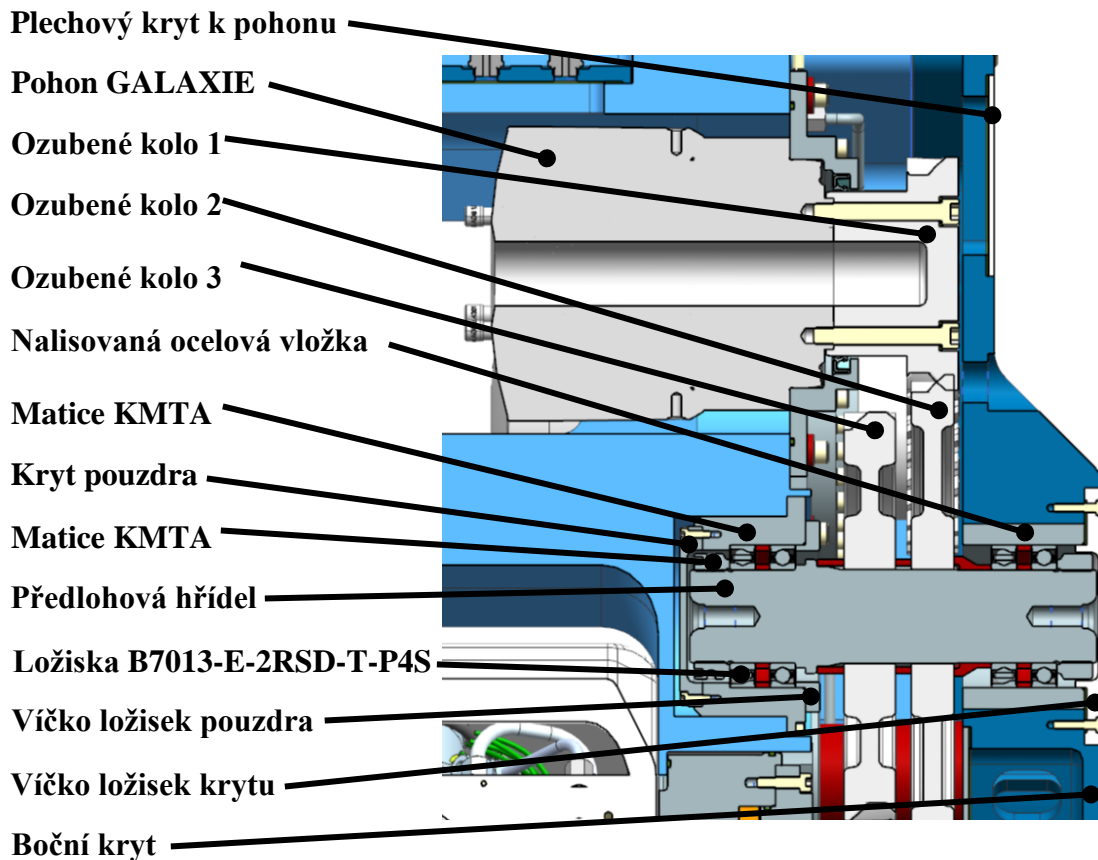
Převodovka s elektromotorem je umístěna na desce (obr. 81), která je připevněna k tělesu vidlice. Ozubené kolo 1 je připevněno k výstupu převodovky a krouticí moment je přenášen z ozubeného kola 1 na ozubené kolo 2. Přenos krouticího momentu z ozubeného kola 2 na předlohovou hřídel a z předlohové hřídele na ozubené kolo 3 je proveden evolventním drážkování. Přes ozubené kolo 3 se přenáší krouticí moment na ozubené kolo 4 a na hřídel naklápění osy A se přeneše za pomoci evolventního drážkování. Předlohové hřídele s ozubeným kolem 3 jsou vůči ozubenému kolu 4 každá naklopena pod jiným úhlem kvůli úspoře místa.



*Obr. 81: Pohon osy naklápění A*

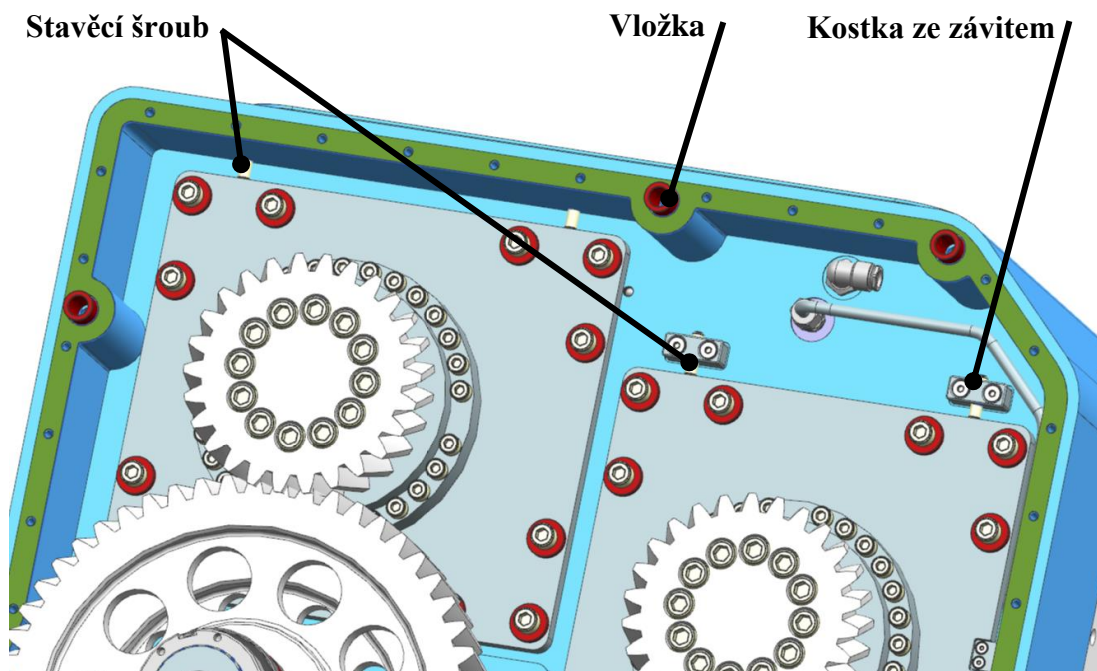
Předlohová hřídel (obr. 82) je uložena na každé straně ve dvou přesných ložiskách s kosoúhlým stykem B7013-E-2RSD-T-P4S od firmy FAG, které mají krytování a jsou naplněné mazivem (tuk) na celou dobu životnosti ložisek. Vnitřní ložiskové kroužky jsou na hřídeli axiálně zajištěny přesnými pojistnými maticemi KMTA od firmy SKF. Tyto matice mají axiální otvory na čelní straně pro montáž. Mezi ložisky a ozubenými koly jsou použity distanční kroužky. Vnější ložiskové kroužky jsou na levé straně uloženy v ocelovém pouzdru, které se vloží do tělesa vidlice. Pouzdro má z levé strany kryt kvůli přístupu pro montáž. Axiálně jsou zajištěny opřením o stěnu v pouzdře a z druhé strany víčkem. Vnější ložiskové kroužky jsou na pravé straně uloženy v ocelové

vložce, která je zalisovaná v bočním krytu, který je ze slitiny hliníku. Axiálně jsou vnější kroužky ložisek na pravé straně volné, kvůli tepelné dilataci.



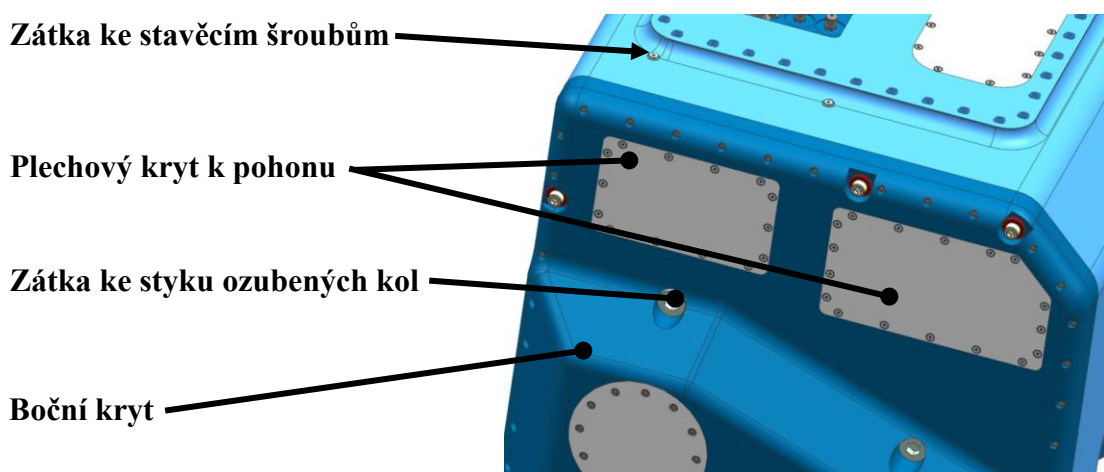
Obr. 82: Řez předlohovou hřídelí pohonu osy A

Pro nastavení vůle mezi ozubenými koly 1 a 2 (obr. 83) jsou použity stavěcí šrouby, kterými se posouvají desky, na kterých je umístěn motor a převodovka s ozubeným kolem 1. Na každou desku se použijí dva stavěcí šrouby. Pro levou desku je stavěcí šroub zašroubován v tělese vidlice. Stavěcí šroub má stejný závit (M8x1) jako zátku s těsněním, aby se následně dala závitová díra utěsnit. Na pravou desku jsou stavěcí šrouby zašroubovány v kostkách se závitem, které jsou přidělané k tělesu vidlice. Pro přesné ustanovení polohy mezi tělesem vidlice a bočním krytem bylo použito 5 lícovaných otvorů s vložkami.



Obr. 83: Nastavování vůle mezi ozubenými koly

Pro vizuální kontrolu jsou v místě styku ozubených kol v bočním krytu díry, které se po nastavení vůle zazátkují zátkami s těsněním obr. 84.



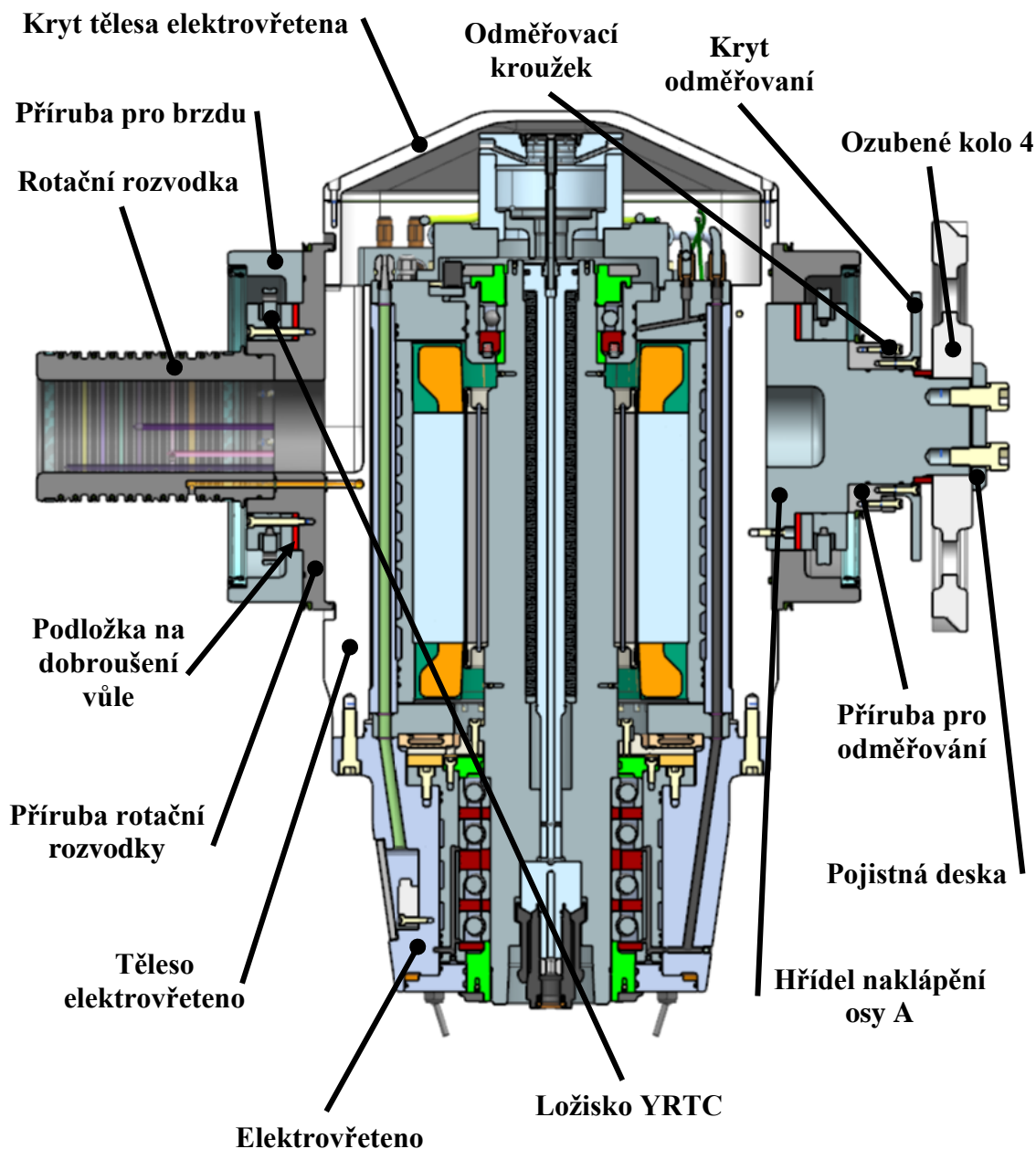
Obr. 84: Boční kryty a zátky

### 6.3.3 Osa A

Osa A (obr. 85), která se naklápí, se skládá z tělesa do kterého je umístěné elektrovřeteno. Zleva je připevněna k tělesu elektrovřetena hřídel naklápění osy A. Na hřídeli je za vnitřní kroužek připevněno radially-axiální ložisko přes podložku na dobrou vůli. K hřídeli je připevněna příruba pro odměřování, na které je umístěn měřicí kroužek a k přírubě je připevněn kryt odměřování, který spolu s těsníci prvky odděluje oblast odměřování od oblasti s ozubenými koly. Na konci hřídele naklápění je evolventním drážkování, na kterém je umístěno ozubené kolo 4, které je axiálně

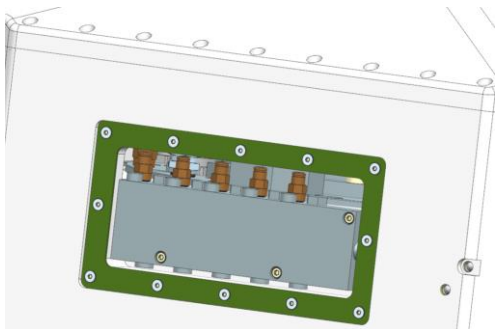


zajištěné deskou. Z pravé strany je k tělesu připevněna příruba pro brzdu. Z levé strany je k tělesu vřetena připevněna příruba rotační rozvodky, na kterou se napojuje rotační rozvodka. K přírubě rotační rozvodky je připojeno za vnitřní kroužek radialně-axiální ložisko přes podložku na dobroušení vůle a příruba pro druhou brzdou.

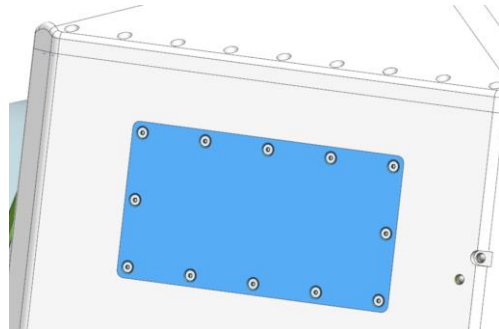


Obr. 85: Řez osou A

V boku tělesa elektrovřetena je zapuštěn směšovač (obr. 76). Prostor směšovače je zakytován (obr. 87). Prostor na konci elektrovřetena je zakrytován krytem tělesa elektrovřetena.



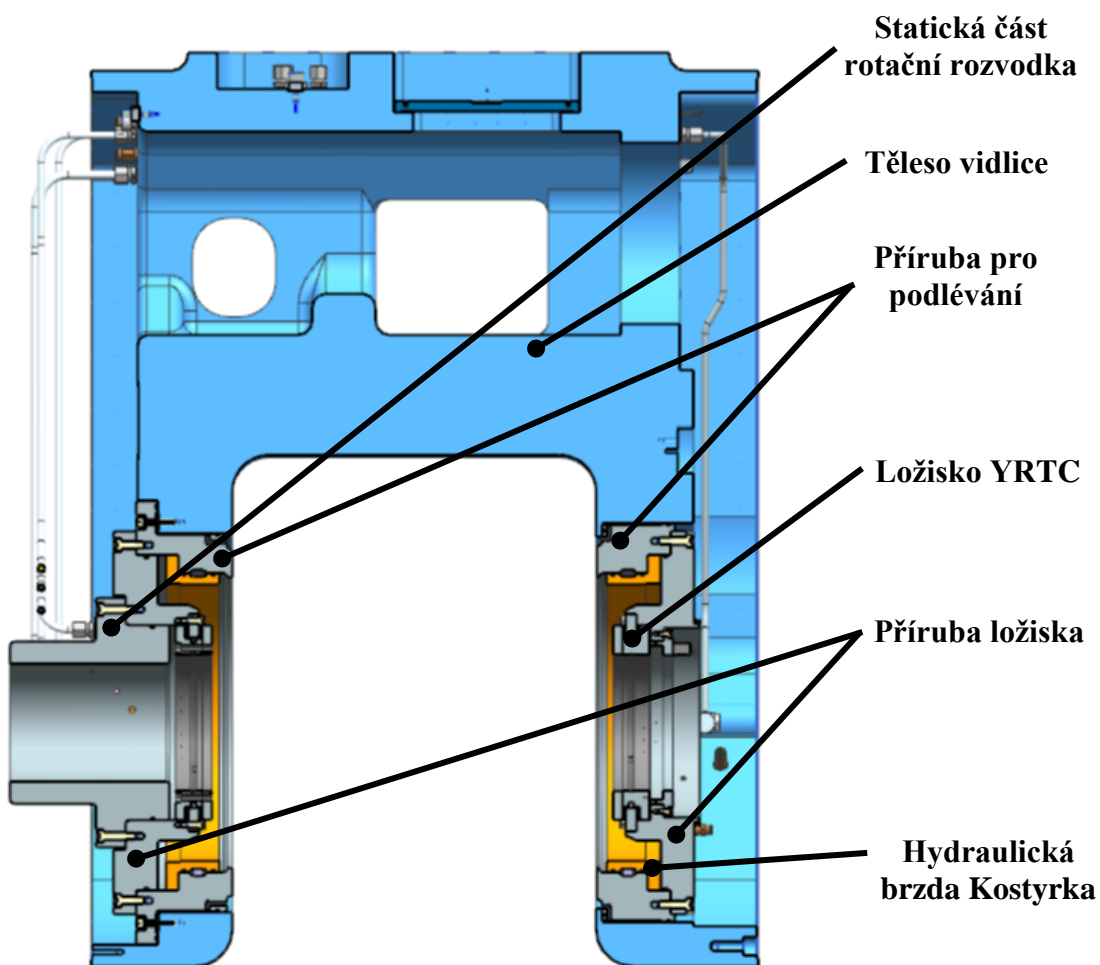
Obr. 86: Směšovač v tělese elektrovřetena



Obr. 87: Zakrytovaný směšovač

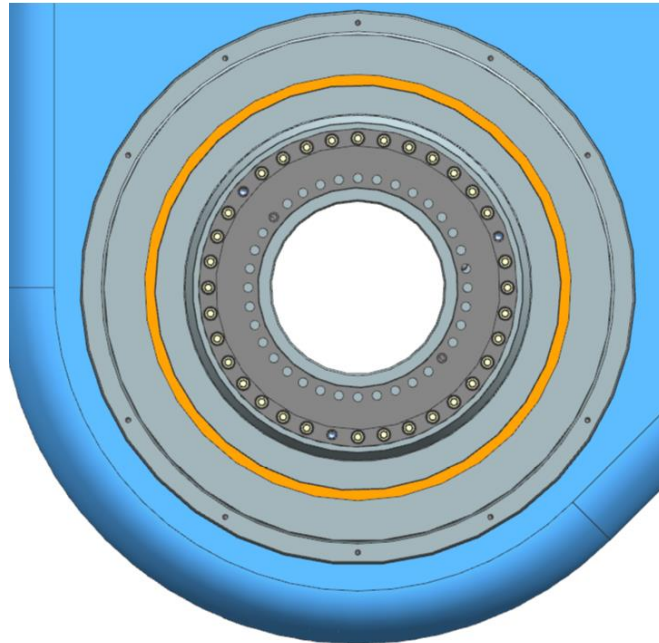
### 6.3.4 Vidlice

Vidlice (obr. 88) se skládá z tělesa vidlice a na obou stranách tělesa vidlice jsou umístěny příruby pro podlévání. Z pravé strany i z levé strany je k přírubě pro podlévání připevněna příruha ložiska a k té je za vnější kroužek připevněno radialně-axiální ložisko. Na levé straně je k přírubě ložiska připevněna statická část rotační rozvodky. K přírubám podlévání jsou připevněny hydraulické brzdy Kostyrka.



Obr. 88: Řez vidlicí

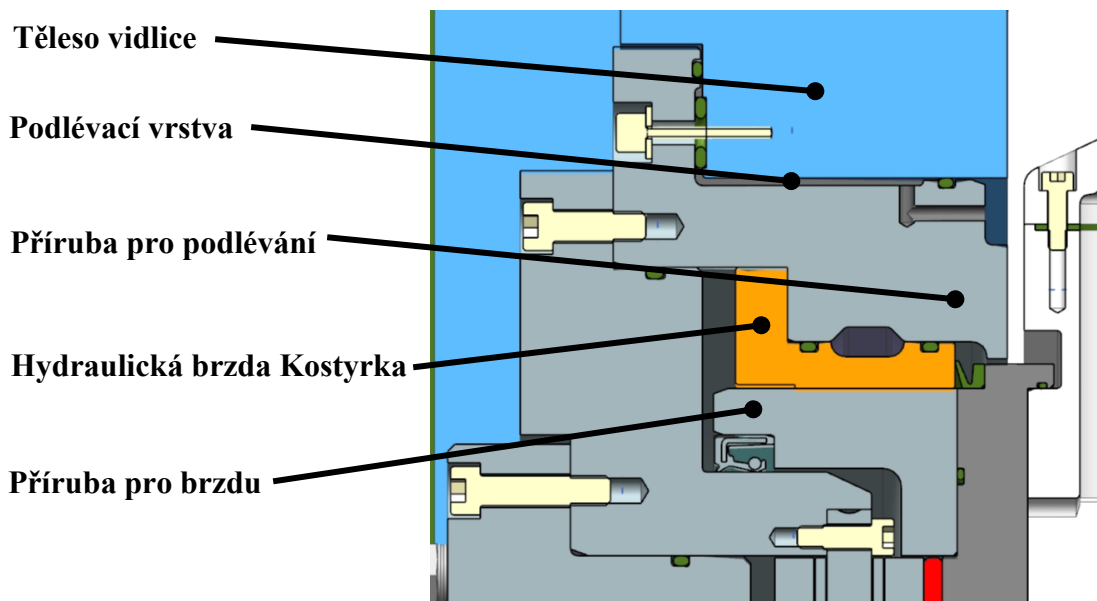
Pro vymezení výrobních nepřesností se použila metoda podlévání. Na přírubách jsou nasazeny o-kroužky a to v drážkách jak axiálních tak radiálních tak i pro šrouby. Příruby na podlévání jsou vloženy do tělesa vidlice, kdy mezi tělesem vidlicí a přírubou pro podlévání je vůle. Následně se třemi polohovacími šrouby vymezi nepřesnosti. Otvorem na čele příruby, po vymezení nepřesnosti, se prostor mezi tělesem vidlicí vyplní podlévací směsí. Na opačné straně příruby na čele jsou otvory (obr. 89) pro kontrolu zaplnění prostoru mezi tělesem a vidlicí.



