

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

NÁVRH DVOUOSÉ AUTOMATICKÉ UNIVERZÁLNÍ FRÉZOVACÍ HLAVY
OSAZENÉ ELEKROVŘETENEM
S APLIKACÍ POHONŮ HARMONIC-DRIVE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JAROMÍR UHLÍŘ

BRNO 2010



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND
ROBOTICS

NÁVRH DVOUOSÉ AUTOMATICKÉ UNIVERZÁLNÍ FRÉZOVACÍ HLAVY OSAZENÉ ELEKTROVŘETEM S APLIKACÍ POHONŮ HARMONIC-DRIVE

DESIGN OF UNIVERSAL CUTTER HEAD WITH HARMONIC-DRIVE APPLICATION

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JAROMÍR UHLÍŘ

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. MICHAL HOLUB

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2009/2010

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jaromír Uhlíř

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Výrobní stroje, systémy a roboty (2301T041)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh dvouosé automatické univerzální frézovací hlavy osazené elektrovřetenem s aplikací pohonů Harmonic-Drive

v anglickém jazyce:

Design of universal cutter head with Harmonic-Drive application

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem práce je provést konstrukční návrh dvouosé vidlicové frézovací hlavy osazené elektrovřetenem s aplikací pohonů Harmonic-Drive a požadavky:

- Indexování $0,001^\circ$
- Možnost výměny elektrovřetena
- Náhon hlavy v ose „A“
- Použití komponenty od společností CyTec, Harmonic-Drive, apod.
- Aplikovat hlavu na vyvrtávací vřeteník V150 stroje WRF 150
- Aplikovat hlavu na frézovací vřeteník stroje VFD 37/1500
- Velikost a rozměry hlavy musí odpovídat parametrům strojů uvedených výše

Cíle diplomové práce:

- Rozbor možných variant náhonu os univerzálních hlav.
- Technicko-ekonomické zhodnocení zadané varianty.
- Výpočet dosahovaných potřebných momentů a sil od motorů hlavy, natáčení hlavy ve dvou osách.
- Konstrukční zpracování 3D modelu hlavy, zpracování motorů, ložisek, odměřování os a zpracování elektrovřetena.
- Výrobní výkres vytipovaných dílců
- Výpočet a schématické zobrazení deformací od zátěže vřetena od obrábění při maximálním zatížení hlavy.
- Závěr a použití v technické praxi, porovnání konkurence.

Seznam odborné literatury:

- WECK, Manfred, BRECHER, Christian. Werkzeugmaschinen : Konstruktion und Berechnung. 2006. überarb. Auflage. Verlag Berlin Heidelberg : Springer, 2006. 701 s. ISBN 3-540-22502-1.
- Marek, Jiří, MM Průmyslové spektrum: Konstrukce CNC obráběcích strojů. 2006. Speciální vydání. Dostupný z WWW: <www.mmspektrum.com>. ISSN 1212-2572.
- BORSKÝ, Václav. Základy stavby obráběcích strojů. 1. vyd. [s.l.] : [s.n.], 1986. 145 s. ISBN 55-600-86.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Michal Holub

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/2010.

V Brně, dne 19.11.2009

L.S.

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

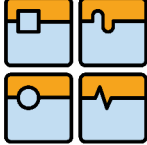
Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně za použití podkladů, které jsou uvedeny v příloženém seznamu.

V Brně dne

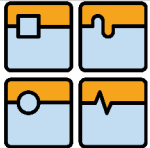
.....

podpis

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 5
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Poděkování

Velmi děkuji vedoucímu mé diplomové práce panu Ing. Michalu Holubovi za odbornou a obětavou pomoc a rady při konzultování této práce. Dále také panu Dipl.-Ing. Vladimíru Trhoňovi z firmy Harmonic-Drive AG za velkou ochotu a pomoc při návrhu pohonů. Dále také všem, kteří mi byli nápomocni při konzultacích a řešení technických problémů ve firmě Fermat CZ s.r.o., a samozřejmě děkuji i svým rodičům za podporu při studiu.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 6
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Anotace

Úkolem této diplomové práce je vytvořit přehled současných možných konstrukčních řešení pohonů frézovací hlavy. Vyhodnotit je po stránce ekonomické i technické a poté navrhnout univerzální frézovací hlavu tak, aby byly co nejlépe splněny požadavky, uvedené v zadání této práce.