*Obr. 89: Otvory pro kontrolu zaplnění prostoru v přírubě pro podlévání*

### 6.3.5 Brzda

Pro zpevnění osy A se použily dvě hydraulické brzdy od firmy Kostyrka. Brzdy byly použity na levé i na pravé straně vidlice a jsou upevněny na přírubě podlévání. Brzdný moment působí na přírubu brzdy, která je připevněna k tělesu vidlice na pravé straně a na levé k přírubě rotační rozvodky. Brzdy jsou vyráběné na zakázku a rozměrově jsou stejné. Průměr brzdy je 305 mm a délka 59 mm. Při poptávce byla požadovaná lepší jakost povrchu čelní plochy, kvůli použití těsnícího v-kroužku.



Obr. 90: Upevnění brzdy

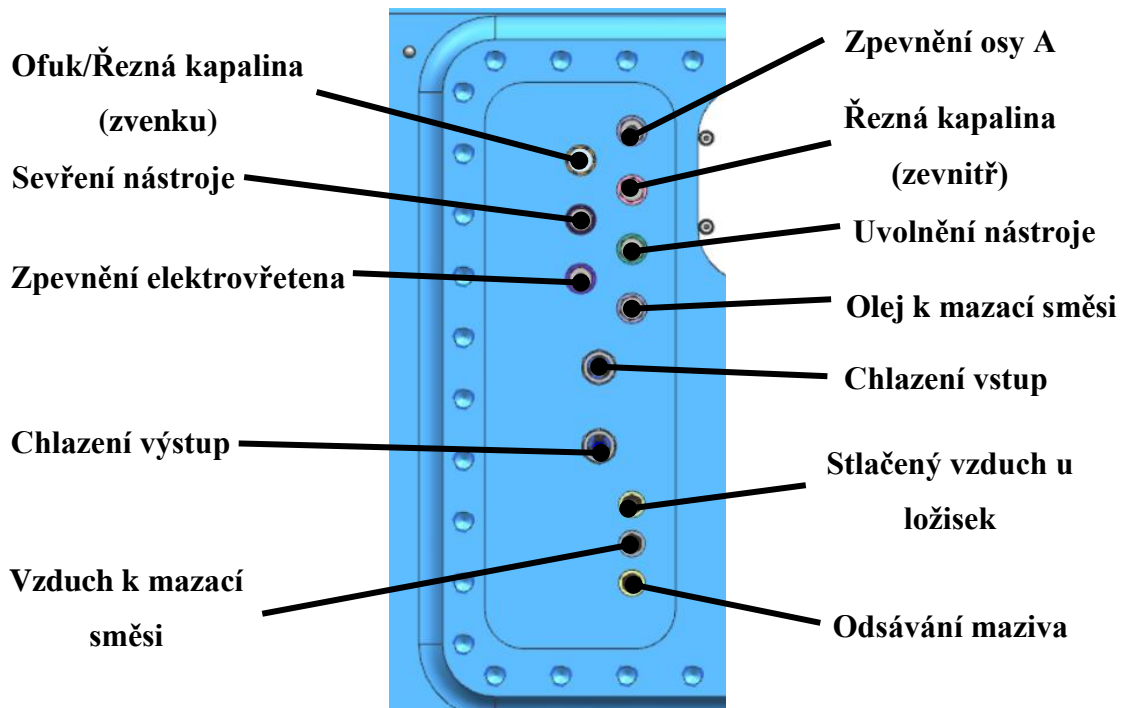
### 6.3.6 Rozvod tekutin

Pro správnou funkčnost celé frézovací hlavy je potřeba zajistit rozvod požadovaných tekutin. Všechny tekutiny, které je potřeba rozvést do hlavy, jsou uvedeny v tab. 8 včetně funkce, tlaků a průměru děr pro průtok tekutin.

Tab. 8: Tekutiny vedené ve frézovací hlavě

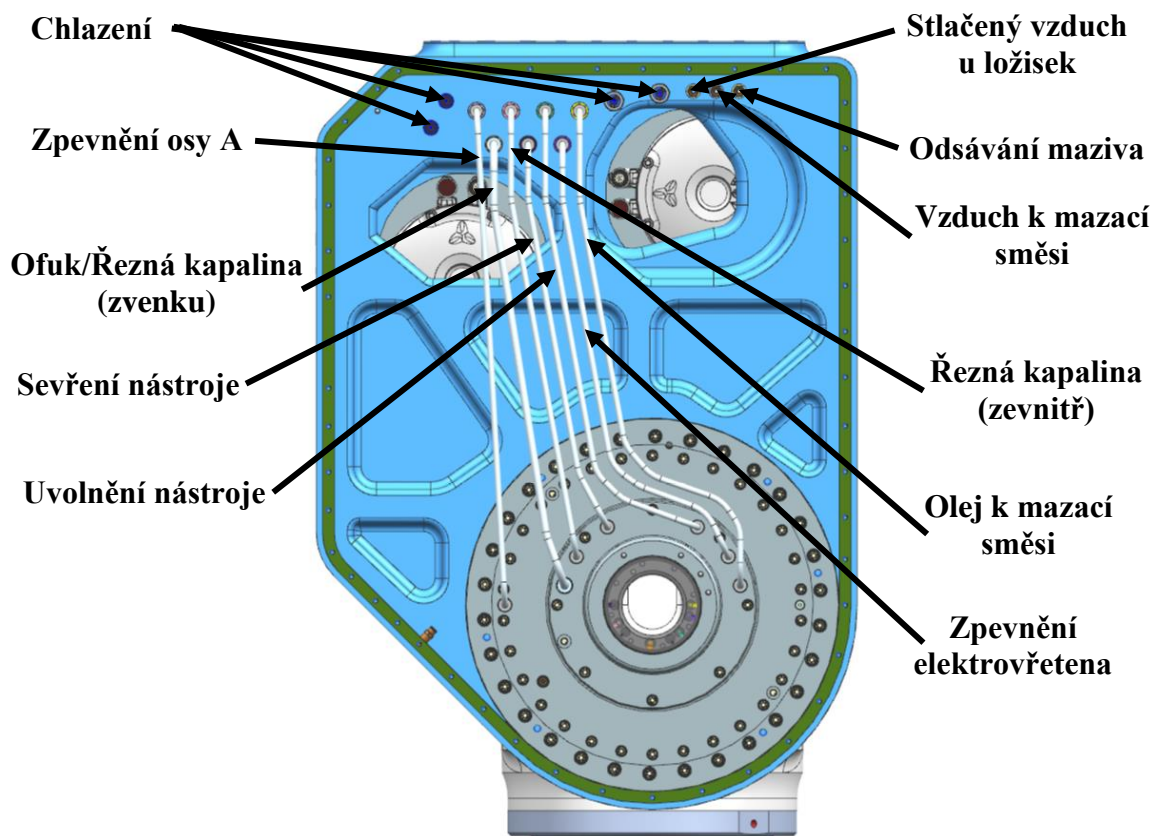
Funkce	Médium	Průměr d [mm]	tlak [bar]
Chlazení vstup/výstup	Voda	10	5
Stlačený vzduch u ložisek	Vzduch	6	6
Odsávání maziva	Vzduch	6	6
Vzduch k mazací směsi	Vzduch	6	6
Olej k mazací směsi	Olej VG68	6	30
Zpevnění osy A	Hydraulický olej HLP 32	6	80
Zpevnění elektrovřetena	Hydraulický olej HLP 32	6	80
Sevření nástroje	Hydraulický olej HLP 32	6	80
Uvolnění nástroje	Hydraulický olej HLP 32	6	80
Ofuk/Řezná kapalina (zvenku)	Vzduch/Emulze olej-voda	8	6/20
Řezná kapalina (zevnitř)	Emulze olej-voda	6	20

Pro vstup tekutin do hlavy jsou u části hlavy, která se přimontuje do stroje v zapuštěné kapse, šroubení GEO od firmy Parker a rychlospojky 408-004-VS na vzduch od firmy SKF (obr. 91). Rychlospojky slouží k připojení plastových hadiček a šroubení GEO slouží k připojení buď trubek, nebo hadic.



Obr. 91: Vstup pro tekutiny do frézovací hlavy

Tekutiny jsou vedeny otvory skrz těleso do levého boku vidlice (obr. 92). Vzduch se napojuje do plastových flexibilních hadiček s vnějším průměrem 8 mm na šroubení 408-612 dle DIN 3871 od firmy SKF. Plastové hadičky vedou skrz osu A k elektrovřetenu. Šroubení bylo zvoleno místo rychlospojky, aby nedošlo při naklápění osy A k vytržení hadičky z rychlospojky. Voda pro chlazení je vedena skrz těleso do rychlospojky. Z rychlospojky je voda vedena plastovou hadičkou o vnějším průměru 8 mm do prvního pohonu GALAXIE a z něj hadičkou do druhého pohonu. Z druhého pohonu voda vede zpátky do rychlospojky a následně skrz těleso vidlice do šroubení. Ze šroubení je hadicemi 2040N-06V00 od firmy Parker s vnějším průměrem 15,9 mm vedena voda skrz osu A do elektrovřetena. Flexibilní plastové hadičky a hadice byly zvoleny z důvodu úspory místa v rotační rozvodce, přes kterou jsou vedeny ostatní tekutiny. Vzduch a voda jsou vedeny při menším tlaku než ostatní tekutiny. U hadic s větším tlakem jako je hydraulický olej pro brzdění (tlak 60 barů) se hadice nemusí požadovaně zkroutit a mohly by se vytrhnout ze šroubení.



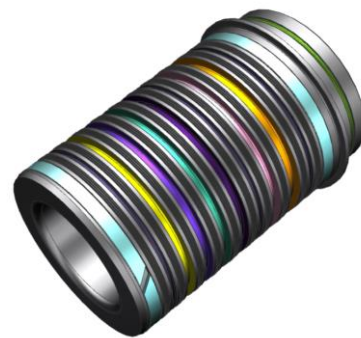
Obr. 92: Bok frézovací hlavy s rozvodem tekutin

Ostatní tekutiny jsou vedeny skrz těleso vidlice přes šroubení do trubek a následně do statické části tělesa vidlice. Pro rozvod tekutin naklápějící osou A je použita rotační rozvodka (obr. 93 obr. 94). Jedná se o součást s drážkami, do kterých jsou vedena ze statické části rotační rozvodky tekutiny. Každá tekutina je vedena do jedné drážky, která je z obou stran těsněna rotačním těsněním Turcon Roto Glyd Ring TG4201300 od firmy Trelleborg. V rotační rozvodce jsou drážky na každém konci pro vodicí kroužky GP6901300-C380 od firmy Trelleborg. V případě poruchy nebo průsaku těsnění jsou v rotační rozvodce tři drážky, které odvedou tekutinu až do tělesa vřetena a následně ven do pracovního prostoru stroje. Boční dvě drážky zabezpečují, aby se tekutiny nedostaly do prostoru bočního krytu a k YRTC ložisku. Prostřední odděluje olej od mazacích emulzí, aby nedošlo k vniknutí vody do hydraulického oleje.



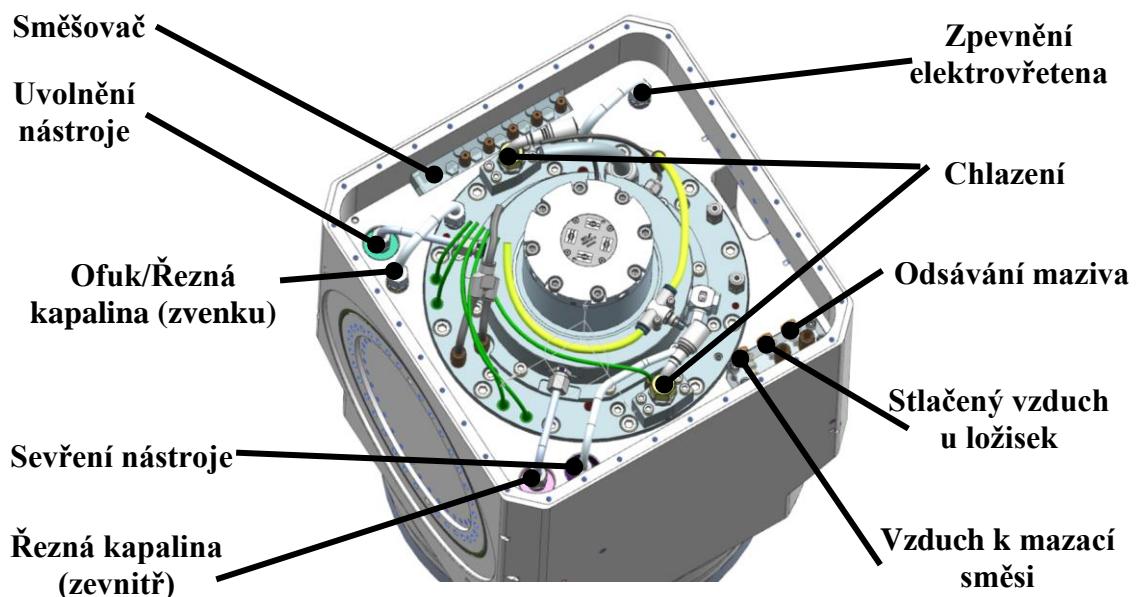


Obr. 93: Řez rotační rozvodkou



Obr. 94: Rotační rozvodka

Na obr. 95 je zobrazen konec elektrovřetena v tělese elektrovřetena a napojení tekutin na něj. Tekutiny, které jsou vedeny z rotační rozvodky, vedou do elektrovřetena přes těleso trubkami. Hadice s chlazením vedou rovnou přes šroubení do elektrovřetena. Hadičky se vzduchem vedou do pneumatické kostky přes šroubení. Pneumatická kostka slouží k vstupu šroubení s hadičkami do rychlospojek, z kterých je vzduch veden hadičkami do elektrovřetena. Pouze vzduch na směs maziva je veden z kostky do tělesa elektrovřetena do směšovače. Olej je do směšovače veden z rotační rozvodky skrz těleso elektrovřetena.



Obr. 95: Rozvod tekutin do elektrovřetena

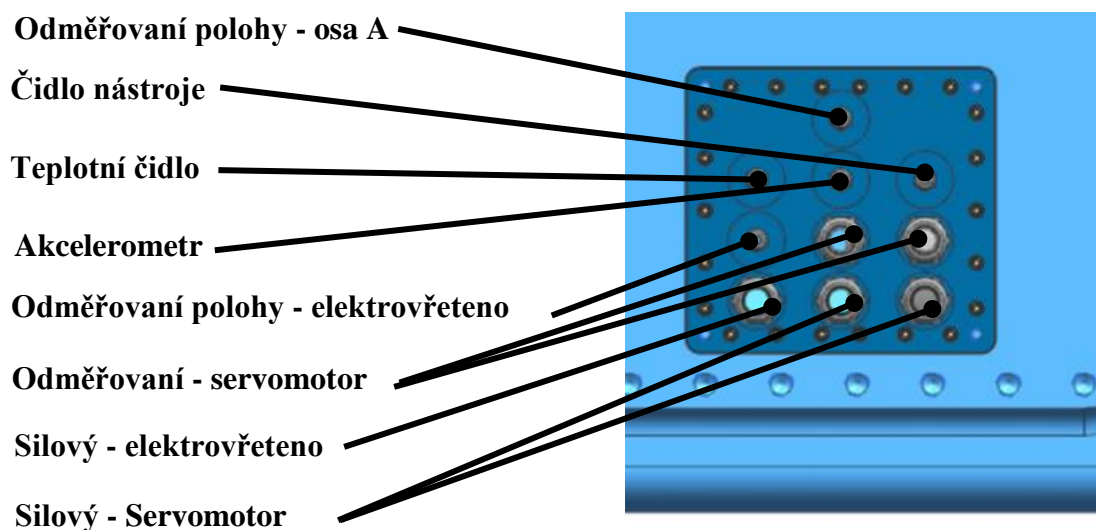
### 6.3.7 Rozvod kabeláže

Všechny kabely, které jsou vedeny ve frézovací hlavě, jsou uvedeny v tab. 9.

Tab. 9: Kably vedené ve frézovací hlavě

Kably	Průměr [mm]	Počet [ks]
Silový - elektrovřeteno	16	1
Akcelerometr	4,7	1
Čidlo nástroje	4,7	1
Teplotní čidlo	4,7	1
Odměrování polohy - elektrovřeteno	4,7	1
Odměrování polohy - osa A	3,7	1
Silový - servomotor	16	2
Odměrování - servomotor	15	2

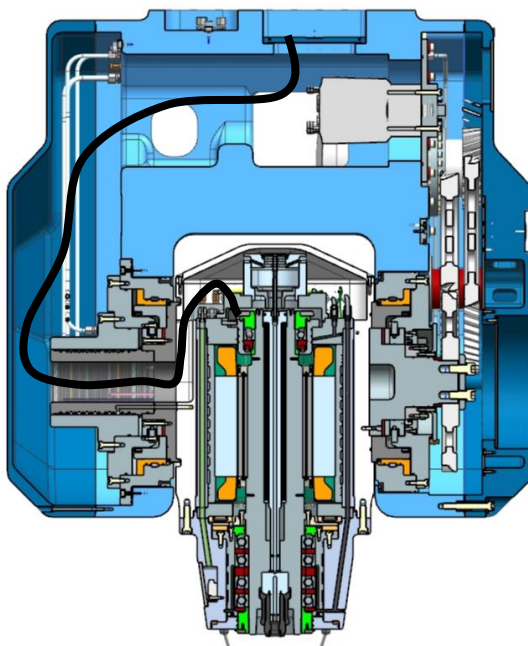
Na obr. 96 je uveden vstup pro kably do frézovací hlavy. Kably jsou vedeny skrz průchodky HAN-CGM od firmy Harting v rozhraní pro kably.



Obr. 96: Vstup kabelů do frézovací hlavy

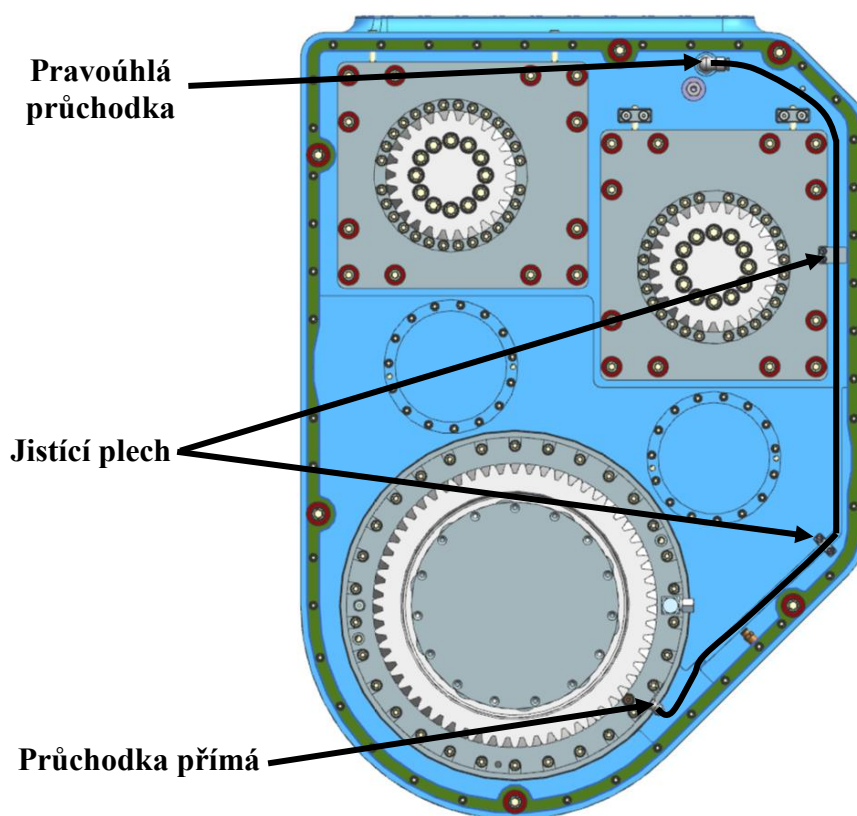
Kably, které jsou vedeny k elektrovřetenu jsou vedeny skrz osu A až do elektrovřetena. Na obr. 97 je znázorněn průchod kabelů.





Obr. 97: Znáznornění průchod kabelů skrz osu A

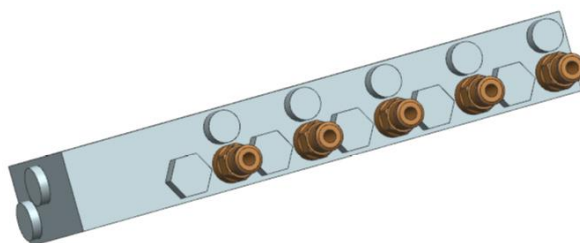
Kabel od odměřování je veden průchodkou od místa umístění hlavičky odměřování k další průchodce, kterou se kabel dostane až k rozhraní pro kabely. Aby se kabel v prostoru ozubených kol nedostal do kolize, je veden ve vyfrézované drážce zajištěné 2 jisticími plechy (obr. 98).



Obr. 98: Vedení kabelu od odměřování polohy

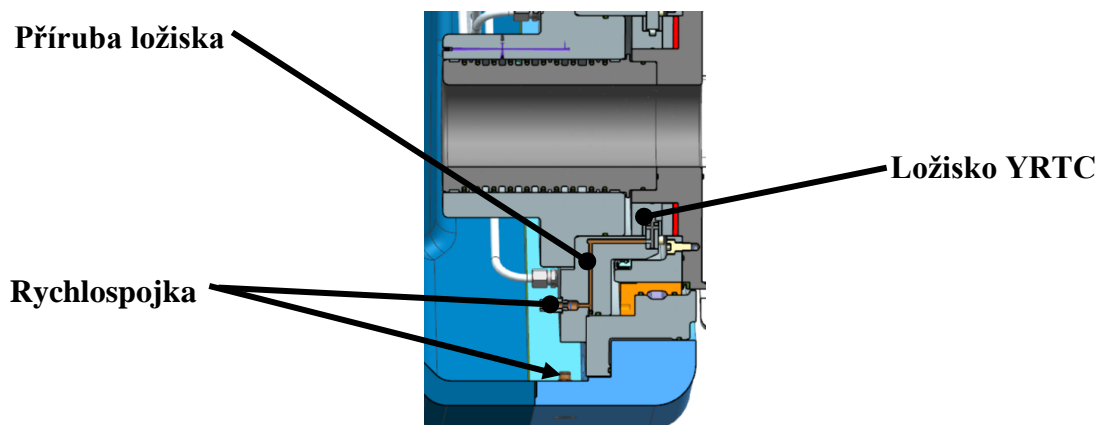
### 6.3.8 Mazací systém

Pro zajištění správné funkce je potřeba zajistit mazání pro ložiska v elektrovřetenu, radialně-axialních ložiskách YRTC a ozubených kol. Mazání ložisek v elektrovřetenu je provedeno způsobem olej-vzduch. Ve vybraném elektrovřetení je pět ložisek, pro které byl vybrán směšovač od firmy TriboTec. Tento směšovač je vyráběný na zakázku (obr. 99) a zvládne dodávat ložiskům zadané množství oleje ve vstřikovacích takttech 10 za hodinu. Pro přední ložiska je na jeden takt vřísknuto  $100 \text{ mm}^3$  oleje a pro zadní ložisko  $30 \text{ mm}^3$  oleje. Směšovač je zapuštěný do tělesa elektrovřetena a je do něj veden olej a vzduch. Směs je do elektrovřetena vedena přes rychlospojky pneumatickými hadičkami.