DP, ÚVSSR, 2010, str. 96, obr. 55

Klíčová slova

univerzální frézovací hlava, elektrovřeten, servomotor, harmonická převodovka, křížové ložisko

Annotation

The goal of this thesis is to create a survey of possible design solutions to drive milling head. Evaluate them in terms of both economic and technical, then propose a universal milling head so that best met the requirements stated in the award of this work.

MT, ÚVSSR, 2010, pages 96, picture 55

Key words

universal milling head, electrospindle, servomotor, harmonic gear, epicyclic gear case, cross bearing

Bibliografická citace mé práce:

UHLÍŘ, J. Návrh dvouosé automatické univerzální frézovací hlavy osazené elektrovřetenem s aplikací pohonů Harmonic-Drive. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 96 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Michal Holub.

OBSAH

1 Úvod	16
2 Frézovací hlava	17
2.1 Definice frézovací hlavy	17
2.2 Základní rozdělení frézovacích hlav	18
2.3 Technologie pohonů jednotlivých os	19
2.3.1 Pohon os pomocí motoru Torque	19
2.3.2. Pohon os pomocí dvou pastorků- Master and slave	21
2.3.2.1 Pohon pomocí Harmonic drive	22
2.3.3 Pohon os kuželovými koly	23
2.3.4 Pohon šnekem	24
2.4 Srovnání jednotlivých typů pohonů z různých hledisek- Technicko ekonomické zhodnocení	25
2.5 Univerzální frézovací hlava	26
3. Konstrukce univerzální frézovací hlavy	27
3.1 Konstrukční požadavky	27
3.2 Zátěžné spektrum	27
3.3 Výpočet zátěžného spektra	30
3.3.1 Výpočet řezných sil při frézování	30
3.3.1.1 Výpočet řezné síly a potřebného výkonu při obrábění materiálu GG30 maximálním zatížením	30
3.3.2 Výpočet řezných sil při vrtání	33
3.4 Elektrovřeteno	36
3.4.1 Pohon elektrovřetena	37
3.4.2 Hřídel elektrovřetena	37
3.4.3 Připojovací jednotka nástroje	38
3.4.4 Uložení	39
3.4.5 Senzorika	39
3.4.6 Volba vhodného elektrovřetena	41
3.5 Volba pohonů osy A a C	43
3.5.1 Princip funkce převodovky Harmonic-Drive	43
3.5.2 Princip funkce planetové převodovky	44
3.5.3 Profil zubů a přesnost opakování	45
3.5.4 Servomotor	45
3.5.5 Konstrukční uspořádání pohonů osy A a C	46
3.5.6 Výpočet pohonů osy A	49
3.5.6.1 Vlastní výpočet	50
3.5.7 Výpočet pohonu osy C	60
3.5.7.1 Vlastní výpočet	62

3.6 Návrh uspořádání motorů na ose A	73
3.7 Volba a návrh ložiska	75
3.7.1 Návrh ložiska osy C	76
3.7.2 Návrh ložiska osy A	79
3.8 Návrh drážkované hřídele pro pastorek na ose A a C	81
3.9 Odměřování polohy natočení	84
3.10 Brzda	85
3.11 Převod kapalin	87
3.12 Energetika	89
3.13 Konečný návrh konstrukce univerzální frézovací hlavy	89
4. Závěr	92
5. Použitá literatura	94
6. Příloha	96