Obr. 99: Směšovač na mazací systém olej-vzduch od firmy TriboTec

Axiálně-radikální ložiska jsou mazána vzhledem k rychlosti otáčení osy A tukem. Ložiska jsou mazána přes vnitřní kroužek čelně podle doporučení výrobce (obr. 100). Pro zajištění polohy díry byl použit dle doporučení výrobce válcový kolík. Mazivo se na místo dodává maznicí umístěnou v závitové díře na boku tělesa vidlice. Mazivo putuje přes rychlospojku a plastovou hadičkou do příruby, do které je přimontován vnější kroužek ložiska. Přírubou jsou vyvrtány otvory do místa vstupu maziva. Touto cestou se namaže ložisko a případně se dá domazávat bez potřeby demontovat boční kryty. Po namazání se maznice nahradí zátkou s těsněním, která má stejný závit jako maznice (M10x1).

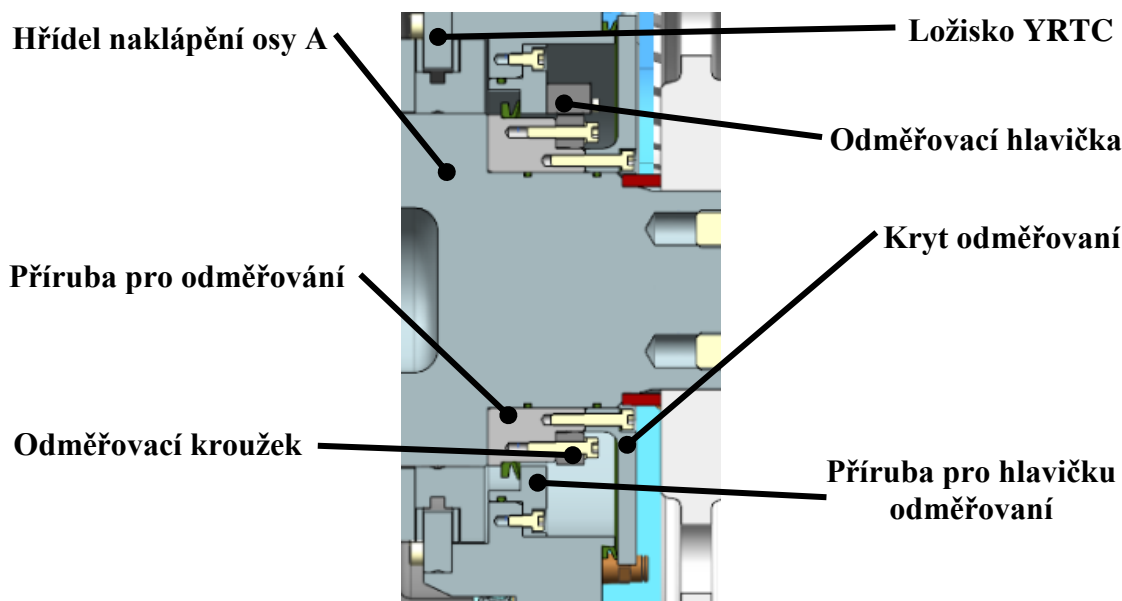


Obr. 100: Mazání ložiska YRTC

Mazání ozubených kol je vytvořeno způsobem naplnění celé oblasti, kde se nachází ozubená kola tukem. Tím se zajistí, že ozubená kola budou mít dostatek maziva. Ložiska na předlohových hřídelích jsou zakrytovaná a naplněna mazivem na celou životnost.

### 6.3.9 Odměřování polohy

Odměřování polohy v ose je realizováno za pomoci optického absolutního odměřování od firmy Heidenhain. Odměřovací kroužek TTR-ECA-4400 je připevněn na přírubu odměřování (Obr. 101), která je připevněna na hřídeli osy naklápění. Odměřovací hlavička AK-ECA-4410 je umístěna na přírubu pro hlavičku odměřování. Přesnost odměřování je  $\pm 2,5''$ . Absolutní odměřování bylo zvoleno z toho důvodu, že při zapnutí stroje lze zjistit okamžitě polohu. Oproti inkrementálnímu odměřování, kde stroj musí provést referenci (respektive najetí na počáteční pozici) pro zjištění polohy, a proto je potřeba do konstrukce přidat koncové snímače.









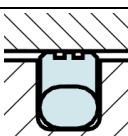


Obr. 101: Odměřování polohy osy A

### 6.3.10 Těsnění

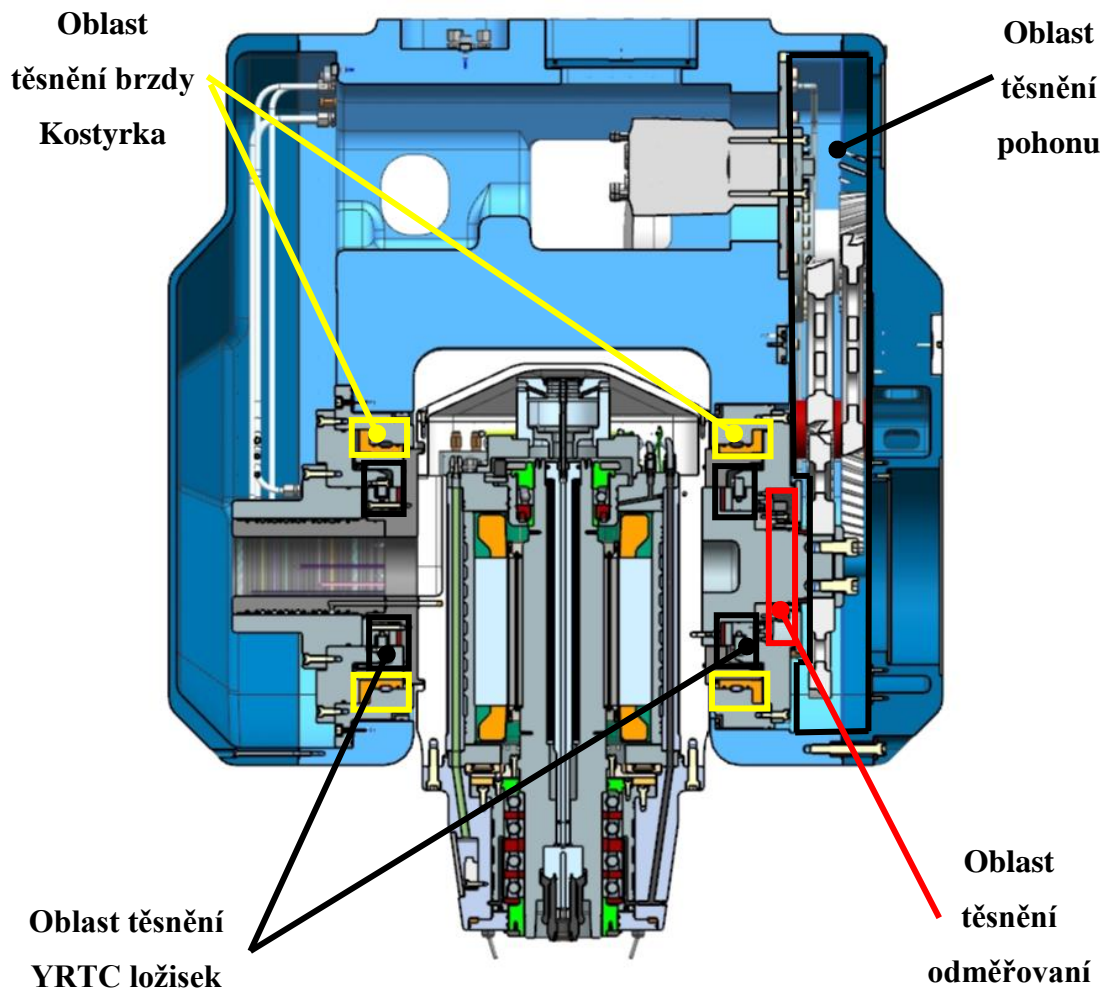
V tabulce jsou ukázány použité druhy těsnění v celé frézovací hlavě a jejich materiály.

Tab. 10: Seznam použitých těsnění [56] [57] [58] [59] [60]

Typ těsnění	Obrázek těsnění	Materiál těsnění	Firma
Statické těsnění			
O-kroužek		FKM	Trelleborg
Plošné těsnění		REINZ AFM 38	Kalina
Usit kroužek		FKM + 1.4301	Trelleborg
Zátky s těsněním GN 749		FPM	Elesa+Ganter
Koenig Expander MB600		Ocel	KVT-Fasten
Koenig Expander CV173		Slitina hliníku	KVT-Fasten
Rotační těsnění			
V-kroužky		FKM	Trelleborg
Radiální hřídelové těsnění		VCBV	Trelleborg
Turcon Roto Glyd Ring		FKM+M12	Trelleborg

Byly utěsněny oblasti okolo radialně-axiálních ložisek YRTC a oblast v pravém bočním krytu kde se nachází ozubená kola, a to kvůli tomu, aby se tuk nedostal pryč a nepřestal plnit funkci maziva pro dané součásti, nebo aby se nedostal do oblasti, kde by mohl ovlivnit funkci jiných součástí. Utěsněny byly oblasti, kde se nachází odměřování. U krytů bylo použito statické těsnění, aby se nečistoty z řezného procesu nemohly dostat do vnitřku frézovací hlavy. Pro funkčnost hydraulické brzdy byly plochy, na kterou působí brzdy utěsněny. Pro statické aplikace se použili o-kroužky a pro rotační v-kroužky kromě přírub pro brzdy u desky k motoru, kde byly použity radiální hřídelové těsnění. Pro těsnění děr u šroubů, kde byl požadavek těsnosti, se použily usit kroužky. Na těsnění průchozích závitových děr se použilo těsnící lepidlo od firmy Loctite. Při přestupu tekutin z tělesa do jiného z čelních ploch jsou použity o-kroužku. Pro zaslepení děr se použili buď zátky s těsněním nebo nerozebíratelné zátky koenig

expander MB600 na ocelové součásti a na součásti z hliníkových slitin CV173.  
Na obr. 102 jsou zobrazeny oblasti ve frézovací hlavě, které jsou utěsněny.



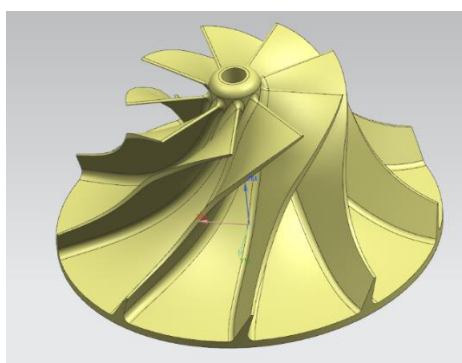
Obr. 102: Oblasti ve frézovací hlavě, které jsou utěsněny

## 7 Výpočtová část

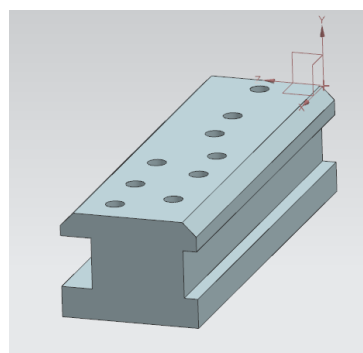
V této kapitole jsou uvedeny návrhové a kontrolní výpočty jednotlivých částí konstrukce.

### 7.1 Řezné parametry

Pro výpočet řezných podmínek respektive řezné síly, která je nutná pro výpočet potřebného krouticího momentu, byly zvoleny dva typové dílce pro obrábění a to lopatkové kolo z axiálního čerpadla (obr. 103) a polohovací segment kovacího dopravníku (obr. 104).

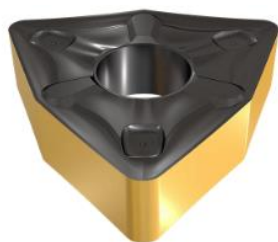


Obr. 103: Lopatkové kolo z axiálního čerpadla

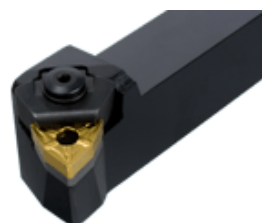


Obr. 104: Polohovací segment kovacího dopravníku

Lopatkové kolo o průměru kola 750 mm bylo zvoleno, jako představitel dílce vhodného pro obrábění na stroji DMU 160 FD duoBLOCK. Výpočet řezné síly byl proveden jen pro soustružení a to pro hrubování rotačního profilu, které bylo silově nejnáročnější. Jako polotovár se jedná o válec o průměru 800 mm a délky 620 mm. Materiál dílce je ocel. Na základě rozměru, materiálu a technologického postupu byl zvolen nástroj a to soustružnický nůž nůž MWLNR/L-13W od firmy ISCAR s vyměnitelnou břitovou destičkou WNMG 130616-TNM (obr. 105 a obr. 106). Zvolené řezné podmínky pro výpočet řezné síly jsou uvedeny v tab. 11.



Obr. 105: Vyměnitelná břitová destička WNMG 130616-TNM od firmy ISCAR [61]



Obr. 106: Soustružnický nůž MWLNR/L-13W od firmy ISCAR [62]



Tab. 11: Zvolené parametry pro soustružení

Měrný řezný odpor oceli $k_c$ [N/mm <sup>2</sup> ]	2 000
Posuv na otáčku $f_{ot1}$ [mm/ot]	0,28
Řezná rychlost $v_{c1}$ [m/min]	105
Hloubka řezu $a_{p1}$ [mm]	6
Průměr obrobku $D_{s2}$ [mm]	800

Řezná síla při soustružení:

$$F_{c1} = k_c \cdot a_{p1} \cdot f_{ot1} = 2\,000 \cdot 6 \cdot 0,22 = 3\,360\, N \quad (1)$$

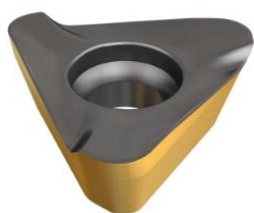
Výkon při soustružení:

$$P_{s1} = \frac{F_{c1} \cdot v_{c1}}{60 \cdot 1\,000} = \frac{3\,360 \cdot 105}{60 \cdot 1\,000} = 5,88\, kW \quad (2)$$

Krouticí moment při soustružení

$$M_{ks1} = F_{c1} \cdot \frac{D_{s2}}{2} = 3\,360 \cdot \frac{0,8}{2} = 1\,344\, Nm \quad (3)$$

Polohovací segment kovacího dopravníku byl zvolen, jako představitel dílce vhodného pro frézování na stroji DMU 160 FD duoBLOCK. Výpočet řezné síly byl proveden pro frézování dosedacích ploch a to pro hrubovací operaci, která je silově nejnáročnější. Jako polotovar byl zvolen výkovek o délce 1 210 mm šířce 310 mm a výšce 410 mm. Materiál dílce je ocel. Na základě rozměru, materiálu a technologického postupu byl zvolen nástroj čelní fréza HM390 FTD-15 od firmy ISCAR s vyměnitelnými břitovými destičkami (obr. 107 a obr. 108). Zvolené řezné podmínky pro výpočet řezné síly jsou uvedeny v tab. 12.



Obr. 107: Vyměnitelná břitová destička  
 HM390 TDKT/CT 1505 od firmy ISCAR [63]

Obr. 108: Čelní fréza HM390 FTD-15 od firmy  
 ISCAR [64]

Tab. 12: Zvolené parametry pro frézování

Měrný řezný odpor oceli $k_c$ [N/mm <sup>2</sup> ]	2 000
Posuv na zub $f_{z2}$ [mm]	0,4
Řezná rychlost $v_{c2}$ [m/min]	200
Hloubka řezu $a_{p2}$ [mm]	5,2
Šířka řezu $a_{e2}$ [mm]	63
Počet efektivních zubů $z_{fef}$ [zub]	8
Průměr frézy $D_{fr2}$ [mm]	100

Řezná síla při frézování:

$$F_{c2} = k_c \cdot a_{p2} \cdot f_{z2} = 2\,000 \cdot 5,4 \cdot 0,4 = 4\,160\text{ N} \quad (4)$$

Otáčky při frézování:

$$n_{f2} = \frac{v_{c2} \cdot 1\,000}{\pi \cdot D_{fr2}} = \frac{200 \cdot 1\,000}{\pi \cdot 100} = 636,6198\text{ ot/min} \quad (5)$$

Rychlost posuvu:

$$v_{f2} = f_{z2} \cdot z_{fef} \cdot n_{f2} = 0,4 \cdot 8 \cdot 1\,010,5 = 2\,037,183\text{ mm/min} \quad (6)$$

Užitečný výkon při frézování:

$$P_{f2} = \frac{a_{p2} \cdot a_{e2} \cdot v_{f2} \cdot k_c}{60 \cdot 1\,000\,000} = \frac{5,2 \cdot 63 \cdot 2\,037,183 \cdot 2\,000}{60 \cdot 1\,000\,000} = 22,25\text{ kW} \quad (7)$$

Krouticí moment pro frézování:

$$M_{kf2} = F_{c2} \cdot \frac{D_{fr2}}{2} = 4\,160 \cdot \frac{0,1}{2} = 208\text{ Nm} \quad (8)$$

V tab. 13 jsou uvedeny výsledné parametry.

Tab. 13: Výsledné parametry vypočítané z řezných podmínek

Parametry	Soustružení	Frézování
Řezná síla [N]	3 360	4 160
Výkon [kW]	5,88	22,25
Krouticí moment [Nm]	1 344	208

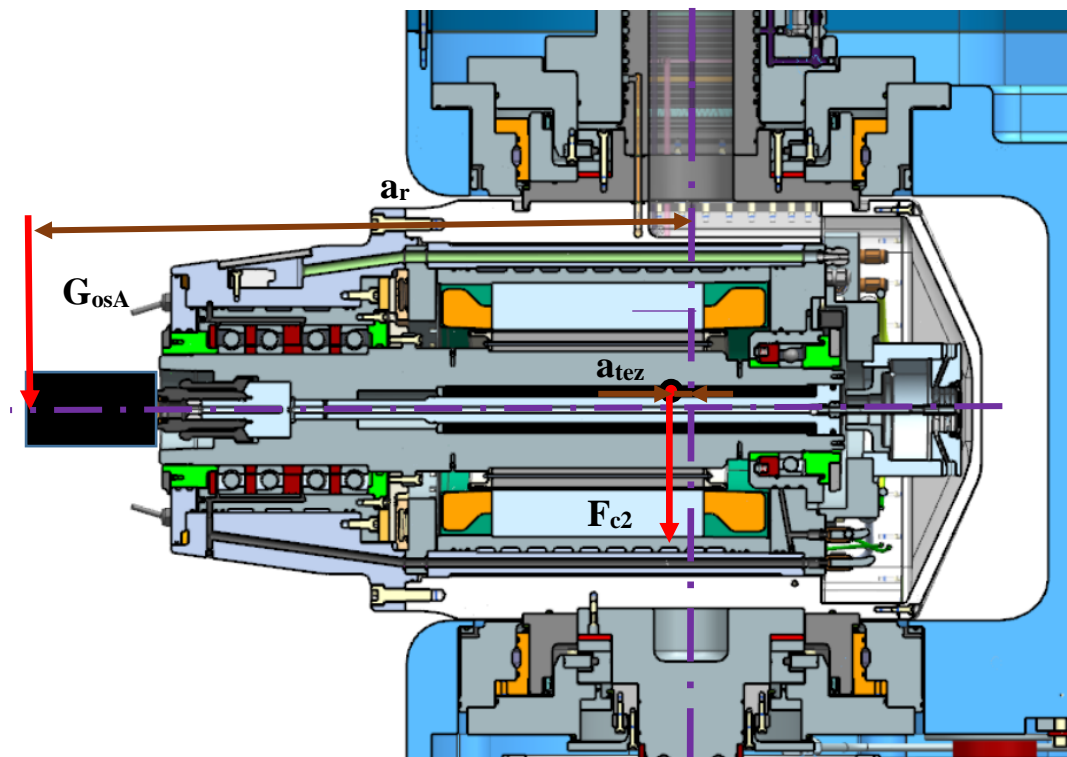
## 7.2 Výpočet potřebného momentu naklápění osy A

Moment potřebný k polohování frézovací hlavy vychází z maximální řezné síly při obrábění a zároveň ze statického zatížení, které vychází z hmotnosti elektrovřetená, hmotností součástí osy A (síla od  $G_{osA}$ ) a třecího momentu od ložiska. Parametry pro výpočet jsou uvedeny v tab. 14. Působení sil je zobrazeno na obr. 109.

Tab. 14: Parametry pro výpočet potřebného momentu naklápění osy A

Řezná síla při frézování $F_{c2}$ [N]	4 160
Délka ramene od řezné síly k ose naklápění $a_t$ [m]	0,6
Délka ramene od těžiště $a_{tez}$ [m]	0,043
Třecí moment od ložisek $M_{fl}$ [Nm]	14
Hmotnost osy A s elektrovřetenem $m_{oA}$ [kg]	610
Tíhové zrychlení $g$ [ $m/s^2$ ]	9,81





Obr. 109: Schéma působení sil pro výpočet potřebného momentu naklápění osy A

Moment od řezné síly vychází z řezné síly působící na rameni  $a_t$ :

$$M_{fc} = F_{c2} \cdot a_t = 4\,160 \cdot 0,6 = 2\,496 \text{ Nm} \quad (9)$$

Statický moment:

$$M_{st} = M_{fl} + m_{oA} \cdot a_{tez} \cdot g = 14 + 610 \cdot 0,043 \cdot 9,81 = 271,31 \text{ Nm} \quad (10)$$

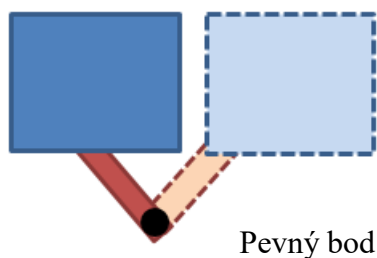
Potřebný moment naklápění osy A:

$$M_{cAp} = M_{fc} + M_{st} = 2\,496 + 271,31 = 2\,767,31 \text{ Nm} \quad (11)$$

Potřebný moment jsem zvolil na základě výpočtu větší a to  $M_{cAp} = 3000 \text{ Nm}$ .

### 7.3 Výpočet maximální požadované rychlosti naklápění osy A

Pro zajištění toho, aby nedocházelo k omezování lineárních posuvů stroje při polohování rychloposuvu, musí frézovací hlava splňovat dosahovat potřebné rychlosti. Ta vychází z rychlosti posuvů stroje a délky elektrovřetena s nástrojem od osy naklápění (obr. 110). Délka nástroje je volena  $l_{nf} = 100 \text{ mm}$ , délka elektrovřetena od osy naklápění  $l_{ea} = 500 \text{ mm}$ . Rychloposuvy stroje DMU 160 FD duoBLOCK jsou  $v_{dmu} = 60\,000 \text{ mm/min}$ .



Obr. 110: Princip výpočtu maximální rychlosti naklápění stroje

Čas za čtvrt-otáčky:

$$t_{r\frac{1}{4}} = \frac{l_{nf} \cdot l_{ea}}{v_{dmu}} = \frac{100 \cdot 500}{60\,000} = 0,01 \text{ min} \quad (12)$$

Čas za celou otáčku:

$$t_r = 4 \cdot t_{r\frac{1}{4}} = 4 \cdot 0,01 = 0,04 \text{ min} \quad (13)$$

Maximální požadovaná rychlost naklápění osy:

$$n_{pmax} = \frac{1}{t_r} = \frac{1}{0,04} = 25 \text{ ot/min} \quad (14)$$

## 7.4 Návrh pohonu

Pohon byl navržen způsobem Master and Slave s ozubenými koly za použití elektromotoru s převodovkou GALAXIE D135 v kompaktním provedení a v tab. 15 jsou uvedeny parametry elektromotoru s převodovkou a požadované parametry. Pro návrh byl zvolen koeficient  $k = 1,5$  reprezentující míru předpětí při využití dvou elektromotorů s převodovkou.

Tab. 15: Požadovaných parametrů a parametrů elektromotoru s převodovkou GALAXIE

Požadovaný maximální moment $M_{cpAp}$ (S1) [Nm]	3000
Požadovaná maximální rychlost naklápění osy A $n_{pmax}$ [ot/min]	25
Maximální moment elektromotoru s převodovkou $M_{kemax}$ [Nm]	1800
Moment elektromotoru s převodovkou při provozu S1 $M_{ke}$ [Nm]	750
Maximální otáčky elektromotoru s převodovkou $n_{emax}$ [ot/min]	80

Moment při koeficientu  $k = 1,5$ :

$$M_{k1,5} = M_{ke} \cdot k = 750 \cdot 1,5 = 1125 \text{ Nm} \quad (15)$$

Z hlediska požadovaných parametrů vychází i celkový převodový poměr. Podle požadovaných maximálních otáček:

$$i_{potrn} = \frac{n_{emax}}{n_{pmax}} = \frac{80}{25} = 3,2 \quad (16)$$

Podle požadovaného momentu:

$$i_{potrM} = \frac{M_{cpAp}}{M_{k1,5}} = \frac{3000}{1125} = 2,7 \quad (17)$$

Zvolen byl převodový poměr z hlediska požadovaného momentu  $i_{cp} = 2,7$ . Ten byl rozdělen na dva převodové poměry s tím, že první převodový moment byl zvolen  $i_{12}=2,16$ :

$$i_{34} = \frac{i_{cp}}{i_{12}} = \frac{2,7}{2,16} = 1,25 \quad (18)$$

Výsledná maximální rychlost naklápění osy A:

$$n_{maxA} = \frac{n_{emax}}{i_{cp}} = \frac{80}{2,7} = 29,6 \text{ ot/min} \quad (19)$$

Výkon naklápění osy A:

$$P_{na} = \frac{M_{kc} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{n_{max}}{60}\right)}{1000} = \frac{3000 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{29,6}{60}\right)}{1000} = 9,3 \text{ kW} \quad (20)$$

Výsledné parametry jsou uvedeny v tab. 16. Jedná se o parametry při provozu S1, respektive při stálém provozu.

Tab. 16: Tabulka výsledných hodnot pohonu frézovací hlavy

Moment naklápění osy A $M_{kc}$ (S1) [Nm]	3000
Maximální rychlost naklápění osy A $n_{maxA}$ [ot/min]	29,6
Výkon naklápění osy A $P_{na}$ (S1) [kW]	9,3

## 7.5 Návrh brzdy

V tab. 17 jsou zobrazené parametry, na jejichž základě byl navržen brzdňý moment hydraulické brzdy.

Tab. 17: Parametry pro výpočet hydraulické brzdy

Průměr hřídele $d_{hb}$ [mm]	305
Činná délka $L_A$ [mm]	45
Tlak $p_{hb}$ [mm]	60
Koeficient tření $\mu$ [mm]	0,09
Počet brzd $i_b$ [mm]	2

Brzdňý moment:

$$M_{b1} = \frac{d_{bh} \cdot L_A \cdot p_{hb} \cdot \pi \cdot \mu \cdot \frac{d_{bh}}{2}}{1000} = \frac{350 \cdot 45 \cdot 60 \cdot \pi \cdot 0,09 \cdot \frac{305}{2}}{1000}$$

$$M_{b1} = 3767,5 \quad (21)$$

Výsledný moment zpevnění osy naklápění je vzhledem k použití dvou brzd dvojnásobný:

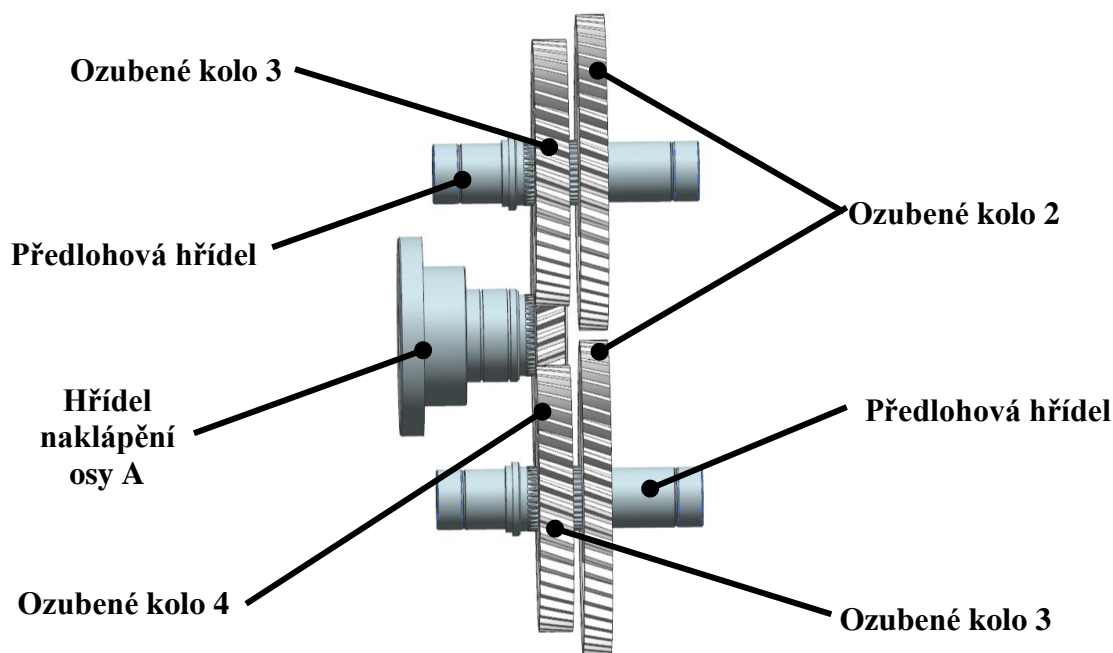
$$M_b = M_{b1} \cdot i_b = 3767,5 \cdot 2 = 7535 \text{ Nm} \quad (22)$$

## 7.6 Kontrolní výpočty drážkování

Pro přenos krouticího momentu z ozubených kol na hřídele ať v případě předlohového hřídele (ozubené kolo 2 a 3) tak pro přenos krouticího momentu na hřídel osy A (ozubené kolo 4) bylo použito evolventní drážkování (obr.). Na obr. 111 je vidět uspořádání ozubených kola na drážkování ozubena kola 3 a 4 jsou vloženy na jedno drážkování. Pro výpočet mají stejné parametry. Vstupní hodnoty pro výpočet jsou uvedeny v tab. 18. Kontrolní výpočet byl proveden dle normy ČSN 01 4950 a v této kapitole jsou popsány vzorce pro kontrolu dle této normy. [65]

Tab. 18: Tabulka vstupních parametru pro výpočet drážkování

Průměr předlohové hřídele $d_{pre}$ [mm]	68
Průměr hřídele naklápění $d_{hn}$ [mm]	84
Délka drážkování $L_d$ [mm]	30
Dovolený tlak $p_d$ [N/mm <sup>2</sup> ]	300
Dovolené napětí v krutu $\tau_d$ [N/mm <sup>2</sup> ]	340
Počet zubů drážkování na předlohové hřídeli $z_{pre}$ [zub]	42
Počet zubů drážkování na hřídeli naklápění $z_{hn}$ [zub]	34
Modul drážkování $m_{dr}$ [mm]	2



Obr. 111: Uspořádání ozubených na hřídelích s drážkováním

Při výpočtu se uvažují pouze zuby hřídele, které jsou nepříznivěji namáhány než zuby náboje. Zuby náboje mají totiž větší tloušťku paty. Materiál drážkování hřídelí a ozubených kol je stejný.

Obvodová síla na jeden zub:

$$F_{da1} = \frac{2 \cdot M_{pk}}{\varphi \cdot D \cdot z} = \frac{2 \cdot M_{pk}}{\varphi \cdot m_{dr} \cdot z^2} \quad (23)$$

Namáhání smykem:

$$\tau \doteq \frac{3 \cdot F_{da1}}{2 \cdot b_{d2} \cdot s_{sf}} = \frac{3 \cdot M_k}{\varphi \cdot m \cdot s_{sf} \cdot b_2 \cdot z^2} \leq T_{Ds} \quad (24)$$

Bezpečnost ve smyku:

$$k_{\tau d} = \frac{T_{Ds}}{\tau} \leq 2 \quad (25)$$

Namáhání tlakem:

$$p \doteq \frac{F}{b_2 \cdot h_n} = \frac{2 \cdot M_k}{\varphi \cdot m \cdot h_n \cdot b_2 \cdot z^2} \leq p_D \quad (26)$$

Bezpečnost v tlaku:

$$k_{pd} = \frac{p_D}{p} \leq 2 \quad (27)$$

V tab. 19 jsou uvedeny výsledky dle, kterých je bezpečnostní koeficient ve smyku i tlaku u všech drážkovaných spojů větší jak 2. Evolventní drážkování tak vyhovuje.

Tab. 19: Výsledné parametry bezpečnostních koeficientů drážkování

Drážkování	Bezpečnostní koeficient v tlaku $k_{pd}$	Bezpečnostní koeficient ve smyku $k_{\tau d}$
Hřídel - Ozubené kolo 2 a 3	5,58	7,51
Hřídel - Ozubené kolo 4	4,81	8,57

## 7.7 Kontrolní výpočty čelního ozubení

. V této kapitole jsou uvedeny vzorce a koeficienty důležité pro výpočet dle normy ČSN ISO 9085 – Výpočet únosnosti ozubených kol s přímými a šikmými zuby – Aplikace pro průmyslová ozubená kola. [66]

### 7.7.1. Výpočtové povrchové životnosti (pitting)

Určení přípustné napjatosti v dotyku  $\sigma_{HP}$ :

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_N}{S_{Hmin}} Z_L \cdot Z_v \cdot Z_R \cdot Z_w \cdot Z_x = \frac{\sigma_{HG}}{S_{Hmin}} \quad (28)$$

Kontaktní napětí  $\sigma_H$  pastorku:

$$\sigma_H = Z_B \cdot \sigma_{H_0} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_v \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP} \quad (29)$$

kde:

$$\sigma_{H_0} = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t}{d_1 \cdot b_H} \frac{i+1}{i}} \quad (30)$$

je nominální napětí v dotyku, v roztečném bodě, v ideálním ozubení vlivem nominálního točivého momentu.

Faktor dotyku jednoho páru zubů  $Z_B, Z_D$  slouží k transformaci kontaktního napětí v roztečném bodě čelního ozubeného kola na vnitřní hranici jednoho páru zabírajících zubů pastorku a kola. Pro vnitřní ozubení je  $Z_D$  vždy 1.

Pro čelní ozubená kola platí:

$$M_4 = \frac{tg\alpha_{wt}}{\sqrt{\left[ \sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1 - \frac{2 \cdot \pi}{z_1}} \right] \cdot \left[ \sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1 - (\varepsilon_\alpha - 1) \frac{2 \cdot \pi}{z_2}} \right]}}, \quad (31)$$

$$M_5 = \frac{tg\alpha_{wt}}{\sqrt{\left[ \sqrt{\frac{d_{a2}^2}{d_{b2}^2} - 1 - \frac{2\pi}{z_2}} \right] \cdot \left[ \sqrt{\frac{d_{a1}^2}{d_{b1}^2} - 1 - (\varepsilon_\alpha - 1) \frac{2 \cdot \pi}{z_1}} \right]}}, \quad (32)$$

Pro ozubená kola s šikmými zuby  $\varepsilon_\beta < 1$  platí:

$$Z_B = M_4 - \varepsilon_\beta \cdot (M_4 - 1); Z_B \geq 1, \quad (33)$$

$$Z_D = M_5 - \varepsilon_\beta \cdot (M_5 - 1); Z_D \geq 1 \quad (34)$$

Faktor zóny  $Z_H$  zohledňuje vliv Hetzova kontaktního tlaku zakřiveného boku zubu v roztečném bodě a převádí tečnou sílu z referenčního válce na normálovou sílu na roztečném válci:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos\beta_b \cdot \cos\alpha_{wt}}{\cos^2\alpha_t \cdot \sin\alpha_{wt}}} \quad (35)$$

Faktor pružnosti (elasticity)  $Z_E$  bere v úvahu, vlivy materiálových vlastností  $E$  a  $\nu$  pro výpočet kontaktního napětí. Hodnota se pohybuje v rozmezí 189,8 až 143,7. Pro materiál s modulem pružnosti  $E = 206\,000\text{ N/mm}^2$  a poissonovým poměrem  $\nu = 0,3$  je  $Z_E$  roven  $189,8\sqrt{\text{N/mm}^2}$

Faktor poměrného dotyku  $Z_\varepsilon$  zohledňuje vliv čelního dotyku a poměrného záběru na povrchovou únosnost válcových ozubených kol. Pohybuje se v rozmezí od 1 do 2.

Pro ozubená kola s šikmými zuby  $\varepsilon_\beta < 1$  platí:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}(1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} \quad (36)$$

Poměrný čelní dotyk  $\varepsilon_\alpha$  je:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{p_{bt}} \quad (37)$$

Kde délka dotyku  $g_\alpha$ :

$$g_\alpha = \frac{1}{2} \cdot \left[ \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \right] - a \cdot \sin\alpha_{wt} \quad (38)$$

Rovnice je platná pouze je-li délka kontaktu omezena hlavovou kružnicí pastorku kola a ne například podříznutým profilem zubu.

Příčná rozteč  $p_{bt}$ :

$$p_{bt} = m_t \cdot \pi \cdot \cos\alpha_t \quad (39)$$

Poměrný záběr  $\varepsilon_\beta$ :

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_H \cdot \sin\beta_{sv}}{\pi \cdot m_n} \quad (40)$$

Faktor sklonu boku zubu  $Z_\beta$  bere v úvahu vliv sklonu boku zubu na povrchovém napětí. Hodnota se pohybuje v rozmezí od 1 až 0,92 :

$$Z_\beta = \sqrt{\cos\beta} \quad (41)$$

Faktor maziva  $Z_L$  zohledňuje vliv nominální rychlosti maziva. Faktor rychlosti  $Z_v$  zohledňuje vliv rychlosti na ozubená kola. Faktor drsnosti  $Z_R$  zohledňuje vliv povrchové drsnosti na tvorbu mazacího filmu v místě kontaktu zubů. Pro ozubená kola, která jsou frézovaná, obražená nebo hoblovaná je hodnota rovna 0,85. Pro lapované broušené, ševingované zuby nebo pro soukolí, kde je jedno frézováno, obraženo nebo hoblováno a spolu-zabírající je broušené nebo zaškrábané, tak je hodnota rovna 0,92. Pro broušené nebo zaškrábané ozubené soukolí je hodnota rovna 1. Pro broušené nebo zaškrábané ozubené soukolí s průměrnou relací drsnosti mezi vrcholy a prohlubněmi  $R_z10 \leq 4\mu\text{m}$  tak  $Z_L, Z_v$  a  $Z_r$  je rovno 1.

Faktor pracovní tvrdosti  $Z_w$  zohledňuje zvýšenou odolnost povrchu v důsledku záběru ocelového kola s pastorkem, který je výrazně tvrdší než kolo s hladkými boky zubů. Když je tvrdost boků zubů měkkého ozubeného kola podle Brinella  $HB < 30$ , tak hodnota je rovna 1,2. Je-li  $130 \leq HB \leq 470$ , pak hodnota je v rozmezí 1 až 1,2. Je-li na bocích zubů tvrdost  $HB > 470$ , pak  $Z_w$  je rovno 1.

Faktor rozměru  $Z_x$  staticky vyjadřuje, že úroveň napětí, při níž dochází k poškození, se snižuje s nárůstem velikosti komponentů, jako důsledek vlivu poruch dílčích ploch s malým gradientem napětí a vlivu rozměrů materiálové kvality. Pro plně tvrzená ozubení a povrchově tvrzená ozubení s adekvátní hloubkou vůči rozměru zubu a poloměru relativní křivosti je faktor rozměru  $Z_x$  roven 1.

### 7.7.2. Výpočet pevnosti v ohybu zubu

Určení přípustného napětí v ohybu v patě zubu  $\sigma_{FP}$ :

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{FE} \cdot Y_N}{S_{Fmin}} Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_x = \frac{\sigma_{FG}}{S_{Fmin}} \quad (42)$$

Určení napětí v ohybu v patě zubu  $\sigma_F$ :

$$\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_{H\beta} \cdot K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP} \quad (43)$$

Kde  $\sigma_{F0}$  je nominální napětí v ohybu v patě zubu pro bezchybnou dvojici ozubených kol zatíženou statickým nominálním točivým momentem:

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b_F \cdot m_n} Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\beta \quad (44)$$

Faktor tvaru zubu  $Y_F$  zohledňuje vliv tvaru zubu při jmenovitém napětí v ohybu. Faktor tvaru zubu je určován z kritické šířky zubu v patě a ramena ohybového momentu odpovídajícímu působení zatížení na hlavu zubu vnějšího ozubení pomocí následující rovnice:

$$Y_F = \frac{6 \cdot h_{Fe} \cdot \cos \alpha_{Fen}}{m_n \cdot \left(\frac{S_{Fn}}{m_n}\right)^2 \cdot \cos \alpha_n} \quad (45)$$

Pokud je hlava zubu zaoblená nebo zkosená, je nutné ve výpočtu nahradit průměr hlavové kružnice hodnotou „efektivního hlavového průměru“.

$$E = \frac{\pi}{4} m_n - h_{fp} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n + \frac{s_{pr}}{\cos \alpha_n} - (1 - \sin \alpha_n) \cdot \frac{\rho_{fp}}{\cos \alpha_n} \quad (46)$$

$s_{pr} = 0$  pokud nejsou kola podřezaná:

$$G = \frac{\rho_{fp}}{m_n} - \frac{h_{fp}}{m_n} + x \quad (47)$$



$$H = \frac{2}{z_n} \cdot \left( \frac{\pi}{2} - \frac{E}{m_n} \right) - \frac{\pi}{3} \quad (48)$$

Déle se použije G a H spolu s  $\theta = \pi/6$  jako počáteční hodnota na pravé straně rovnice:

$$\theta = \frac{2 \cdot G}{z_n} \cdot \operatorname{tg} \theta - H \quad (49)$$

Poté se použije nově vypočtené  $\theta$  a znovu dosadí do rovnice. Takto se iteruje až do chvíle, kdy se po sobě následné hodnoty významně nemění. Konečná hodnota se použije v dalších rovnicích.

Normální tětíva paty zubu  $s_{Fn}$ :

$$\frac{s_{Fn}}{m_n} = z_n \cdot \sin\left(\frac{\pi}{3} - \theta\right) + \sqrt{3} \cdot \left( \frac{G}{\cos\theta} - \frac{\rho_{fp}}{m_n} \right) \quad (50)$$

Poloměr zaoblení paty zubu  $\rho_F$ :

$$\frac{\rho_F}{m_n} = \frac{\rho_{fp}}{m_n} + \frac{2 \cdot G^2}{\cos\theta \cdot (z_n \cdot \cos^2\theta - 2G)} \quad (51)$$

Rameno ohybového momentu  $h_{Fe}$ :

$$\frac{h_{Fe}}{m_n} = 0,5 \left[ (\cos\gamma_e - \sin\gamma_e \cdot \operatorname{tg}\alpha_{Fen}) \frac{d_{en}}{m_n} - z_n \cos\left(\frac{\pi}{3} - \theta\right) - \frac{G}{\cos\theta} + \frac{\rho_{fp}}{m_n} \right] \quad (52)$$

Parametry virtuálních ozubených kol:

$$\beta_b = \arcsin(\sin\beta \cdot \cos\alpha_n), \quad (53)$$

$$z_n = \frac{z}{\cos^2\beta_b \cdot \cos\beta}, \quad (54)$$

$$\varepsilon_{an} = \frac{\varepsilon_\alpha}{\cos^2\beta_b}, \quad (55)$$

$$d_n = \frac{d}{\cos^2\beta_b} = m_n \cdot z_n, \quad (56)$$

$$p_{bn} = \pi \cdot m_n \cos\alpha_n, \quad (57)$$

$$d_{bn} = d_n \cdot \cos\alpha_n, \quad (58)$$

$$d_{an} = d_n + d_a - d, \quad (59)$$

$$d_{en} = \frac{z}{|z|} \sqrt{\left[ \sqrt{\left(\frac{d_{an}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{bn}}{2}\right)^2} - \frac{\pi d \cos\beta \cos\alpha_n}{|z|} (\varepsilon_{an} - 1) \right]^2 + \left(\frac{d_{bn}}{2}\right)^2}, \quad (60)$$

$$\alpha_{en} = \arccos\left(\frac{d_{bn}}{d_{en}}\right), \quad (61)$$

$$\alpha_{Fen} = tg\alpha_{en} - inv\alpha_n - \frac{0,5 \cdot \pi + 2 \cdot tg\alpha_n \cdot x}{z_n} \quad (62)$$

Faktor korekce napětí  $Y_S$  zohledňuje vliv tvaru zubu při jmenovitém napětí v ohybu:

$$Y_S = (1,2 + 0,13L) \cdot q_s^{[1/(1,21+2,3/L)]} \quad (63)$$

Kde hodnota L:

$$L = \frac{s_{Fn}}{h_{Fe}} \quad (64)$$

Kde  $s_{Fn}$  je z rovnice (50) a  $h_{Fe}$  z rovnice (52).

$$q_s = \frac{s_{Fn}}{2\rho_F} \quad (65)$$

Kde  $\rho_F$  je z rovnice (51).

Napětí v ohybu v patě zubu virtuálního ozubeného kola s přímými zuby, sloužící jako předběžná hodnota, je přepočítáno pomocí faktoru úhlu sklonu zubu  $Y_\beta$  na hodnotu napětí pro ozubené kolo s šikmými zuby. Hodnota se pohybuje od 0,75 až do 1.