Seznam použitých zkratk a symbolů

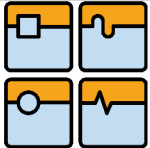
Značka	Název	Jednotka
a	Délka na které nedochází ke tření	[mm]
A_D	Jmenovitý průřez třísky pro i-ty zub	[mm ²]
a_e	Rozměr třísky	[mm]
a_p	Rozměr třísky	[mm]
B	Šířka drážkování	[mm]
b_D	Jmenovitá tloušťka třísky	[mm]
B_p	Šířka ozubení pastorku	[mm]
B_1	Šířka ozubení	[mm]
C	Dynamická únosnost	[kN]
C_0	Statická únosnost	[kN]
D	Průměr nástroje frézy nebo vrtáku	[mm]
d	Minimální průměr hřídele	[mm]
d_i	Vnitřní průměr ložiska	[mm]
D_{ov}	Roztečný průměr ozubení	[mm]
d_v	Průměr na kterém dochází k odvalování na ložisku	[mm]
d_{vC}	Průměr na kterém dochází k odvalování na ložisku osy C	[mm]
D_p	Roztečný průměr pastorku	[mm]
D_v	Vnější průměr ložiska s ozubením	[mm]
DZ	Doba zapnutí servomotoru	[%]
D_l	Vnější průměr ložiska	[mm]
F	Síla působící na pero	[N]
f	Posuv na otáčku	[mm/ot]
F_{ax}	Axiální síla	[N]
F_{CG30}	Řezná síla při čelním frézování materiálu GG30	[N]
f_n	Rezonanční frekvence	[Hz]
F_r	Radiální síla	[N]
$F_{řez}$	Řezná síla	[N]
f_t	Teplotní faktor	[-]
f_w	Faktor zátěže	[-]
f_z	Posuv na zub	[mm/zub]
H	Vnější průměr drážkování	[mm]

h	Jmenovitá tloušťka třísky	[mm]
I_{phA}	Moment setrvačnosti pastorku pohonu A osy	[Kgm ²]
I_{phC}	Moment setrvačnosti pastorku pohonu C osy	[Kgm ²]
I_{rZA}	Moment setrvačnosti přepočítaný na osu pohonu	[Kgm ²]
I_{rZC}	Moment setrvačnosti přepočítaný na osu pohonu	[Kgm ²]
$I_{rZAprep}$	Moment setrvačnosti součástí osy A přepočítaný pomocí Steinerovy věty	[Kgm ²]
$I_{rZCprep}$	Moment setrvačnosti součástí osy C přepočítaný pomocí Steinerovy věty	[Kgm ²]
I_{rZAvo}	Moment setrvačnosti soustavy k ose rovnoběžné s osou rotace a zároveň procházející těžištěm	[Kgm ²]
I_{rZCvo}	Moment setrvačnosti soustavy k ose rovnoběžné s osou rotace C a zároveň procházející těžištěm	[Kgm ²]
I_{sp}	Moment setrvačnosti servopohonu	[Kgm ²]
i_1	Převodový poměr na ose A	[-]
i_2	Převodový poměr na ose C	[-]
k_{CGG30}	Měrný řezný odpor litiny GG30	[MPa]
k_v	Koeficient valivého odporu	[-]
$K1$	Torzní tuhost převodu	[Nm/rad]
L	Životnost ložiska	[hod]
l	Celková minimální délka drážkování	[mm]
L_b	Délka brzdy	[mm]
l_2	Minimální délka jedné drážky	[mm]
M	Moment	[Nm]
m	Modul zubu	[mm]
mc	Exponent vlivu tloušťky	[-]
M_{CGG30}	Kroutící moment v ose vrtáku při obrábění materiálu GG30	[Nm]
$m_{celkovaA}$	Celková hmotnost osy A	[Kg]
$m_{celkovaC}$	Celková hmotnost osy C	[Kg]
M_d	Brzdňý moment	[Nm]
M_{kpas}	Pasivní odpor	[Nm]
M_{kpasC}	Pasivní odpor na ose C	[Nm]
m_{ev}	Hmotnost elektrovřetena	[Kg]
M_k	Kroutící moment	[Nm]
M_{kdyn}	Maximální dynamický moment	[Nm]

M_{kdynC}	Maximální dynamický moment kolem osy C	[Nm]
M_{kdyn_C2}	Maximální dynamický moment kolem osy C při řezném procesu	[Nm]
M_{kdyn2}	Maximální dynamický moment při řezném procesu	[Nm]
M_{KKLID}	Klidový moment servomotoru	[Nm]
M_{kMAX}	Maximální kroutící moment servomotoru	[Nm]
M_{kstat}	Statický kroutící moment	[Nm]
M_{kstatC}	Statický kroutící moment na ose C	[Nm]
M_{ktech}	Kroutící moment vyvozený řeznou silou	[Nm]
M_{ktechC}	Kroutící moment vyvozený řeznou silou na ose C	[Nm]
m_{brA}	Hmotnost brzdy osy A	[Kg]
m_{Co}	Hmotnost odlitku osy C	[Kg]
m_{nu}	Hmotnost nástroje s upínačem	[Kg]
m_{oA}	Hmotnost odlitku osy A	[Kg]
m_{odm}	Hmotnost odměřování na ose A i C	[Kg]
$m_{ov.A}$	Hmotnost ozubeného věnce osy A	[Kg]
$m_{ov.C}$	Hmotnost ozubeného věnce ložiska osy C	[Kg]
m_{phA}	Hmotnost pastorku hřídele pohonu osy A	[Kg]
m_{phC}	Hmotnost pastorku hřídele pohonu osy C	[Kg]
m_{prC}	Hmotnost příruby pro rozvody na ose C	[Kg]
m_{spA}	Hmotnost pohonu osy A	[Kg]
$m_{srm.A}$	Hmotnost středového rozvodu osy A	[Kg]
$m_{srm.C}$	Hmotnost středového rozvodu osy C	[Kg]
m_{vkA}	Hmotnost vnitřního kroužku ložiska osy A	[Kg]
m_{vrA}	Hmotnost vstupní části rozvodů osy A	[Kg]
$m_{vrm.A}$	Hmotnost výstupní části rozvodu osy A	[Kg]
m_{vtC}	Hmotnost výstupu rozvodů médií na ose C	[Kg]
n_{av}	Průměrné otáčky servomotoru	[ot/min]
n_{av2}	Průměrné otáčky servomotoru při řezném procesu	[ot/min]
n_c	Otáčky osy C	[ot/min]
n_{MAX}	Maximální otáčky servomotoru	[ot/min]
n_{max_C2}	Maximální otáčky servomotoru na ose C při řezném procesu	[ot/min]
n_z	Počet zubů v záběru	[-]
n_{1max}	Maximální otáčky na výstupu pohonu	[ot/min]