Pro  $\varepsilon_\beta < 1$  a zároveň  $\beta \leq 30^\circ$  platí:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120^\circ} \quad (66)$$

Faktor životnosti  $Y_N$  vychází z materiálu ozubeného kola a počtu cyklů zatížení. Hodnota se pohybuje od 0,85 až do 2,5. Pro materiál  $E_h$  (kalená ocel) je  $Y_N$  roven 0,92. Relativní faktor vrubové citlivosti  $Y_{\delta relT}$  udává přibližně toleranci předpětí materiálu v oblasti zaoblení zubu. Závisí na způsobu napětí a na materiálu ozubeného kola. Hodnota se pohybuje od 0,3 až do 1.

$$Y_{\delta relT} = \frac{1 + \sqrt{\rho' \cdot \chi^*}}{1 + \sqrt{\rho' \cdot \chi_T^*}} \quad (67)$$

Kde  $\rho'$  je tloušťka skluzové vrstvy, převzatá z tabulky 8 [66] jako funkce materiálu:

$$\rho' = 0,003 \text{ mm}, \quad (68)$$

$$\chi^* = \frac{1}{5} \cdot (1 + 2q_s), \quad (69)$$

$$q_s = \frac{s_{Fn}}{2\rho_F}, \quad (70)$$

$$\chi_T^* = \frac{1}{5} \cdot (1 + 2q_{sT}) = \frac{1}{5} \cdot (1 + 2 \cdot 2,5) \quad (71)$$

Relativní faktor povrchu  $Y_{\text{RelT}}$  udává vliv stavu povrchu na napětí v ohybu v patě zuby. Primárně je závislý na drsnosti povrchu v zaoblení paty zuby. Hodnota se pohybuje od 0,9 až do 1. Pro  $R_z \leq 16 \mu\text{m}$  je  $Y_{\text{RelT}}$  roven 1.

Faktor rozměru  $Y_x$  se používá pro zahrnutí vlivu rozměru na pravděpodobnost rozložení slabých bodů ve struktuře materiálu, gradient napjatosti, kvalitu materiálu, kvalitu výkovku nebo přítomnost defektů. Hodnota se pohybuje od 0,7 až do 1. Pro materiál Eh, počet cyklů  $3 \times 10^3$  až  $10^{10}$  a normálový modul  $m_n \leq 5$  je  $Y_x$  rovno 1.

Aplikační faktor  $K_A$  upravuje jmenovité zatížení, aby bylo kompenzováno přírůstkové zatížení z vnějších zdrojů, a určuje se podle pracovní charakteristiky stroje a hodnota se volí v rozmezí od 1 až 1,25. Pro plynulou pracovní charakteristiku hnacího i hnaného stroje je  $K_A$  rovno 1.

Dynamický faktor  $K_v$  upravuje vztah mezi celkovým zatížením zuby, zahrnujícím vnitřní dynamické účinky „multirezonančního“ systému, a přenášené obvodové zatížení zuby. Tato hodnota se pohybuje od 1 až do 1,9. Dle normy [66] je  $K_v$  rovno 1,129.

Faktor podélného zatížení  $K_{H\beta}$  (kontaktní napětí) upravuje napětí mezi zuby s ohledem na účinky nerovnoměrného rozložení zatížení boků zubů a jejich šířek. Závisí na zatěžující síle, aplikačním faktoru a dynamickém faktoru. Hodnota se pohybuje v rozmezí 1 až 2. Dle normy [66]  $K_{H\beta}$  rovno 1,062.

Faktor čelního zatížení (kontaktní napětí)  $K_{H\alpha}$  a faktor čelního zatížení (napětí v patě zuby)  $K_{F\alpha}$  zahrnuje následovně účinek nerovnoměrného rozdělení příčného zatížení mezi různými dvojicemi současně zabírajícího ozubení. Hodnota se pohybuje v rozmezí 1 až 2,5. Dle normy [66] je  $K_{H\alpha}$  a  $K_{F\alpha}$  rovno 1.

Kontrola obvodové rychlosti  $v_t$ :

$$v_t = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_1}{60} \cdot \frac{d_1}{2} \quad (72)$$

### 7.7.3. Výsledky kontroly čelních ozubení

V tab. 20 jsou uvedeny vstupní a výsledné hodnoty z kontroly čelních ozubení u soukolí použité pro pohon frézovací hlavy.

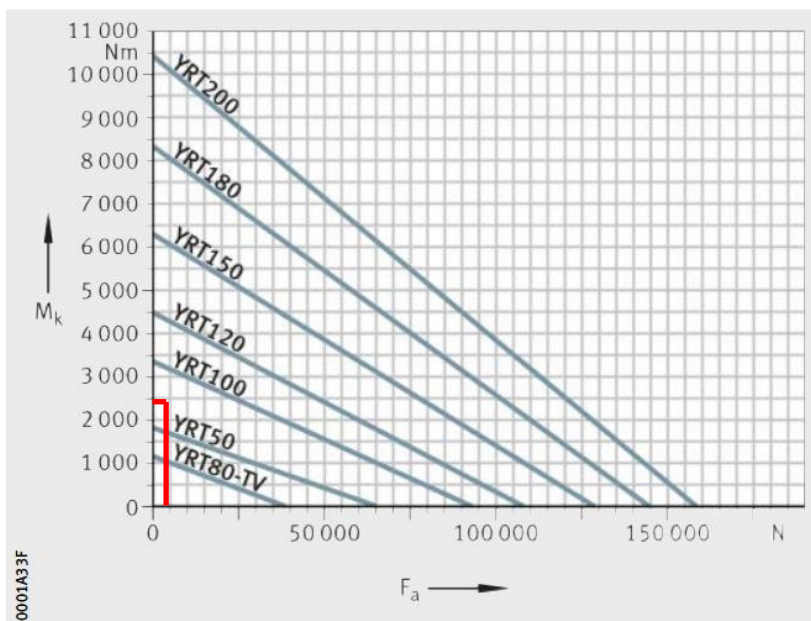
Tab. 20: Výsledky kontroly čelních ozubení

Parametr	Jednotka	Soukolí 1-2		Soukolí 3-4	
		Pastorek	Kolo	Pastorek	Kolo
Přenášený výkon	[kW]	6,5		6,5 (9,2)	
Max. točivý moment $M_{MAX}$	[Nm]	775,9	1664,5	1664,5()	2098()
Max. otáčky $n_{MAX}$	[min <sup>-1</sup> ]	80	37	37	29,5
Normální modul $m_n$	[mm]	5,5		5,5	
Počet zubů $z$	[-]	26	56	47	59
Převodový poměr $i$	[-]	2,16		1,25	
Normální úhel záběru $\alpha_n$	[°]	20		20	
Základní úhel sklonu zubů $\beta$	[°]	20		20	
Pracovní šířka ozubení $b$	[mm]	36	30	36	30
Stupeň přesnosti ozubení <i>ISO1328</i>	[-]	5		5	
Dovolená obvodová rychlost $v_{t\ lim}$	[m/s]	50		50	
Materiál	[-]	14 220		14 220	
Mez pevnosti $R_m$	[Nmm <sup>-2</sup> ]	785		785	
Mez únavy v dotyku $\sigma_{Hlim}$	[Nmm <sup>-2</sup> ]	1270		1270	
Mez únavy v ohybu $\sigma_{Flim}$	[Nmm <sup>-2</sup> ]	700		700	
Min. bezpečnost v dotyku $S_{Hmin}$	[-]	1,3		1,3	
Min. bezpečnost v ohybu $S_{Fmin}$	[-]	1,6		1,6	
Požadovaná životnost $L_h$	[h]	20000		20000	
Výsledky kontroly	Jednotka	Pastorek	Kolo	Pastorek	Kolo
Výpočtové napětí v dotyku $\sigma_H$	[Nmm <sup>-2</sup> ]	724,5	709,5	616,4 (732,9)	614,1 (730,2)
Výpočtové napětí v ohybu v patě zubu $\sigma_F$	[Nmm <sup>-2</sup> ]	150,5	173,7	173,8 (232,1)	196 (277,2)
Koeficient bezpečnosti na dotyk $S_H$	[-]	1,79		2,27 (1,91)	
Koeficient bezpečnosti na ohyb $S_F$	[-]	3,32		2,94 (2,08)	
Obvodová rychlost $v_t$	[m/s]	0,64		0,53	
Podmínka $S_H > S_{Hmin}$	[-]	<b>SPLNĚNA</b>		<b>SPLNĚNA</b>	
Podmínka $S_F > S_{Fmin}$	[-]	<b>SPLNĚNA</b>		<b>SPLNĚNA</b>	
Podmínka $V_t < V_{t\ lim}$	[-]	<b>SPLNĚNA</b>		<b>SPLNĚNA</b>	
Tečná síla $F_t$	[N]	10197,8		12185,3 (17640,9)	
Radiální síla $F_r$	[N]	3949,9		4719,7 (6832,7)	
Axiální síla $F_a$	[N]	3711,7		4435,1 (6420,6)	
Ohybový moment $M_o$	[Nm]	282,42	608,29	610,02 (883,13)	765,77(1108,6)

## 7.8 Kontrola YRTC ložisek

Navržená radialně-axiální ložiska (YRTC 150) byla zvolena na základě axiální síly a klopného momentu. Výrobce YRTC ložisek (firma INA) doporučuje zvolit za použití grafu (obr. 112) a zkontrolovat podle statického koeficientu bezpečnosti faktoru  $S_{0r}$  a  $S_{0a}$ . Byly provedeny výpočty dle katalogu firmy SKF pro stejný typ. Výrobci sami uvádějí,

že tyto výpočty jsou pouze přibližné (orientační) a doporučují vypočítat ekvivalentní zatížení ložiska v radiálním a axiálním směru samostatně. [42] [67]



Obr. 112: Graf pro zvolení YRTC ložiska v závislosti na axilní síle na momentu naklápění [42]

Pro kontrolní výpočet je potřeba spočítat složky maximální řezné síly a to v radiálním a axiálním směru. To lze zjednodušeně vyjádřit podle poměru:

$$F_A : F_R : F_C = 1 : 2 : 4 \quad (73)$$

Axiální síla při obrábění:

$$F_{arf} = \frac{1}{4} \cdot F_{c2} = \frac{1}{4} \cdot 4\,160 = 1\,040 \text{ N} \quad (74)$$

Radiální síla při obrábění:

$$F_{rf} = \frac{1}{2} \cdot F_{c2} = \frac{1}{2} \cdot 4\,160 = 2\,080 \text{ N} \quad (75)$$

Klopný moment vychází z radiální síly na rameni  $a_{ra} = 0,6 \text{ m}$  k ose ložiska:

$$M_{klf} = F_{rf} \cdot a_{ra} = 2\,080 \cdot 0,6 = 1\,248 \text{ Nm} \quad (76)$$

Klopný moment  $M_{kl4} = 1\,108,6 \text{ Nm}$  od ozubeného kola vychází z výpočtů návrhu ozubení, který byl zpracován v programu MITcalc. Radiální síla  $F'_{rk4}$  působící na ložisko z ozubeného kola, se skládá z radiální  $F_{rk4} = 6\,832,7 \text{ N}$  a tečné síly  $F_{tk4} = 17\,640,5 \text{ N}$  působící na ozubené kolo:

$$F'_{rk4} = \sqrt{F_{rk4}^2 + F_{tk4}^2} = \sqrt{6\,832,7^2 + 17\,640,5^2} = 18\,917,57 \text{ N} \quad (77)$$

Na ložisko působí i axiální síla z ozubeného kola  $F_{ax4} = 6\,420,63 \text{ N}$ .

Na obr. 113 je zakresleno působení sil a klopných momentů. Ze smyslu působení vychází následně celkový klopný moment, celková axiální síla a celková radiální síla působící na ložisko. Celkový klopný moment působící na ložisko:

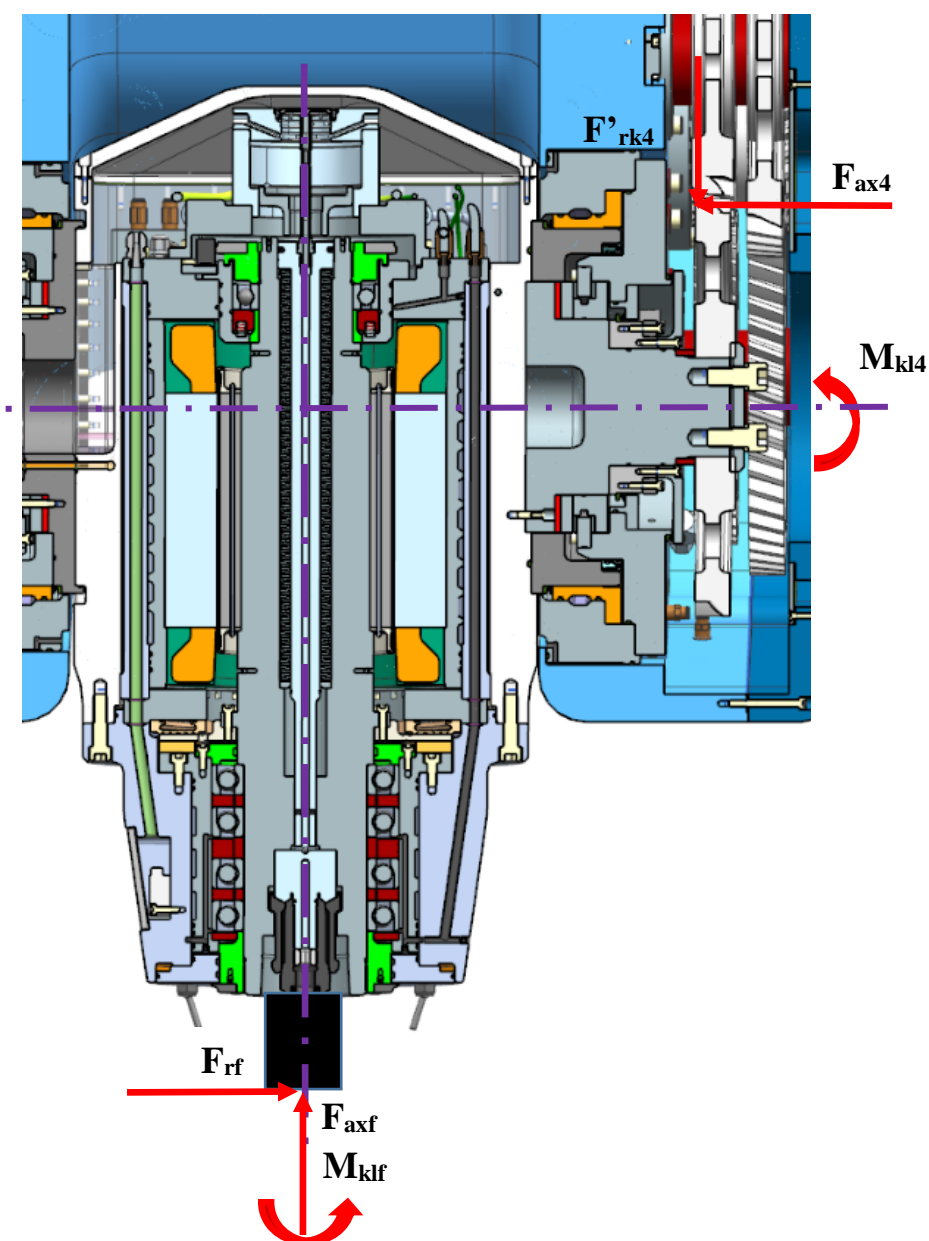
$$M_{klc} = |M_{klf} + M_{kl3}| = |1\,248 + 1\,108,6| = 2\,356,6 \text{ Nm} \quad (78)$$

Celková axiální síla působící na ložisko:

$$F_{axc} = |F_{rf} - F_{ax4}| = |2\,080 - 6\,420,63| = 4\,340,63 \text{ N} \quad (79)$$

Celková radiální síla působící na ložisko:

$$F_{rc} = |F_{arf} - F'_{rk4}| = |1\,040 - 18\,917,57| = 17\,844,57 \text{ N} \quad (80)$$



Obr. 113: Vyznačení sil a momentů působících na YRTC ložisko

Celková axiální síla a celkový klopný moment jsou vyznačeny do grafu (obr. 112).  
 Parametry ložiska pro výpočet jsou uvedeny v tab. 21.

Tab. 21: Tabulka parametrů ložiska YRTC 150

Vnější průměr ložiska $D_{YRTC}$ [mm]	250
Vnitřní průměr ložiska $d_{YRTC}$ [mm]	150
Dynamická únosnost – axiální $C_{aYRTC}$ [kN]	128
Statická únosnost – axiální $C_{0aYRTC}$ [kN]	650
Dynamická únosnost – radiální $C_{rYRTC}$ [kN]	74
Statická únosnost – radiální $C_{0rYRTC}$ [kN]	146

Ekvivalentní statické zatížení v radiálním směru:

$$P_{0r} = F_{rc} = 17\,844,57 \text{ N} = 17,8 \text{ kN} \quad (81)$$

Ekvivalentní statické zatížení v axiálním směru:

$$P_{0a} = F_{axc} + 4,4 \cdot \frac{M_{klc}}{D_{YRTC}} = 4340,63 + 4,4 \cdot \frac{2\,356,6}{250} = 4\,382 \text{ N}$$

$$P_{0a} = 4,38 \text{ N} \quad (82)$$

Statické koeficienty bezpečnosti musí být dle výrobce pro obráběcí stroje větší než 4.

Statický radiální koeficient bezpečnosti:

$$S_{0r} = \frac{C_{0rYRTC}}{P_{0r}} = \frac{146}{17,8} = 8,2 > 4 \quad (83)$$

Statický axiální koeficient bezpečnosti:

$$S_{0a} = \frac{C_{0aYRTC}}{P_{0a}} = \frac{650}{4,38} = 148,3 > 4 \quad (84)$$

Exponent  $p$  pro výpočet kontroly trvanlivosti volí podle druhu ložisek a pro válečkové ložisko je  $p = 10/3$ .

Výpočet kontroly trvanlivosti - radiální:

$$L_{hr10} = \left( \frac{C_{rYRTC}}{P_{0r}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_p} = \left( \frac{74}{17,8} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 29,6} = 64\,052 \text{ hod} \quad (85)$$

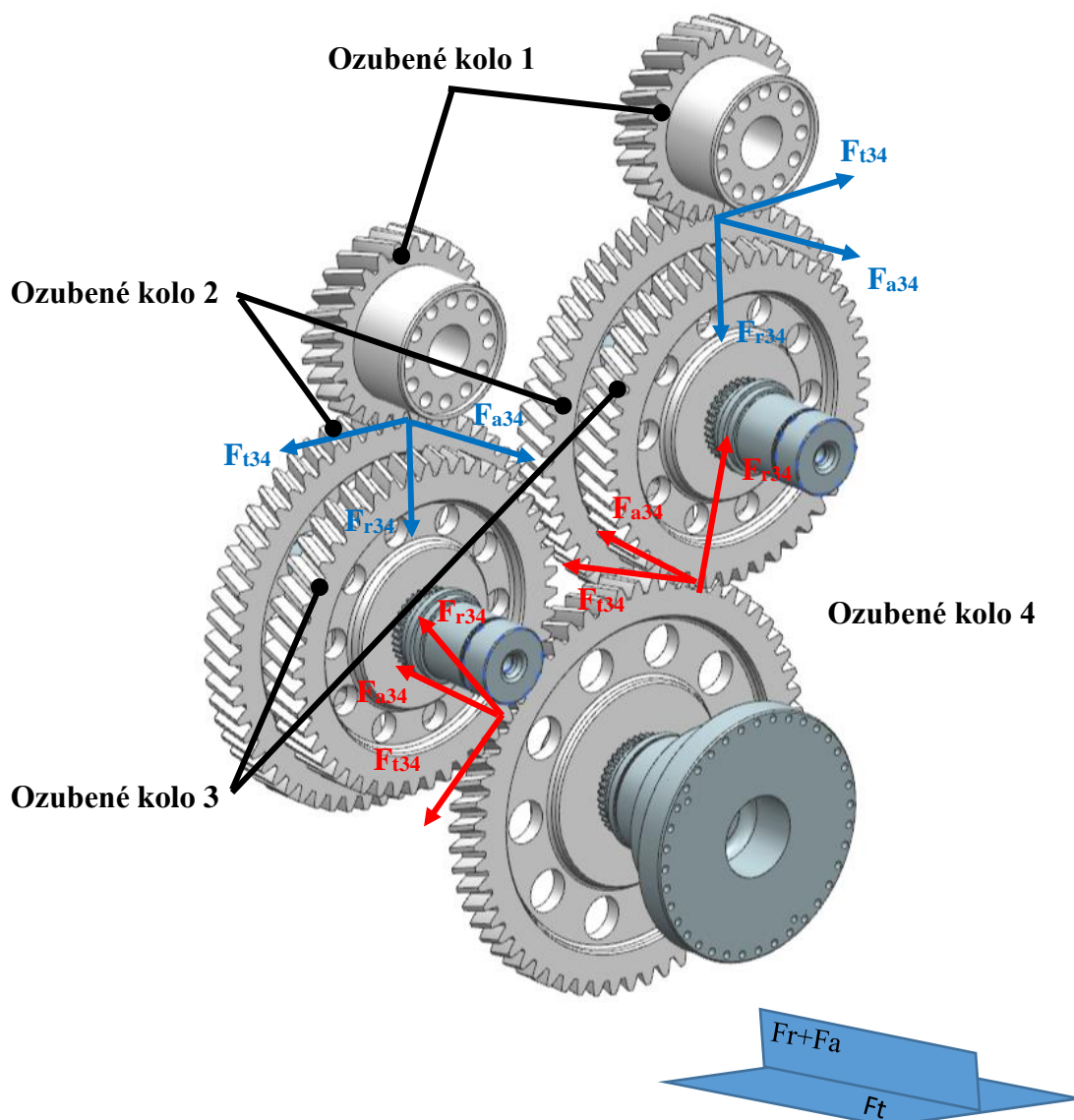
Výpočet kontroly trvanlivosti – axiální:

$$L_{ha10} = \left( \frac{C_{aYRTC}}{P_{0a}} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_p} = \left( \frac{128}{4,38} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 29,6} = 4\,173\,055 \text{ hod} \quad (86)$$

Trvanlivost YRTC ložiska je větší jak 20 000, hod ale ta bude ve skutečnosti vyšší, neboť výpočet uvažuje trvanlivost ložiska při neustálém plném zatížení a neustálém otáčení celé osy, ale tento stav v provozu nenastane.

## 7.9 Kontrola ložisek na předlokové hřídeli

Na předlokových hřídelích byly použity ložiska od firmy FAG. Jedná se o 4 ložiska s kosoúhlým stykem se stykovým úhlem  $25^\circ$ . Při rozkladu sil pro výpočet zatížení se uvažovalo o působení sil z ozubeného soukolí sklonem ozubeného kola 3 od ozubeného kola 4 (obr. 112), pro jednu hřídel je úhel sklonu  $\beta_{n1} = 53,5^\circ$  pro druhou  $\beta_{n2} = 15^\circ$ . Výpočet je zpracován v programu Microsoft Office Excel pro obě předlokové hřídele a v této kapitole je zpracován výpočet pod úhlem  $\beta_{n2} = 15^\circ$ . Parametry pro výpočet jsou uvedeny v tab. 22.