n_2	Otáčky při působení maximální řezné síly	[ot/min]
n_{2MAX}	Maximální otáčky na výstupu převodovky při řezném procesu	[ot/min]
p	Tlak přivedený do brzdy	[MPa]
P_c	Ekvivalentní dynamické radiální zatížení	[-]
P_{cGG30}	Řezný výkon při obrábění materiálu GG30	[W]
p_D	Dovolený tlak	[MPa]
Re	Mez kluzu v tahu	[MPa]
r_h	Rameno na kterém působí zátěž při natočení hlavy horizontálně	[mm]
R_m	Mez pevnosti v tahu	[MPa]
r_{sily}	Rameno na kterém působí řezná síla	[mm]
r_v	Rameno na kterém působí zátěž při natočení hlavy vertikálně	[mm]
r_1	Rameno na kterém působí zátěž	[mm]
r_2	Rameno na kterém působí zátěž	[mm]
t	Doba zrychlení	[s]
t_c	Celková doba pracovního cyklu	[s]
t_{c2}	Celková doba pracovního cyklu při řezném procesu	[s]
T_{ef}	Efektivní kroutící moment servopohonu	[Nm]
T_{efC}	Efektivní kroutící moment servopohonu kolem osy C	[Nm]
$T_{efC_maxSila}$	Efektivní kroutící moment servopohonu kolem osy C při řezném procesu	[Nm]
$T_{efMaxSila}$	Efektivní kroutící moment servopohonu navýšený o technologický odpor	[Nm]
T_1	Maximální rozběhový moment	[Nm]
t_1	Výška záběru mezi drážkovanou hřídelí a nábojem	[mm]
T_{1C}	Maximální rozběhový moment kolem osy C	[Nm]
$T_{1C_MaxSila}$	Maximální rozběhový moment kolem osy C při řezném procesu	[Nm]
$T_{1MaxSila}$	Maximální rozběhový moment navýšený o technologický odpor	[Nm]
T_2	Maximální statický moment	[Nm]
T_{2C}	Maximální statický moment na ose C	[Nm]
$T_{2C_MaxSila}$	Maximální statický moment navýšený o technologický odpor na ose C	[Nm]
$T_{2MaxSila}$	Maximální statický moment navýšený o technologický odpor	[Nm]

	odpor	
T_3	Maximální dobohový moment	[Nm]
T_{3C}	Maximální dobohový moment kolem osy C	[Nm]
$T_{3C_MaxSila}$	Maximální dobohový moment kolem osy C při řezném procesu	[Nm]
$T_{3MaxSila}$	Maximální dobohový moment navýšený o technologický odpor	[Nm]
v_c	Řezná rychlost nástroje	[m/min]
X	Mezisosoučet hmotnosti osy C	[Kg]
Y	Mezisosoučet hmotností osy C	[Kg]
Z	Počet zubů	[-]
ϵ_{MAX}	Maximální úhlové zrychlení	[rad/s ²]
ϵ_{MAX_C}	Maximální úhlové zrychlení na ose C	[rad/s ²]
ϵ_{MAX_C2}	Maximální úhlové zrychlení na ose C při řezném procesu	[rad/s ²]
ϵ_{MAX2}	Maximální úhlové zrychlení při řezném procesu	[rad/s ²]
η_{pas}	Účinnost převodu mezi pastorkem a věncem	[-]
κ_r	Úhel nastavení ostří	[°]
μ	Součinitel tření	[-]
T_D	Dovolené napětí v krutu	[MPa]
T_k	Napětí v krutu	[MPa]
φ_i	Úhel posuvového pohybu	[°]
φ_{MAX}	Maximální úhel posuvového pohybu	[°]
ω_{AMAX}	Maximální rozběhová úhlová rychlost	[rad/s]
ω_{AMAX2}	Maximální rozběhová úhlová rychlost při procesu obrábění	[rad/s]
ω_{MAX_C2}	Maximální rozběhová úhlová rychlost osy C	[rad/s]





	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 14
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Seznam tabulek

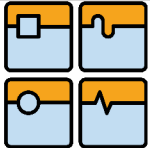
- Tab. 1 Srovnání možných pohonů frézovací hlavy
- Tab. 2 Ekonomické srovnání frézovacích hlav
- Tab. 3 Řezné podmínky stávající univerzální frézovací hlavy firmy Fermat Brno
- Tab. 4 Výsledné síly, výkony a kroutící momenty při frézování a vrtání

Seznam a obrázků

- Obr. 1 Ukázka pravidla pravé ruky
- Obr.2 Řez Torque motorem
- Obr. 3 Příklad montáže odměřovacího systému C-osy
- Obr. 4 Harmonická převodovka firmy Harmonic Drive AG
- Obr. 5 Princip funkce Hirthova ozubení
- Obr. 6 Frézovací hlava s kuželovými koly firmy TOS Varnsdorf
- Obr. 7 Univerzální frézovací hlava firmy Cytec
- Obr. 8 Vřeteník firmy Fermat CZ
- Obr. 9 Frézovací nástroje firmy Sanic Coromant
- Obr. 10 Ukázka čelního frézování
- Obr. 11 Průřez třísky při čelním frézování
- Obr. 12 Rozložení sil při vrtání
- Obr. 13 Základní části elektrovřetena
- Obr. 14 Upínací kužel ISO a HSK
- Obr. 15 Mechanismus upnutí nástroje u elektrovřetena firmy Cytec
- Obr. 16 Chlazení elektrovřetena u firmy Cytec
- Obr. 17 Zvolená elektrovřetena od firmy Fischer
- Obr. 18 Princip funkce převodovky Harmonic drive
- Obr. 19 Řez převodovkou Harmonic Drive
- Obr. 20 Příklad měření přesnosti opakování u výrobků firmy Harmonic Drive AG
- Obr. 21 Servomotory firmy Harmonic Drive AG
- Obr. 22 Schéma uspořádání motorů při záběru s vnitřním a vnějším ozubením
- Obr. 23 A-osa univerzální frézovací hlavy
- Obr. 24 Řez A-osy frézovací hlavy
- Obr. 25 Graf pracovního cyklu při režimu rychloposuvu
- Obr. 26 Znázornění těžiště A-osy
- Obr. 27 Závislost kroutícího momentu na otáčkách pohonu FPA 32-33-H-režim rychloposuvu
- Obr. 28 Graf pracovního cyklu při pracovním režimu
- Obr. 29 Závislost kroutícího momentu na otáčkách pohonu FPA 32-33-H-pracovním režim
- Obr. 30 Část hlavy která bude rotovat kolem osy C
- Obr. 31 Řez univerzální frézovací hlavou se zakreslenými hmotnostmi jednotlivých částí

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 15
 	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- Obr. 32 Graf pracovního cyklu při režimu rychloposuvu
- Obr. 33 Univerzální frézovací hlava s těžištěm při natočení osy nástroje do vertikální polohy
- Obr. 34 Univerzální frézovací hlava s těžištěm při natočení osy nástroje do horizontální polohy
- Obr. 35 Závislost krouticího momentu na otáčkách pohonu LynxDrive-40C-100 režim rychloposuvu
- Obr. 36 Graf pracovního cyklu při pracovním režimu
- Obr. 37 Závislost krouticího momentu na otáčkách pohonu LynxDrive-40C-100-pracovní režim
- Obr.38 Pohon LynxDrive-40c
- Obr. 39 Univerzální frézovací hlava s motory umístěnými nad osou rotace C
- Obr. 40 Univerzální frézovací hlava s motory umístěnými nad osou rotace C- 3D pohled
- Obr. 41 Univerzální frézovací hlava s motory umístěnými pod osou rotace C
- Obr. 42 Univerzální frézovací hlava s motory umístěnými pod osou rotace C- 3D pohled
- Obr. 43 Válečkové křížové ložisko s vnějším a vnitřním ozubením
- Obr.44 Schéma působících sil na ložisko C osy při vertikální poloze elektrovřetene
- Obr. 45 Schéma působících sil na ložisko C osy při horizontální poloze elektrovřetene
- Obr. 46 Schéma působících sil na ložisko A osy
- Obr. 47 Drážková hřídel
- Obr. 48 Odměřovací zařízení osy C
- Obr. 49 Brzda osy C
- Obr. 50 sestava rozvodů osy C
- Obr. 51 Řez rozvody médií osy C
- Obr. 52 Univerzální frézovací hlava s kryty ozubení
- Obr. 53 Řez univerzální frézovací hlavy
- Obr. 54 Univerzální frézovací hlava- pohled 1
- Obr. 55 Univerzální frézovací hlava- pohled 2

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 16
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

1. Úvod

Při současném stavu trhu a konkurenci na něm je nutno produkovat nejen kvalitní, přesná a ekonomicky přístupná obráběcí centra, ale také nabídnout zákazníkovi příslušenství, díky kterému bude schopen vyrábět a obrábět výrobky podle svých představ a potřeb.