Obr. 114: Působení sil z ozubených kol na předlohou hřídel



Tab. 22: Parametry pro výpočet kontroly ložisek na předlohové hřídele

Axiální síla od soukolí 1-2 $F_{a12}$ [N]	3 712
Axiální síla od soukolí 3-4 $F_{a34}$ [N]	6 421
Radiální síla od soukolí 1-2 $F_{r12}$ [N]	3 950
Radiální síla od soukolí 3-4 $F_{r34}$ [N]	6 833
Tečná síla od soukolí 1-2 $F_{t12}$ [N]	10 198
Tečná síla od soukolí 3-4 $F_{t34}$ [N]	17 641
Maximální rychlost naklápění osy $n_{maxA}$ [ot/min]	29,6
Vzdálenost a [mm]	76
Vzdálenost $b_1$ [mm]	46
Vzdálenost c [mm]	67
Dynamická únosnost ložiska B7013-E-2RSD-T-P4S $C_r$ [N]	39 000
Statická únosnost ložiska B7013-E-2RSD-T-P4S $C_0$ [N]	24 100
Průměr roztečné kružnice ozubeného kola 3 $d_4$ [mm]	275,09
Průměr roztečné kružnice ozubeného kola 2 $d_2$ [mm]	327,7668
Maximální otáčky elektromotoru s převodovkou $n_{emax}$ [ot/min]	80
Převodový poměr soukolí 1 a 2 $i_{12}$ [-]	2,16
Exponent pro výpočet kontroly trvanlivosti p [-]	3

Otáčky předlohové hřídele:

$$n_{ph} = \frac{n_{emax}}{i_{12}} = \frac{80}{2,16} = 37 \text{ ot/min} \quad (87)$$

Síly od ozubených soukolí 3 a 4 se rozložily do dvou rovin a to do roviny  $F_r$ - $F_a$ :

$$F'_{r34} = F_{r34} \cdot \cos \beta_{n1} = 6 833 \cdot \cos 15 = 6 560 \text{ N} \quad (88)$$

$$F'_{t34} = F_{t34} \cdot \sin \beta_{n2} = 17 641 \cdot \sin 15 = 4 566 \text{ N} \quad (89)$$

A do roviny  $F_t$ :

$$F''_{r34} = F_{r34} \cdot \sin \beta_{n1} = 6 833 \cdot \sin 15 = 1 768 \text{ N} \quad (90)$$

$$F''_{t34} = F_{t34} \cdot \cos \beta_{n2} = 17 641 \cdot \cos 15 = 17 039 \text{ N} \quad (91)$$

Průmět poloměru kola 3 do roviny  $F_r$ - $F_a$ :

$$r'_4 = \frac{d_4 \cdot \cos \beta_{n1}}{2} = \frac{275,09 \cdot \cos 15}{2} = 124,16 \text{ mm} \quad (92)$$

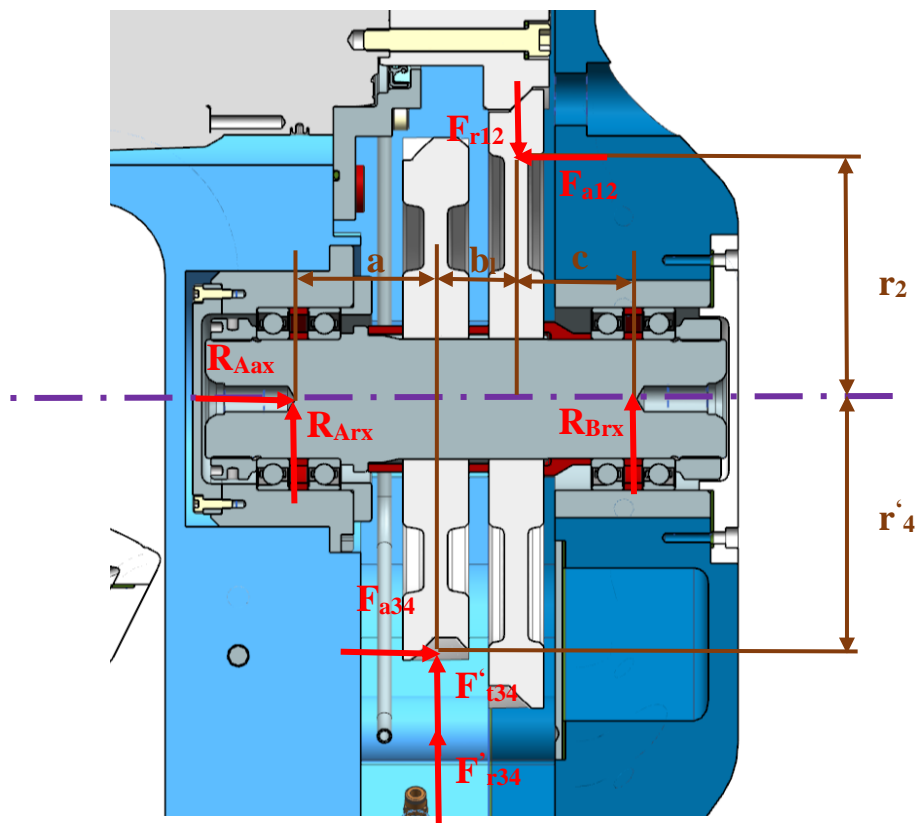
Průmět poloměru kola 3 do roviny  $F_t$ :

$$r''_4 = \frac{d_4 \cdot \sin \beta_{n1}}{2} = \frac{275,09 \cdot \sin 15}{2} = 33,26 \text{ mm} \quad (93)$$

Průměr roztečné kružnice ozubeného kola 2:

$$r_2 = \frac{d_2}{2} = \frac{327,7668}{2} = 163,9 \text{ mm} \quad (94)$$

Ze schématu sil (obr. 115) působících v rovině  $F_r$ - $F_a$  byly sestaveny rovnovážné rovnice:



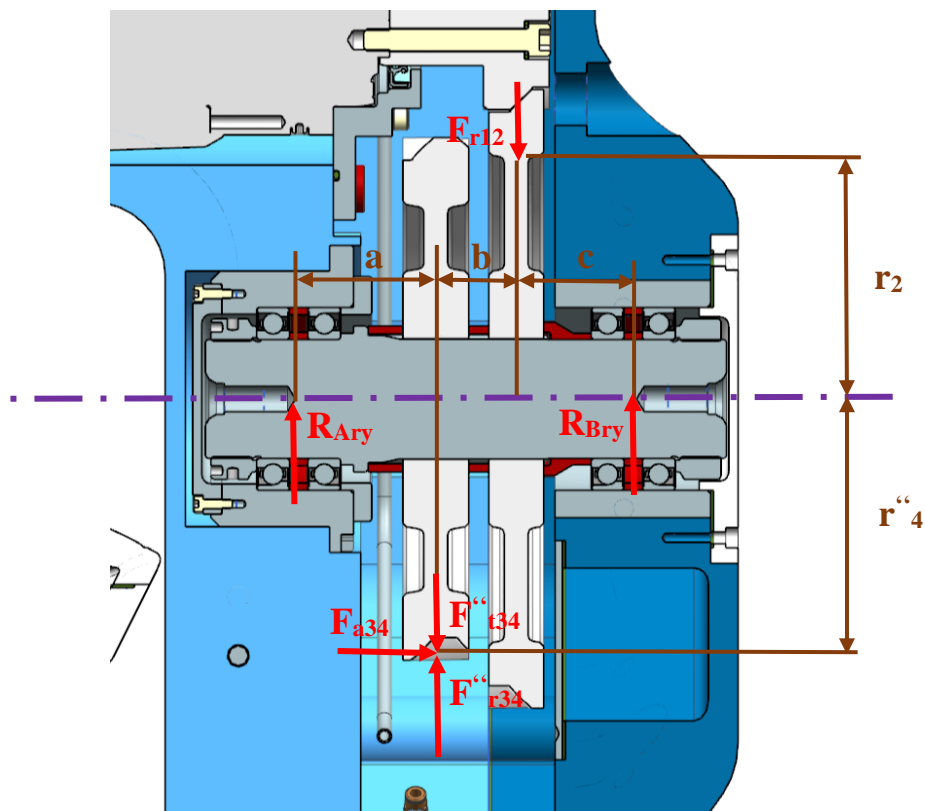
Obr. 115: Schéma působení sil v rovině  $F_r$ - $F_a$

$$F_a : R_{Aax} + F_{a34} - F_{a12} = 0 \quad (95)$$

$$F_r : R_{Arx} + R_{Brx} + F'_{r34} + F''_{t34} - F_{r12} = 0 \quad (96)$$

$$M_A : F_{a34} \cdot r'_4 + F'_{r34} \cdot a + F''_{t34} \cdot a + F_{a12} \cdot r_2 - F_{r12} \cdot (a + b_l) + R_{Brx} \cdot (a + b_l + c) = 0 \quad (97)$$

Ze schématu sil (obr. 116) působících v rovině  $F_t$  byly sestaveny rovnovážné rovnice:



Obr. 116: Schéma působení sil v rovině  $F_t$

$$F_a : F_{a34} = 0 \quad (98)$$

$$F_r : R_{ArY} + R_{BrY} + F''_{r34} - F'_{t34} + F_{t12} = 0 \quad (99)$$

$$M_A : F_{a34} \cdot r'_4 + F''_{r34} \cdot a - F'_{t34} \cdot a + F_{t12} \cdot (a + b_l) + R_{BrY} \cdot (a + b_l + c) = 0 \quad (100)$$

Z rovnovážných rovnic byly vypočítané reakce v místě uložení ložisek v rovině Fa-Fr:

$$R_{Aax} = -F_{a34} + F_{a12} = -6\,421 + 3\,712 = -2\,709 \text{ N} \quad (101)$$

$$R_{Brx} = \frac{F_{r12} \cdot (a + b_l) - F_{a34} \cdot r'_4 - F'_{r34} \cdot a - F'_{t34} \cdot a - F_{a12} \cdot r_2}{(a + b_l + c)}$$

$$R_{Brx} = \frac{3\,950 \cdot (76+46) - 6\,421 \cdot 124,16 - 6\,560 \cdot 76 - 4\,566 \cdot 76 - 3\,712 \cdot 163,9}{(76 + 46 + 67)}$$

$$R_{Brx} = -10\,603 \text{ N} \quad (102)$$

$$R_{Arx} = -R_{Brx} - F'_{r34} - F'_{t34} + F_{r12}$$

$$R_{Arx} = -(-10\,603) - 6\,560 - 4\,566 + 3\,950 = 3\,692 \text{ N} \quad (103)$$

Z rovnovážných rovnic byly vypočítané reakce v místě uložení ložisek v rovině  $F_t$ :

$$R_{Bry} = \frac{F''_{t34} \cdot a - F_{a34} \cdot r_4'' - F''_{r34} \cdot a - F_{t12} \cdot (a + b_l)}{(a + b_l + c)}$$

$$R_{Bry} = \frac{17\,039 \cdot 76 - 6\,421 \cdot 33,26 - 1\,768 \cdot 76 - 10\,198 \cdot (76 + 46)}{(76 + 46 + 67)}$$

$$R_{Bry} = -1\,572 \text{ N} \quad (104)$$

$$R_{Ary} = -R_{Brx} - F''_{r34} + F''_{t34} - F_{t12}$$

$$R_{Ary} = -(-1\,572) - 1\,768 + 17\,039 - 10\,198 = 6\,645 \text{ N} \quad (105)$$

Výsledné reakce v radiálním směru:

$$R_{Ar} = \sqrt{R_{Arx}^2 + R_{Ary}^2} = \sqrt{3\,692^2 + 6\,645^2} = 6\,988 \text{ N} \quad (106)$$

$$R_{Br} = \sqrt{(-10\,603)^2 + (-1\,572)^2} = \sqrt{3\,692^2 + 6\,645^2} = 9\,508 \text{ N} \quad (107)$$

Výsledná reakce v axiálním směru:

$$R_{Aa} = |R_{Aax}| = 2\,709 \text{ N} \quad (108)$$

Podle tab. 23 se spočítá podíl zátěže pro nejméně zatěžované ložisko:

Tab. 23: Podíl zatížení dle uspořádání ložisek

uspořádání	podíl zátěže nejméně zatěžovaného ložiska	
	$F_a$	$F_r$
	100 %	60 %
	100 %	60 %
	50 %	60 %
	50 %	60 %
	33 %	60 %
	33 %	60 %

$$R_{Ar0,6} = R_{Ar} \cdot 0,6 = 6\,988 \cdot 0,6 = 4\,193 \text{ N} \quad (109)$$

$$R_{Br0,6} = R_{Br} \cdot 0,6 = 9\,508 \cdot 0,6 = 5\,705 \text{ N} \quad (110)$$

Pro výpočet ekvivalentního zatížení se použije vzorec dle výrobce FAG:

$$P_e = X \cdot R_r + Y \cdot R_a \quad (111)$$

Podle poměru axiální síly s radiální silou se volí koeficienty X a Y pro výpočet ekvivalentního zatížení ložiska. Když je poměr axiální s radiální silou větší jak 0,68 tak  $X = 0,41$  a  $Y = 0,87$ . Pokud je poměr menší nebo rovno tak  $X = 1$  a  $Y = 0$ .

Poměr axiální síly s radiální silou pro ložiska v místě uložení A:

$$\frac{R_{Aa}}{R_{Ar0,6}} = \frac{2\,709}{4\,193} = 0,646 \leq 0,68, \quad (112)$$

Ekvivalentní zatížení pro ložiska v místě uložení A:

$$P_{eA} = 1 \cdot R_{Ar0,6} + 0 \cdot R_{Aa} = 4\,193\,N \quad (113)$$

Ložiska v místě uložení B přímo axiální sílu nepřenáší tak axiální síla je nulová. V tom případě vychází poměr  $F_{ax}$  s  $F_r$  nulový a tak nastává stejný případ jako u ložisek v místě uložení A:

$$P_{eB} = 1 \cdot R_{Br0,6} + 0 = 5\,705\,N \quad (114)$$

Výpočet kontroly trvanlivosti v místě uložení A:

$$L_{h10A} = \left(\frac{C}{P_{eA}}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{ph}} = \left(\frac{39\,000}{4\,193}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 37} = 362\,158\,hod \quad (115)$$

Výpočet kontroly trvanlivosti v místě uložení B:

$$L_{h10B} = \left(\frac{C}{P_{eB}}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{ph}} = \left(\frac{39\,000}{5\,705}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 37} = 143\,793\,hod \quad (116)$$

Trvanlivost ložisek na předlohových hřídelích je větší jak 20 000 hod, ale trvanlivost bude ve skutečnosti vyšší, neboť výpočet uvažuje trvanlivost ložiska při neustálém plném zatížení a neustálém otáčení celé osy, ale tento stav v provozu nenastane a proto se provede kontrola na statický koeficient bezpečnosti, který musí být větší než 3. Pro výpočet ekvivalentního statického zatížení se použije vzorec 111. Když je poměr axiální síly s radiální silou menší nebo rovno 1,31, tak  $X = 1$  a  $Y = 0$ . Pokud je poměr větší jak 1,31 tak  $X = 0,5$  a  $Y = 0,46$ . Z rovnice 112 vychází, že poměr axiální s radiální silou je menší jak 1,31.

Ekvivalentní statické zatížení ložisek v místě uložení A:

$$P_{0A} = 1 \cdot R_{Ar0,6} + 0 \cdot R_{Aa} = 4\,193\,N \quad (117)$$

Ekvivalentní statické zatížení ložisek v místě uložení B:

$$P_{0B} = 1 \cdot R_{Br0,6} + 0 = 5\,705\,N \quad (118)$$

Statický koeficient pro ložiska v místě uložení A:

$$f_{sA} = \frac{C_0}{P_{0A}} = \frac{24\,100}{4\,193} = 5,75 > 3 \quad (119)$$

Statický koeficient pro ložiska v místě uložení B:

$$f_{sB} = \frac{C_0}{P_{0B}} = \frac{24\,100}{5\,705} = 4,22 > 3 \quad (120)$$

V tab. 24 jsou uvedeny výsledné hodnoty trvanlivosti a statických koeficientů bezpečnosti pro ložiska na obou předlohových hřídelích. Dle těchto výsledků ložiska na obou hřídelích vyhovují.

Tab. 24: Výsledné kontrolní hodnoty ložisek

Trvanlivost ložisek na 1. předlohové hřídeli v místě uložení A $L_{h10A}$ [hod]	362 158
Trvanlivost ložisek na 1. předlohové hřídeli v místě uložení B $L_{h10B}$ [hod]	143 793
Trvanlivost ložisek na 2. předlohové hřídeli v místě uložení A $L_{h10A}$ [hod]	617 598
Trvanlivost ložisek na 2. předlohové hřídeli v místě uložení B $L_{h10B}$ [hod]	52 151
Statický koeficient pro ložiska v místě uložení A na 1. předlohové hřídeli $f_{sA}$ [-]	5,75
Statický koeficient pro ložiska v místě uložení B na 1. předlohové hřídeli $f_{sB}$ [-]	4,22
Statický koeficient pro ložiska v místě uložení A na 2. předlohové hřídeli $f_{sA}$ [-]	8,57
Statický koeficient pro ložiska v místě uložení B na 2. předlohové hřídeli $f_{sB}$ [-]	3,02

## 8 Závěr

Tato diplomová práce se zabývá návrhem jednoosé frézovací hlavy s frézovacím elektrovřetenem, které je schopné provádět i soustružnické operace pro multifunkční pětiosé obráběcí centrum. Po zpracování rešerše s rozdělením frézovacích hlav, patentů frézovacích hlav a komponentů používaných ve frézovacích hlavách byla se provedena specifikace parametrů navrhované hlavy. Při porovnání frézovacích hlav dostupných na trhu s elektrovřeteny pro soustružnicko-frézovací operace bylo určeno rozpětí požadovaných parametrů a to momentu naklápění osy A, rychlost otáčení osy A a brzdný moment osy A. Tyto parametry musely být následně specifikovány výpočty. Pro výpočet a návrh řezných parametrů, které jsou důležité pro výpočet momentu naklápění osy A, byly zvoleny dva typické dílce. Pro specifikaci rychlosti naklápění osy A se vycházelo z maximálního rychloposuvu stroje. Konkrétně ze stroje DMU 160 FD duoBLOCK jako představitele multifunkčního pětiosého obráběcího centra. Při volbě elektrovřeten bylo zvoleno elektrovřeten s většími výkonnostními parametry než bylo v zadání, neboť při porovnání dle dostupnosti na trhu se většina vřeten pro podobné operace prodává s větším krouticím momentem.

Na základě specifikovaných parametrů byly zvoleny hlavní komponenty a byly navrženy čtyři konstrukční varianty pohonu. Pohon byl uvažován způsobem Master and Slave kvůli jednoduššímu elektrickému předpětí pro vymezení vůle a tím možnosti souvisle obrábět. Při vymezení vůle mechanickým způsobem, by bylo výrazně komplikovanější přenastavení míry předpětí. U první konstrukční varianty pohonu byly použity pravoúhlé cykloidní převodovky. U druhé přímé planetové převodovky a u třetí varianty byly použity přímé planetové převodovky s navrženou třístupňovou převodovkou. U čtvrté varianty byl použit pohon GALAXIE D135 od firmy Wittenstein s navrženou dvoustupňovou převodovkou. Varianta čtyři byla zvolena z důvodu největšího dosažitelného momentu naklápění osy A, jednoduchosti a s menšími ozubenými koly. Zvolená finální varianta byla podrobněji zpracovaná ve 3D v programu NX 10 od firmy Siemens. V tab. 25 jsou uvedeny parametry elektrovřeten a parametry frézovací hlavy.

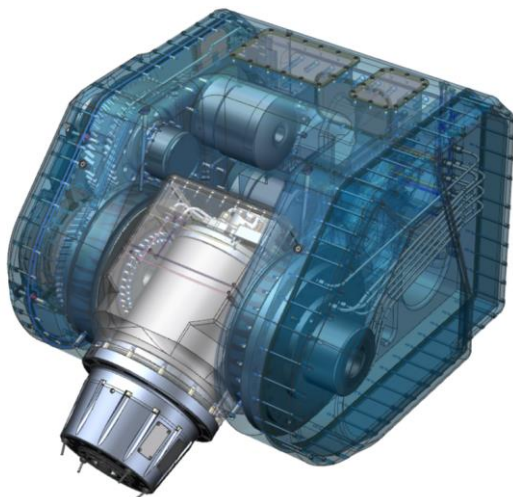
Tab. 25: Parametry frézovací hlavy

Parametry elektrovřetena	
Jmenovitý krouticí moment (S1) [Nm]	200
Jmenovitý výkon [kW]	63
Maximální krouticí moment (S6) [Nm]	315
Maximální výkon (S6) [kW]	75
Maximální otáčky elektrovřetena [ot/min]	14 000
Moment zpevnění elektrovřetena [Nm]	1821
Délka elektrovřetena [mm]	757
Průměr tubusu [mm]	316
Hmotnost elektrovřetena [kg]	350
Parametry frézovací hlavy	
Jmenovitý moment osy naklápění A (S1) [Nm]	3000
Maximální rychlost osy naklápění A [ot/min]	29,6
Výkon osy A [kW]	9,6
Rozsah polohování osy A [°]	±100
Přesnost polohování osy A [“]	±2,5
Moment zpevnění osy A [kW]	7535
Celková hmotnost frézovací hlavy [kg]	1350

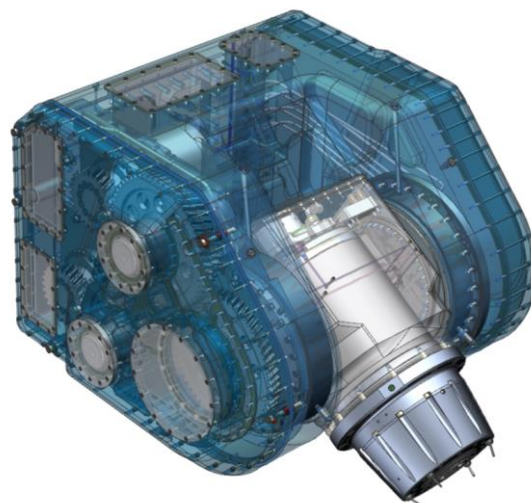
Pohon GALAXIE D135 je připevněn k desce pohonu a ozubené kolo je připevněno k pohonu šrouby. Pro uložení předlokových hřídelí, na kterých jsou uložena ozubená kola, byla použita velmi přesná ložiska s kosoúhlým stykem B7013-E-2RSD-T-P4S od firmy FAG . Pro uložení osy A se použili radially-axialní ložiska YRTC od firmy INA. Odměrování polohy TTR-ECA-4400 bylo použito od firmy Heidenhain a jedná se absolutní optické odměrování. Pro zpevnění osy A se použila hydraulická brzda od firmy Kostyrka. Pro vymezení výrobních nepřesností v rámci vidlice pro osu A se použila metoda podlévání. Kabely jsou vedeny do hlavy skrz průchodky a k elektrovřetenu jsou vedeny skrz osu A. Tekutiny jsou vedeny od stroje tělesem vidlice a skrz osu buď plastovými flexibilními hadičkami, hadicemi nebo trubkami a následně skrz rotační rozvodku do tělesa elektrovřetena. Z tělesa elektrovřetena jsou vedeny tekutiny následně do elektrovřetena trubkami. Pro mazání YRTC ložisek, ložisek předlokové hřídele a ozubených kol je použit tuk. Pro mazání ložisek v elektrovřeteni je použit systém olej a vzduch a pro tvorbu mazací směsi je použit směšovač od firmy TriboTec, který je zapuštěný v tělese elektrovřetena. Ve frézovací hlavě bylo použito pro utěsnění důležitých oblastí mechanické těsnění a to



statické jako o-kroužky, usit kroužky a plošné těsnění, nebo rotační jako jsou v-kroužky a radiální hřídelové těsnění. V případě rotační rozvodky je použito speciální rotační těsnění Turcon Roto Glyd Ring. Na obr. 117 a obr. 118 je vidět vnitřní uspořádání komponentů.



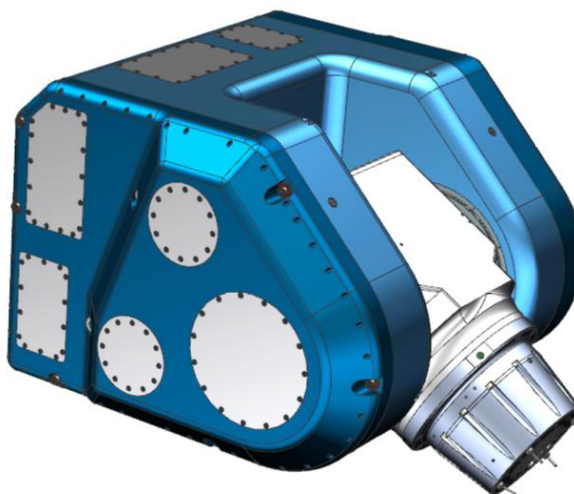
*Obr. 117: Boční pohled na upořáání komponentu ve frézovací hlavě*



*Obr. 118: Druhý boční pohled na upořáání komponentu ve frézovací hlavě*

Hmotnost frézovací hlavy je 1350 kg. Pro navržená ozubená kola a drážkování byla provedena kontrola podle norem ČSN ISO 9085 a ČSN 01 4950. Kontrolní výpočty byly provedeny pro YRTC ložiska a podrobněji pro ložiska na předlohových hřídelích. Z výpočtu vyšlo, že ložiska vyhovují.

Na základě 3D modelu byla vytvořena výkresová dokumentace. V rámci zadání byly splněny všechny požadavky kladené na konstrukční návrh frézovací hlavy (obr. 119).



*Obr. 119: Frézovací hlava*

## 9 Seznamy

### 9.1 Seznamy použité literatury

1. MAREK, J. a BLECHA, P. *Konstrukce CNC obráběcích strojů. Vyd. 2. přeprac. a rozš.* Praha: MM speciál, 2010, 420 s.. ISBN 978-80-254-7980-3.
2. MAREK, J. E. A. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III.* Praha: MM publishing, s.r.o. 2014, 684 s.. ISBN 978-80-260-6780-1.
3. *MORI SEIKI NH5000 DCG* [online]. MACHINE TOOL REPAIR & SALES, ed. [cit. 2018-11-11]. Dostupné z: <http://uen.hsix.com/q/webinv/019355=p,4649,U,p,20209559,b>
4. *Produkční soustružnická centra pro komplexní obrábění* [online]. CZ MOOS TRADING S.R.O. ed. [cit. 2018-11-12]. Dostupné z: <http://www.moostrading.cz/soustruznicka-centra-pro-viceose-obrabeni.html>
5. DMG MORI [online]. *UNIVERSAL MACHINING CENTRES FOR 5-SIDED/5-AXIS MACHINING DMU/DMC duoBLOCK series.* 2018 [cit. 2018-11-01]. Dostupné z: [http://media.dmgmori.com/media/epaper/dmu\\_dmc\\_duoblock\\_uk/epaper/DMU\\_DMC\\_duoBLOCK\\_EN.pdf](http://media.dmgmori.com/media/epaper/dmu_dmc_duoblock_uk/epaper/DMU_DMC_duoBLOCK_EN.pdf)
6. *DMU 160 P duoBlock* [online]. DMG MORI, ed. [cit. 2018-11-12]. Dostupné z: <https://cz.dmgmori.com/produkty/stroje/frezovani/petiose-frezovani/dmu-duoblock/dmu-160-p-duoblock>
7. UHLÍŘ, J. *Návrh dvouosé automatické univerzální frézovací hlavy osazené elektrovřetenem s aplikací pohonů ....* Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky.
8. *Príslušenství strojů - Frézovací a vyvrtávací hlavy* [online]. ŠKODA MACHINE TOOL A.S. ed. [cit. 2018-10-25]. Dostupné z: <http://www.skodamt.com/cs/produkty/prislusenstvi-stroju/frezovaci-a-vyvrtavaci-hlavy>
9. *Frézovací hlavy* [online]. TOS VARNSDORF A.S. . ed. [cit. 2018-10-25]. Dostupné z: <https://www.tosvarnsdorf.cz/cz/produkty/prislusenstvi/frezovaci-hlavy/>
10. NINGBO, et al. *Fully-automatic universal milling head* [online]. Inventor: Zhao Yan, Tian Yafeng; Sheng Xiaoyong, Huang Wendong. Chen Yingjie, Zhang Xiangliang, CN107138785 (A). Int. Cl. B23C9/00. Appl. no. CN20171546976 20170706. 2017-09-08 [cit. 2018-10-20]. Dostupné z: <https://patentimages.storage.googleapis.com/53/50/d8/ec54b7086b3638/CN107138785A.pdf>
11. *VF 3021* [online]. TRIMILL A.S. . ed. [cit. 2018-10-25]. Dostupné z: <http://www.trimill.cz/produkty/vertikalni-obrabeci-centra/5osa-s-pevnym-stolem/vf-3021>

12. KESSLER. *Head line*. 2018 [cit. 2018-10-19]. Dostupné z: [https://kessler-group.biz/files/Files/BRO\\_PK1003\\_Kessler\\_Headline\\_A4\\_en\\_V3-0\\_WEB\\_NEU\\_02.pdf](https://kessler-group.biz/files/Files/BRO_PK1003_Kessler_Headline_A4_en_V3-0_WEB_NEU_02.pdf)
13. ALLCOCK, A. Case file: Aircraft structural parts machined up to 35% faster with bespoke F Zimmermann machining. In: *Machinery* [online]. MA BUSINESS LTD 2018, ed. 2016 [cit. 2018-11-12]. Dostupné z: <http://www.machinery.co.uk/machinery-videos/geo-kingsbury-machine-tools-triumph-structures-wichita-f-zimmermann-machining-centre-aerospace-parts-machined-faster>
14. TSUDAKOMA CORP, . *Spindle head for machine tool* [online]. Inventor: Yoshinori Tatsuda, Yoichi Nishita, US7938603 (B2). Int. Cl. B23C1/00; H02K11/00. Appl. no. US20090865588 20090126. United States Patent. 2009-01-26 [cit. 2018-10-20]. Dostupné z: <https://patentimages.storage.googleapis.com/f6/d1/06/fa9cbbd7b0e61e/US7938603.pdf>
15. INDUSTRIAL TECHNOLOGY RESEARCH INSTITUTE. *Swivel spindle head with gear device driven by multiple torque motors* [online]. Inventor: Chin-Mou Hsu, Ching-Yuan Lin, En-Sheng Chang, Shih-Yen Chung, US20110076108A1. Int. Cl. B23B19/02; B23C1/00; B23C1/12; B23Q1/54; B23Q5/02. Appl. no. US20091044788 20091204. Patent Application Publication. 2011-08-04 [cit. 2018-10-25]. Dostupné z: <https://patentimages.storage.googleapis.com/88/be/5a/2f834b703c8f75/US20110076108A1.pdf>
16. INDUSTRIAL TECHNOLOGY RESEARCH INSTITUTE. *Rotary spindle head for machine tool* [online]. Inventor: Feng-Ming Ou, Ching-Yuan Lin, Yu-Hsi Hsing, Hsi-Hung Hsiao, US20120020754A1. Int. Cl. B23B19/00; B23C1/12; B23Q1/54; B23Q5/04. Appl. no. US20101060358 20101104. Patent Application Publication. 2010-07-20 [cit. 2018-10-20]. Dostupné z: <https://patentimages.storage.googleapis.com/66/8e/1d/72dba999bd043f/US20120020754A1.pdf>
17. INDUSTRIAL TECHNOLOGY RESEARCH INSTITUTE, . *Transmission mechanism for spindle head of five-axis machine tool* [online]. Inventor: Konrad Joseph Popp, US6332386 (B1). Int. Cl. B23Q1/54; B23Q5/04; B24B41/04. Appl. no. US20000501986 20000211. United States Patent. 2000-02-11 [cit. 2018-10-20]. Dostupné z: <https://patentimages.storage.googleapis.com/ff/55/20/0fd0e852005768/US6332386.pdf>
18. TSUDAKOMA CORP. *Machine Tool Spindle Head* [online]. Inventor: Akira Sugiyama, Yoshinori Tatsuda, Ishikawa-ken, Rancho Palos Verdes, US20100206599 (A1). Int. Cl. B23Q1/28; B23Q1/52; B23Q1/70. Appl. no. US20080837427 20081006. Patent Application Publication. 2010-07-07 [cit. 2018-20-10]. Dostupné z: <https://patentimages.storage.googleapis.com/e7/f8/d2/3b7a06b9fd1ba4/US20100206599A1.pdf>
19. S.P.A. M. S. *Spindle mounting head for a machine tool* [online]. Inventor: Francesco Mulazzi, Edoardo Pozzoli, WO2017060822 (A1). Int. Cl. B23Q1/52; B23Q1/56; B23Q5/00. Appl. no. WO2016IB55946 20161005. World Intellectual Property

- Organization. 2017-04-13 [cit. 2018-10-20]. Dostupné z: <https://patentimages.storage.googleapis.com/f5/43/77/ad78ade6b0cce9/WO2017060822A1.pdf>
20. *Milling Heads* [online]. NICOLÁS CORREA S.A. . ed. [cit. 2018-11-23]. Dostupné z: <https://www.nicolascorrea.com/en/milling-heads>
21. CYTEC SYSTEMS. *Cymill: New generation of Two axis milling heads*. Jülich: 2001. 43 s.
22. MAHO AKTIENGESELLSCHAFT, . *Indexing device for the rotatable head on an universal milling machine* [online]. Inventor: Willy Krug, EP0481282 (A2). Int. Cl. B23Q16/04. Appl. no. EP19910116772 19911001. European Patent Office. 1992-04-22 [cit. 2018-10-20]. Dostupné z: <https://patents.google.com/patent/EP0481282A2/de?q=EP0481282A2>
23. FPT INDUSTRIAL SPA. *Double-rotatable spindle head for machine tools* [online]. Inventor: Gabriele Piccolo, US2004013487 (A1). Int. Cl. B23Q1/00; B23Q1/50; B23Q1/54; B23Q1/70. Appl. no. US20030398651 20030414. United States Patent. 2000-10-17 [cit. 2018-20-10]. Dostupné z: <https://patentimages.storage.googleapis.com/d9/a3/c1/677840dbfdfaaf/US6951440.pdf>
24. NOVAR SPA. *Double-rotatable universal head for machine tools* [online]. Inventor: Gioacchino Obrietan, US4841795 (A). Int. Cl. B23Q1/54; B23Q3/12; B23Q5/04; F16H1/20. Appl. no. US19870007286 19870127. 1986-01-27 [cit. 2018-10-20]. Dostupné z: <https://patentimages.storage.googleapis.com/9e/aa/7b/78781db9c4a344/US4841795.pdf>
25. DECKEL MAHO PFRONTEN GMBH, . *Machining unit for a machine tool and machine tool with such a machining unit* [online]. Inventor: Roland Koechl, Martin Rinderle, US2017320180 (A1). Int. Cl. B23Q1/54; B23Q5/14; F16H3/32. Appl. no. US201515528334 20151118. Patent Application Publication. 2017-11-09 [cit. 2018-10-20]. Dostupné z: <https://patentimages.storage.googleapis.com/71/d3/ff/329697224a0406/US20170320180A1.pdf>
26. DECKEL MAHO PFRONTEN GMBH. *Machining unit for a machine tool and such a machine tool* [online]. Inventor: Florian Garbarsky, US20180010297 (A1). Int. Cl. B23Q11/00; B23Q11/08. Appl. no. US201510200665 20150116. Deutsches Patent- und Markenamt. 2016-07-21 [cit. 2018-10-20]. Dostupné z: <https://patentimages.storage.googleapis.com/2e/18/ea/48a73aeb0db528/US20180010297A1.pdf>
27. DECKEL MAHO PFRONTEN GMBH. *Processing unit of a machine tool and machine toll with such a processing unit* [online]. Inventor: Frank Gänsle-Klenk, DE102016203116 (A1). Int. Cl. B23Q1/26; B23Q1/70; B23Q11/00. Appl. no. DE201610203116 20160226. Patent Application Publication. 2017-08-31 [cit. 2018-10-20]. Dostupné z: <https://patentimages.storage.googleapis.com/71/b4/28/36bbd34e177beb/US20170248190A1.pdf>

28. Prstencové motory. In: *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2001, s. 20 [cit. 2019-01-28]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/prstencove-motory.html>
29. SOUČEK, P. *Elektrické servopohony*. Praha: Vydavatel neznámý, 2013.
30. SOUČEK, P. *Servomechanismy ve výrobních strojích*. Praha: vydavatelství ČVUT 2004, 2004. ISBN 80-01-02902-6.
31. *TMB Torque Motors* [online]. ETEL S.A. , ed. [cit. 2019-01-29]. Dostupné z: <https://www.etel.ch/torque-motors/tmb/>
32. MACHÁČEK, J. Frézovací hlava - srdce portálového stroje. In: *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2006, s. 64 [cit. 2019-01-29]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/frezovaci-hlava-srdce-portaloveho-stroje.html>
33. KESL, M. Šneková soukolí (převody). In: *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2013, s. 48 [cit. 2019-02-10]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/snekova-soukoli-prevody.html>
34. KOTROUŠOVÁ, R. Pohony pro obráběcí stroje. In: *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2011, s. 44 [cit. 2019-01-29]. Dostupné z: <http://www.cnckonstrukce.cz/clanek-118/pohony-pro-obrabeci-stroje-4841.html>
35. WITTENSTEIN ALPHA GMBH. *Galaxie* [online]. 2019 [cit. 2019-01-29]. Dostupné z: <https://www.wittenstein.de/en-en/galaxie-gearboxes-drive-systems/>
36. LÖW, M. Srovnání cykloidních a planetových převodovek. In: *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2012, s. 56 [cit. 2019-02-03]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/srovnani-cykloidnich-a-planetovych-prevodovek.html>
37. *Planetary gearboxes for Delta robots* [online]. WITTENSTEIN ALPHA GMBH , ed. 2019 [cit. 2019-01-29]. Dostupné z: [https://alpha.wittenstein.de/en-en/products/servo-gearboxes/low-backlash-planetary-gearboxes/planetary-gearboxes-for-delta-robots/#\\_ga=2.162480956.1200661826.1551880934-205688808.1539922934](https://alpha.wittenstein.de/en-en/products/servo-gearboxes/low-backlash-planetary-gearboxes/planetary-gearboxes-for-delta-robots/#_ga=2.162480956.1200661826.1551880934-205688808.1539922934)
38. Kompaktní servopohon FFA. In: *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2001, s. 10 [cit. 2019-01-25]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/kompaktni-servopohon-ffa.html>
39. *Power Transmission Engineering* [online]. 2019 [cit. 2019-01-20]. Dostupné z: [http://www.powertransmission.com/issues/0706/harmonic\\_fig1.jpg](http://www.powertransmission.com/issues/0706/harmonic_fig1.jpg)
40. *Unit HFUC-2UH* [online]. HARMONIC DRIVE AG, ed. 2019 [cit. 2019-01-25]. Dostupné z: <https://harmonicdrive.de/de/produkte/units-getriebeboxen-und-planetengetriebe/units/hfuc-2uh/>
41. *Cykloidní převodovka NABTESCO s výstupní přírubou - RDS-E* [online]. RAVEO S.R.O. ed. 2019 [cit. 2019-01-25]. Dostupné z: <https://www.raveo.cz/cykloidni-prevodovky-rd2-e>

42. SCHAEFFLER [online]. *High Precision Bearings for Combined Loads*. 2016 [cit. 2019-01-26]. Dostupné z: <https://www.motion-products.ru/upload/iblock/12f/12ffbb6f63f57b5e0d5a6db1bdba04f2.pdf>
43. ONDRÁČEK, [prezentace]. *Modelování a Simulace - Vedení*. 2013 [cit. 2019-28-01].
44. SCHAEFFLER [online]. *Super Precision Bearings*. 2005 [cit. 2019-29-01]. Dostupné z: <http://rolling.hu/pdf/FAG/precizios.pdf>
45. *Křížová válečková ložiska THK* [online]. HENNLICH S.R.O. ed. 2019 [cit. 2019-01-29]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/produkty/linearni-vedeni-valivamotory-a-pohony-krizova-valeckova-loziska-thk-1202/typ-rb.html>
46. HEMA [online]. *Clamping Systems*. 2017 [cit. 2019-01-29]. Dostupné z: [https://www.hema-group.com/fileadmin/Download/Kataloge/HEMA\\_Clamping\\_Systems\\_GB\\_010917.pdf](https://www.hema-group.com/fileadmin/Download/Kataloge/HEMA_Clamping_Systems_GB_010917.pdf)
47. KOSTYRKA [online]. *KOSTYRKA Clamping sleeves*. 2004 [cit. 2019-29-01]. Dostupné z: <https://tacrockford.com/pdf/1990/download/kostyrka-clamping-sleeves-catalog.pdf>
48. *Clamping Sleeves with flange ring* [online]. KOSTYRKA GMBH, ed. 2019 [cit. 2019-01-29]. Dostupné z: <https://www.kostyrka.com/en/products/flange-type-clamping-sleeves.html>
49. VIRTUALEXPO GROUP. *Direct Industry: SEMPUCO* [online]. 2019 [cit. 2019-02-15]. Dostupné z: <https://www.directindustry.com/prod/sempuco-werkzeugmaschinenfabrik-gmbh/product-179206-1783909.html>
50. TRAMEC GMBH [online]. *TRAMEC GMBH... heads full of ideas*. 2011 [cit. 2019-02-15]. Dostupné z: <http://cepr.ru/upload/files/klientam2/service/tramec/%D0%9A%D0%B0%D1%82%D0%B0%D0%BB%D0%BE%D0%B3-%D0%BF%D1%80%D0%BE%D0%B4%D1%83%D0%BA%D1%86%D0%B8%D0%B8-Tramec.pdf>
51. CYTEC ZYLINDERTECHNIK GMBH. *CYTEC MILLING HEADS* [online]. 2019 [cit. 2019-02-15]. Dostupné z: <https://www.cytec.de/en/products/cymill-milling-heads.html>
52. *Milling Heads - VH60* [online]. ZIMMERMANN, ed. 2019 [cit. 2019-02-15]. Dostupné z: [milling-heads/vh60/](http://www.zimmermann.com/milling-heads/vh60/)
53. TECHNAI TEAM [online]. *TCH SERIES TWO-AXIS MILLING HEADS*. 2019 [cit. 2019-15-01]. Dostupné z: [http://www.technaiteam.it/Upload/Docs/Technai\\_Catalogo\\_Testi\\_2019-20\\_DEF\\_WEB.pdf](http://www.technaiteam.it/Upload/Docs/Technai_Catalogo_Testi_2019-20_DEF_WEB.pdf)
54. MAREK, P. *Konstrukční návrh frézovacího vřetene s možností soustružení*. Praha: ČVUT, 2019. Diplomová práce. ČVUT, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení.
55. WITTENSTEIN [prezentace]. *Galaxie® Drive System*. 2018 [cit. 2018-10-19].
56. TRELLEBORG [online]. *O-kroužky*. 2007 [cit. 2019-08-12]. Dostupné z: [https://www.tss.trelleborg.com/-/media/tss-media-repository/tss\\_website/pdf-and-other-](https://www.tss.trelleborg.com/-/media/tss-media-repository/tss_website/pdf-and-other-)

- literature/catalogs/o\_ring\_cz.pdf?revision=94fa08f0-9345-4f14-a90e-3b52f5b3aff2
57. *Bonded Seal* [online]. TRELLEBORG, ed. [cit. 2019-08-11]. Dostupné z: <https://www.tss.trelleborg.com/cs-cz/products-and-solutions/static-seals/bonded-seals>
  58. *GN 749* [online]. ELESA S.P.A , ed. 2019 [cit. 2019-08-11]. Dostupné z: <https://www.elesa-ganter.cz/cs/cze/Accessories-for-hydraulic-systems--Threaded-plugs--GN749>
  59. KVT-FASTENING [online]. *SFC-KOENIG*. 2019 [cit. 2019-08-11]. Dostupné z: [https://www.kvt-fastening.cz/-/media/kvt/download-center/catalogs/kataloge\\_en/kvt\\_koenig-expander\\_sfc\\_catalogue.pdf](https://www.kvt-fastening.cz/-/media/kvt/download-center/catalogs/kataloge_en/kvt_koenig-expander_sfc_catalogue.pdf)
  60. TRELLEBORG [online]. *Těsnění rotacních pohybů*. 2007 [cit. 2019-08-11]. Dostupné z: [https://www.tss.trelleborg.com/-/media/tss-media-repository/tss\\_website/pdf-and-other-literature/catalogs/rotary\\_cz.pdf?revision=a7ac5ab0-22e5-476a-abee-0b6d0434ed1f](https://www.tss.trelleborg.com/-/media/tss-media-repository/tss_website/pdf-and-other-literature/catalogs/rotary_cz.pdf?revision=a7ac5ab0-22e5-476a-abee-0b6d0434ed1f)
  61. *Iscar - Family Designation: WNMG-TNM* [online]. ISCAR LTD , ed. 2019 [cit. 2019-04-25]. Dostupné z: <https://www.iscar.com/eCatalog/item.aspx?cat=5508567&fnum=495&mapp=IS&app=32&GFSTYP=M&isoD=1>
  62. *Iscar - Family Designation: MWLNR/L-13W* [online]. ISCAR LTD , ed. 2019 [cit. 2019-04-25]. Dostupné z: <https://www.iscar.com/eCatalog/item.aspx?cat=3601531&fnum=2557&mapp=IS&app=44&GFSTYP=M&isoD=1>
  63. *Iscar - HM390 TDKT/CT 1505* [online]. ISCAR LTD , ed. 2019 [cit. 2019-04-25]. Dostupné z: <https://www.iscar.com/eCatalog/Family.aspx?fnum=3332&mapp=ML&app=57&GFSTYP=M&fr=1&rel=I&rcat=3106304&item2=&ssOrder=&loc=&IC=>
  64. *Iscar - Family Designation: HM390 FTD-15* [online]. ISCAR LTD , ed. 2019 [cit. 2019-04-25]. Dostupné z: <https://www.iscar.com/eCatalog/item.aspx?cat=3106401&fnum=3333&mapp=ML&app=57&GFSTYP=M&isoD=1>
  65. ČSN 01 4950. *Evolventní drážkování*. Duben 1963, Praha: Český normalizační institut, 1963 [cit. 2019].
  66. ČSN ISO 9085. *Výpočet únosnosti ozubených kol s přímými a šikmými zuby: Aplikace pro průmyslová ozubená kola*. Leden 2015. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015 [cit. 2015].
  67. SKF. *SKF: Axiální-radiální válečková ložiska* [online]. 2019 [cit. 2019-06-11]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/axial-radial-crb/index.html>
  68. YEONG, et al. *Direct-drive type universal spindle head with oil pressure brake mechanism* [online]. Inventor: Chen Zhizhong, Kang Jianfa, Cai Zhongjin, CN201625887 (U). Int. Cl. B23Q1/26; B23Q5/04. Appl. no. CN20092275902U 20091218. 2010-11-10 [cit. 2018-10-20]. Dostupné z: <https://>

- patentimages.storage.googleapis.com/d1/ce/81/12374fa34b305f/  
CN201625887U.pdf
69. LEINVEBER, J. a VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 80-86490-74-2.
  70. KESSLER, FRANZ a GMBH. *Multi-axis pivot head for a machine tool* [online]. Inventor: Uwe Rondé, Patrick Trolliet, „Hoß Dietmar, EP1870199 (A1). Int. Cl. B23Q1/54. Appl. no. EP20070012221 20070622. European Patent Office. 2007-12-26 [cit. 2018-10-20]. Dostupné z: <https://patentimages.storage.googleapis.com/66/5d/2d/07398ec4500b90/EP1870199B1.pdf>
  71. INGERSOLL, MACHINE, TOOLS a CO. *Interchangeable spindle-head milling system* [online]. Inventor: Henry W. Lewis, Jan Van Roojen, US4709465 (A). Int. Cl. B23Q1/00; B23Q1/70; B23Q3/12; B23Q3/155; B23Q37/00. Appl. no. US19850784723 19851004. 1987-12-01 [cit. 2018-10-20]. Dostupné z: <https://patentimages.storage.googleapis.com/0c/10/9d/a979bdb9d59c6f/US4709465.pdf>
  72. INDUSTRY, TECHNOLOGY a INSTITUT. *Main spindle head oil-way device for five-shaft working machine* [online]. Inventor: Josef Karid, CN2410073 (Y). Int. Cl. B23Q11/10; B23Q11/12. Appl. no. CN2000205109U 20000214. 2000-12-13 [cit. 2018-10-20]. Dostupné z: <https://patentimages.storage.googleapis.com/f7/58/0f/60f1f699ccab81/CN2410073Y.pdf>
  73. INDUSTRIAL, TECHNOLOGY, RESEARCH a INSTITUTE. *Rotary spindle head with a shaft driven by multiple torque motors transmission device* [online]. Inventor: Chin-Mou Hsu, Ching-Yuan Lin, En-Sheng Chang, Shih-Yen Chung, DE102009044788 (A1). Int. Cl. B23B19/02; B23C1/00; B23C1/12; B23Q1/54; B23Q5/02. Appl. no. DE20091044788 20091204. Deutsches Patent- und Markenamt. 2011-08-04 [cit. 2018-10-20]. Dostupné z: <https://patentimages.storage.googleapis.com/0f/1e/66/ec6f1d54822cea/US7909550.pdf>
  74. GAMBIN, SA a SA. *Universal milling spindle-carrying unit* [online]. Inventor: Albert Rinck, US3722361 (A). Int. Cl. B23B19/00; B23C1/02; B23C1/12; B23Q1/00; B23Q1/54; B23Q1/70; B23Q5/04. Appl. no. USD3722361 19710628. United States Patent. 1973-03-27 [cit. 2018-10-20]. Dostupné z: <https://patentimages.storage.googleapis.com/82/7b/8d/f4dbfb1375c6ac/US3722361.pdf>
  75. FRANZ, KESSLER a GMBH. *Multi-axis pivot head for a machine tool* [online]. Inventor: Dietmar Hoss, Buchau Bad, EP1880796 (A1). Int. Cl. B23Q1/54. Appl. no. EP20070013655 20070712. European Patent Office. 2008-01-23 [cit. 2018-10-20]. Dostupné z: <https://patentimages.storage.googleapis.com/de/33/7c/871ea9c0964770/EP1880796B1.pdf>
  76. DECKEL, MAHO, PFRONTEN a GMBH. *Spindle head for a universal milling machine* [online]. Inventor: Walter Gstir, Peter Haas, US2005217095 (A1). Int. Cl. B23C1/12; B23Q1/01; B23Q1/50; B23Q1/54; B23Q1/62; B23Q1/70; B23Q5/04. Appl. no. US20050508176 20050502. United States Patent. 2005-10-06 [cit. 2018-10-20]. Dostupné z: <https://patentimages.storage.googleapis.com/30/d8/a1/fd70df12e268d4/US7134173.pdf>



77. BERTSCHE, ENGINEERING a CORP. *Direct drive multiple axes rotary spindle head for milling machine* [online]. Inventor: Richard Bertsche; Richard W. Bertsche, US5584621 (A). Int. Cl. B23Q1/54. Appl. no. US19950489892 19950613. United States Patent. 1996-12-17 [cit. 2018-10-20]. Dostupné z: <https://patentimages.storage.googleapis.com/71/a4/16/6435c42c934d73/US5584621.pdf>
78. ALFING, KESSLER, SONDERMASCHINEN a GMBH. *Milling head* [online]. Inventor: Gerhard Fuchs, DE8504519 (U1). Int. Cl. B23Q1/00; B23Q5/04. Appl. no. DE19853505538 19850218. Deutsches Patent- und Markenamt. 1988-06-16 [cit. 2018-10-20]. Dostupné z: [https://worldwide.espacenet.com/publicationDetails/originalDocument?FT=D&date=19860821&DB=EPODOC&locale=en\\_EP&CC=DE&NR=3505538A1&KC=A1&ND=4#](https://worldwide.espacenet.com/publicationDetails/originalDocument?FT=D&date=19860821&DB=EPODOC&locale=en_EP&CC=DE&NR=3505538A1&KC=A1&ND=4#)
79. TRIBOTEC [online]. *Směšovací systémy olej - vzduch pro vřetena*. 2010 [cit. 2018-10-19]. Dostupné z: <http://www.tribotec.cz/tribotec/cz/pdf/08-smesovaci/05-mazani-vreten/dokumentace-mazani-vreten.pdf>
80. WITTEINSTEIN APLHA [online]. *Rotary Servo Actuators*. 2017 [cit. 2018-10-19]. Dostupné z: [https://www.wittenstein.de/download/rotary-servo-actuators-en.pdf#\\_ga=2.247738951.1733546442.1539922934-205688808.1539922934](https://www.wittenstein.de/download/rotary-servo-actuators-en.pdf#_ga=2.247738951.1733546442.1539922934-205688808.1539922934)
81. WITTEINSTEIN APLHA. *Premium Line*. Igersheim: Wittenstein alpha GmbH & Co. 2018, 105 s..
82. WITTEINSTEIN APLHA [online]. *Premium Line*. 2017 [cit. 2018-10-19]. Dostupné z: [https://www.wittenstein.de/download/alpha-premium-line-en.pdf#\\_ga=2.247738951.1733546442.1539922934-205688808.1539922934](https://www.wittenstein.de/download/alpha-premium-line-en.pdf#_ga=2.247738951.1733546442.1539922934-205688808.1539922934)
83. SKF [online]. *Olejo-vzduchové mazací agregáty SKF a směšovací ventily*. 2015 [cit. 2018-10-19]. Dostupné z: <http://www.skf.com/binary/151-32208/1-5012-3-CS.pdf>
84. KESSLER [online]. *Milling spindles / V line*. 2017 [cit. 2018-10-19]. Dostupné z: [https://kessler-group.biz/files/Files/BRO\\_PK1006\\_Kessler\\_Spindel\\_V\\_line\\_A4\\_en\\_V2-3\\_web.pdf](https://kessler-group.biz/files/Files/BRO_PK1006_Kessler_Spindel_V_line_A4_en_V2-3_web.pdf)
85. KESSLER [online]. *Mill turn spindles/MT*. 2018 [cit. 2018-10-19]. Dostupné z: [https://kessler-group.biz/files/Files/BRO\\_PK1012\\_Kessler\\_Spindel\\_MT\\_line\\_A4\\_en\\_V1-0\\_WEB.pdf](https://kessler-group.biz/files/Files/BRO_PK1012_Kessler_Spindel_MT_line_A4_en_V1-0_WEB.pdf)

## 9.2 Seznam obrázků

- Obr. 1: Obráběcí centrum pro nerotační obrobky NH5000-DCG od firmy Mori [3]..... 15
- Obr. 2: Obráběcí centrum pro rotační obrobky TA-20 od firmy Tongtai Machine Tool [4]  
..... 15
- Obr. 3: Stroj DMU duoBLOCK od firmy DMG Mori bez krytovaní [6]..... 16
- Obr. 4: Zakrytovaný stroj DMU duoBLOCK od firmy DMG Mori [6]..... 16

Obr. 5: Univerzální frézovací hlava od firmy Mori [5] .....	16
Obr. 6: Univerzální frézovací hlava s mechanickým nahonem vřetena 5X torque MASTER od firmy Mori [5].....	16
Obr. 7: Různé konstrukční provedení frézovacích hlav od firmy FPT [2] .....	19
Obr. 8: Manuální frézovací pravoúhla hlava IFVW 2C od firmy škoda [8] .....	19
Obr. 9: Automatická frézovací pravoúhla hlava IFVW 101 od firmy škoda [8].....	19
Obr. 10: Ortogonální frézovací automaticky indexovaná hlava HOI 50 od firmy TOS Vansdorf [9].....	20
Obr. 11: Různé konstrukční provedení frézovacích hlav od firmy FPT [2] .....	21
Obr. 12: Vidlicová frézovací hlava T30C od firmy Trimill. [11].....	22
Obr. 13: Vidlicová frézovací hlava – modulární koncepce od firmy Kessler. [12].....	22
Obr. 14: tříosá vidlicová frézovací hlava M3 ABC od firmy Zimmermann. [13].....	23
Obr. 15: Řez jednoosou vidlicovou frézovací hlavou s elektrovřetenem a torque motory [14].....	24
Obr. 16: Řez jednoosou vidlicovou hlavou se třemi torque motory [15] .....	25
Obr. 17: Boční pohled na tři torque motory [15] .....	26
Obr. 18: Boční pohled na poháněný veněc [15] .....	26
Obr. 19: Boční pohled na planetový převod [16] .....	27
Obr. 20: Řez vidlicovou hlavou s elektrovřetenem, torque motorem a planetovou převodovkou [16].....	27
Obr. 21: Řez dolní částí dvouosé vidlicové frézovací hlavy s mechanicky poháněným vřetenem a pohonem os za pomoci šnekového kola [17] .....	28
Obr. 22: Řez horní částí dvouosé vidlicové frézovací hlavy s mechanicky poháněným vřetenem a pohonem os za pomoci šnekového kola [17] .....	28
Obr. 23: Řez horní částí převodovky pohonu vřetene [17].....	29
Obr. 24: Pohled na motor osy C dvouosé vidlicové frézovací hlavy poháněné šnekovým soukolím [17].....	29
Obr. 25: Pohled na šnekový pohon osy C [17] .....	30
Obr. 26: Zjednodušené schéma pohonu osy A šnekovým převodem [17] .....	31
Obr. 27: Naklápění osy A šnekovým převodem [17] .....	31
Obr. 28: Řez vidlicovou frézovací hlavou s řemenovým pohonem [18].....	32
Obr. 29: Umístění motoru mimo těleso vidlice s použitím řemenového převodu [18]..	32
Obr. 30: Jednoosá vidlicová frézovací hlava s pohonem Master and Slave [19].....	33

Obr. 31: Boční pohled na jednoosou vidlicovou frézovací hlavu s pohonem Master and Slave [19].....	33
Obr. 32: Uložení servomotoru na konzoli [19].....	34
Obr. 33: Průchozí pastorky skrz konzoli [19].....	34
Obr. 34: Univerzální frézovací hlava UCE od firmy Correa [20] .....	35
Obr. 35: Univerzální frézovací hlava A45-50 od firmy CYTEC systems [21] .....	35
Obr. 36: Aretace osy univerzální frézovací hlavy [22].....	35
Obr. 37: Upínací šoupátko [22] .....	35
Obr. 38: Univerzální frézovací hlava s přímým pohonem [23].....	36
Obr. 39: Řez univerzální frézovací hlavou s přímým pohonem [23] .....	36
Obr. 40: Řez univerzální frézovací hlavou s pohonem os za použití hydraulicko-mechanického pohonu. [24].....	37
Obr. 41: Univerzální frézovací hlava s pohonem Master and Slave [25].....	38
Obr. 42: Schéma pohonu univerzální hlavy [25].....	38
Obr. 43: Dvoustupňový mechanický pohon univerzální frézovací hlavy [25].....	39
Obr. 44: Způsob převodu univerzální frézovací hlavy [25].....	39
Obr. 45: Univerzální frézovací hlava s pohonem Master and Slavea s elektrovřetenem [26].....	39
Obr. 46: Dvouosá frézovací hlava s mechanickým náhonem vřetena [1] .....	40
Obr. 47: Univerzální frézovací hlava s mechanickým náhonem vřetena [27].....	40
Obr. 48: Elektrovřeteno MT500-S10 do frézovací hlavy od firmy Kessler [12] .....	41
Obr. 49: Elektrovřeteno M21 od firmy CYTEC SYSTEMS [21] .....	41
Obr. 50: Toque motor TMB od firmy Etel [31].....	42
Obr. 51: Použití toque motoru na otočném stole [29] .....	43
Obr. 52: Použití šnekového soukolí ve frézovací hlavě AC 3 od firmy Zimmermann [1] .....	43
Obr. 53: Ukázka způsobu pohonu Master and Slave [34] .....	44
Obr. 54: Kompaktní převodovka GALAXIE od firmy Wittentstein [35] .....	45
Obr. 55: Řez planetovou převodovkou konstrukce 2K-U [29].....	45
Obr. 56: Planetová převodovka od firmy Wittentstein [37] .....	45
Obr. 57: Stavba harmonické převodovky [39].....	46
Obr. 58: Harmonická převodovka od firmy HARMONIC DRIVE AG [40].....	46
Obr. 59:Konstrukce cykloidní převodovky [36].....	46
Obr. 60: Cykloidní převodovka od firmy Nabtesco [41].....	46

Obr. 61: YRT ložisko [42].....	47
Obr. 62: YRTM ložisko s odměřováním [43].....	47
Obr. 63: ZKLD ložisko [42] .....	48
Obr. 64: RTC ložisko [44] .....	48
Obr. 65: RB ložisko [45].....	49
Obr. 66: Brzda HEMA [46] .....	50
Obr. 67: Konstrukce brzdy HEMA [46] .....	50
Obr. 68: Hydraulická brzda od firmy KOSTYRKA [48] .....	51
Obr. 69:Rotační součást [5] .....	55
Obr. 70:Nerotační dílec [5].....	55
Obr. 71: První konstruční návrh .....	56
Obr. 72: Varianta 1 .....	56
Obr. 73: Varianta 2 .....	57
Obr. 74: Varianta 3 .....	58
Obr. 75: Varianta 4 .....	59
Obr. 76: Finální konstrukce frézovací hlavy .....	60
Obr. 77: Rozsah polohování frézovací hlavy.....	60
Obr. 78: Řez frézovací hlavou .....	60
Obr. 79: Elektrovřeteno pro souružnicko-frézovací operace [54] .....	61
Obr. 80: Provedení harmonické převodovky GALAXIE [55] .....	61
Obr. 81: Pohon osy naklapění A .....	62
Obr. 82: Řez předlohou hřídelí pohonu osy A.....	63
Obr. 83: Nastavování vůlí mezi ozubenými koly .....	64
Obr. 84: Boční kryty a zátky.....	64
Obr. 85: Řez osou A .....	65
Obr. 86: Směšovač v tělese elektrovřetena .....	66
Obr. 87: Zakrytovaný směšovač .....	66
Obr. 88: Řez vidlicí.....	66
Obr. 89: Otvory pro kontrolu zaplněnosti prostoru v přírubě pro podlévání.....	67
Obr. 90: Upevnění brzdy .....	68
Obr. 91: Vstup pro tekutiny do frézovací hlavy .....	69
Obr. 92: Bok frézovací hlavy s rozvodem tekutin .....	70
Obr. 93: Řez rotační rozvodkou.....	71
Obr. 94: Rotační rozvodka.....	71

Obr. 95: Rozvod tekutin do elektrovřetena.....	71
Obr. 96: Vstup kabelů do frézovací hlavy .....	72
Obr. 97: Znázornění průchod kabelů skrz osu A .....	73
Obr. 98: Vedení kabelu od odměřování polohy.....	73
Obr. 99: Směšovač na mazací systém olej-vzduch od firmy TriboTec .....	74
Obr. 100: Mazání ložiska YRTC .....	74
Obr. 101: Odměřování polohy osy A.....	75
Obr. 102: Oblasti ve frézovací hlavě, které jsou utěsněny .....	77
Obr. 103: Lopatkové kolo z axiálního čerpadla.....	78
Obr. 104: Polohovací segment kovacího dopravníku.....	78
Obr. 105: Vyměnitelná břitová destička WNMG 130616-TNM od firmy ISCAR [61]	78
Obr. 106: Soustružnický nůž MWLNR/L-13W od firmy ISCAR [62] .....	78
Obr. 107: Vyměnitelná břitová destička HM390 TDKT/CT 1505 od firmy ISCAR [63] .....	79
Obr. 108: Čelní fréza HM390 FTD-15 od firmy ISCAR [64].....	79
Obr. 109: Schéma působení sil pro výpočet potřebného momentu naklápění osy A .....	81
Obr. 110: Princip výpočtu maximální rychlosti naklápění stroje .....	82
Obr. 111: Uspořádání ozubených na hřídelích s drážkovaním.....	84
Obr. 112: Graf pro zvolení YRTC ložiska v závislosti na axilní síle na momentu naklápění [42].....	93
Obr. 113: Vyznačení sil a momentů působících na YRTC ložisko .....	94
Obr. 114: Působení sil z ozubených kol na předlohovou hřídel .....	96
Obr. 115: Schéma působení sil v rovině $F_r$ - $F_a$ .....	98
Obr. 116: Schéma působení sil v rovině $F_t$ .....	99
Obr. 117: Boční pohled na upořádání komponentu ve frézovací hlavě.....	105
Obr. 118: Druhý boční pohled na upořádání komponentu ve frézovací hlavě .....	105
Obr. 119: Frézovací hlava.....	105

### 9.3 Seznam grafů

Graf 1: Závislosti momentu naklápění na maximální rychlosti otáčení osy A frézovacích hlav na trhu .....	54
---	----

## 9.4 Seznam tabulek

Tab. 1: Frézovací hlavy s elektrovřetenem pro soustružnicko-frézovací operace [49] [50] [12] [51] [52] [53].....	53
Tab. 2: Tabulka specifikovaných parametrů frézovací hlavy.....	55
Tab. 3: Parametry varianty 1.....	57
Tab. 4: Parametry varianty 2.....	57
Tab. 5: Parametry varianty 3.....	58
Tab. 6: Parametry varianty 4.....	59
Tab. 7: Parametry elektrovřetena.....	61
Tab. 8: Tekutiny vedené ve frézovací hlavě.....	68
Tab. 9: Kabely vedené ve frézovací hlavě.....	72
Tab. 10: Seznam použitých těsnění [56] [57] [58] [59] [60].....	76
Tab. 11: Zvolené parametry pro soustružení.....	79
Tab. 12: Zvolené parametry pro frézování.....	79
Tab. 13: Výsledné parametry vypočítané z řezných podmínek.....	80
Tab. 14: Parametry pro výpočet potřebného momentu naklápění osy A.....	80
Tab. 15: Požadovaných parametrů a parametrů elektromotoru s převodovkou GALAXIE.....	82
Tab. 16: Tabulka výsledných hodnot pohonu frézovací hlavy.....	83
Tab. 17: Parametry pro výpočet hydraulické brzdy.....	83
Tab. 18: Tabulka vstupních parametrů pro výpočet drážkování.....	84
Tab. 19: Výsledné parametry bezpečnostních koeficientů drážkování.....	85
Tab. 20: Výsledky kontroly čelních ozubení.....	92
Tab. 21: Tabulka parametrů ložiska YRTC 150.....	95
Tab. 22: Parametry pro výpočet kontroly ložisek na předlohové hřídeli.....	97
Tab. 23: Podíl zatížení dle uspořádání ložisek.....	100
Tab. 24: Výsledné kontrolní hodnoty ložisek.....	102
Tab. 25: Parametry frézovací hlavy.....	104

## 9.5 Seznam použitých softwarů

- Siemens NX 10
- Microsoft Office Excel

## 9.6 Seznam textových příloh

- Příloha 1: Technický list pohonu GALAXIE D135

## 9.7 Seznam elektronický příloh

- Text práce (.pdf)
- 3D model sestavy frézovací hlavy (.stp)
- 3D model sestavy frézovací hlavy (.x\_t)
- Výrobní výkres rotační rozvodky (.pdf)
- Výrobní výkres statické části rotační rozvodky (.pdf)
- Výrobní výkres tělesa elektrovřetena (.pdf)
- Výpočtový soubor (.xls)

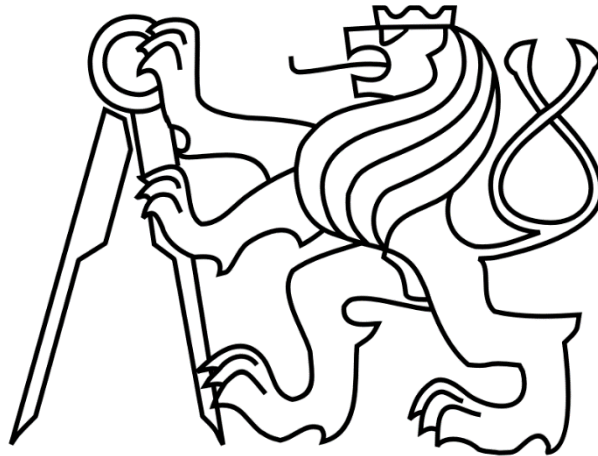
## 9.8 Seznam výkresových příloh

- |  |                  |
|--|------------------|
| • Výkres sestavy vidlicové hlavy                 | ASM_00004317/00  |
| • Výrobní výkres rotační rozvodky                | PRT_000023185/00 |
| • Výrobní výkres statické části rotační rozvodky | PRT_000023193/00 |
| • Výrobní výkres tělesa elektrovřetena           | PRT_000023183/00 |

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav výrobních strojů a zařízení



# Diplomová práce

Konstrukční návrh pravouhlé frézovací hlavy

## Textové přílohy



# Textové přílohy

## Příloha 1.: Technický list pohonu GALAXIE D135



### Data Sheet

GALAXIE® D



Type: RGM 135S-024S-6PBX-180C-W1-1				Rev. 09
Customer	Standard Datasheet	Project	General Information	
No.	Drive System	Symbol	Unit	Value
1.	Nominal output torque	$T_{2n}$	Nm	750
2.	Maximum acceleration torque	$T_{2B}$	Nm	1,800
3.	Nominal output speed	$n_{2n}$	1/min	20
4.	Maximum output speed	$n_{2max}$	1/min	80
5.	Overall Ratio	$i$	-	24
6.	Torsional rigidity	$C_{t21}$	Nm/arcmin	650
7.	Maximum torsional backlash	$j_t$	arcmin	0
8.	Maximum axial force	$F_{2Amax}$	N	28,000
9.	Maximum tilting moment	$M_{2kmax}$	Nm	4,000
10.	Emergency stop torque	$T_{2Not}$	Nm	5,400
11.	Sensor Protocol	EnDat Absolute Encoder, Singleturn		
12.	Kind of Communication	ECI119 EnDat 2.1		
13.	DC Link Voltage	U	V	560
14.	Motor Constant	$k_m$	Nm/A	2.7367
15.	Voltage Constant	$k_e$	Vs	2.2345
16.	Nominal Current	$I_n$	$A_{eff}$	14
17.	Maximum Current	$I_{max}$	$A_{eff}$	53
18.	Terminal Resistance	$R_{tt}$	Ohm	1.54
19.	Terminal Inductivity	$L_{tt}$	mH	7.29
20.	Number of Pole Pairs	$p$	16	
21.	Brake Holding Torque	$T_{BR}$	Nm	230
22.	Minimum Flow Rate	Q	l/min	5
23.	Operating Temperature	$\theta_U$	°C	0°C to +40°C
24.	Storage Temperature	$\theta_U$	°C	-10°C to +70°C
25.	Weight	m	kg	30
26.	Moment of inertia (with brake)	$J_1$	kgcm <sup>2</sup>	70.7
27.	Protection class	IP	65	
28.	Type of Lubrication	Castrol Optigear Synthetic 800/220		
29.	Paint	RAL 9023/ 9006		
30.	Direction of Mounting	tbd.		

Date: 11/13/2018	Author: Lottis, Stanislav	Receiver: General Information
------------------	---------------------------	-------------------------------

**Remark:**  
 All specified values are liable to specific variabilities due to the tolerances of material properties and dimensions. The specified values are mean values at which a tolerance of ± 10% of torque, speed, rigidity, current inductance, resistance and speed is allowed. In addition the terminal inductance can alternate depending on the angle between motor and stator.