Nedílnou součástí obráběcích center jsou obráběcí hlavy. Tato zařízení mohou být osazena nejen frézami, ale i vrtáky či brousíci kotouči a jsou tak schopny zvládat širokou oblast technologických procesů.

Výrobci obráběcích strojů a jejich příslušenství je velké množství a z důvodu konkurenčního boje je nutné stroje neustále vyvíjet a přizpůsobovat požadavkům zákazníka. Dnes se obráběcí stroje vyrábí na konkrétní požadavky zákazníka i s potřebnou technologií. Cílem této diplomové práce je provést rešerši současného stavu techniky a vývoje frézovacích hlav na trhu. Dále navrhnout univerzální frézovací hlavu pro obráběcí stroj WRF 150 firmy Fermat CZ s vřeteníkem V150.

Současná nabídka firmy v této oblasti je poměrně úzká a to je také jeden z důvodů zadání této diplomové práce. Novou frézovací hlavou, která bude schopná plynulého otáčení během řezného procesu, bude umožněno obrábění nejen tvarově složitých součástí např. lopatek turbín a oběžných kol, ale zvýší se tím i konkurenceschopnost firmy Fermat na trhu. Konstrukční návrh musí splňovat požadavky zadání, které budou upřesněny v dalším bodu diplomové práce.

2. Frézovací hlava

2.1 Definice frézovací hlavy

Aby bylo jakékoliv obráběcí centrum schopno co nejlépe plnit požadavky na něj kladené, neobejde se bez kvalitní frézovací hlavy a právě ta také určuje základní rozdíl mezi tří- a pětiosým obráběcím centrem.

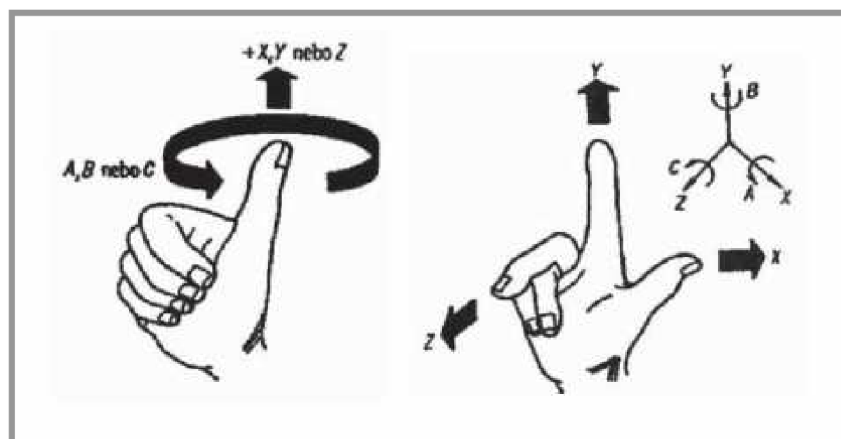
Jeden z požadavků kladených na obráběcí centra je jejich schopnost pracovat v co možná nejvíce variabilním prostoru a tím umožnit co nejlepší prostorové obrobení tvarově složitých dílců.

Obráběcí centra s více osami pohybu jsou známy v mnoha konstrukčních formách provedení. Společným znakem u většiny těchto strojů jsou 3 základní translační pohyby a to v ose X, Y a Z. Dalšími doplňujícími mohou být rotace, další translace, popřípadě kyvný pohyb.

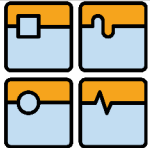
Princip definování a popisu jednotlivých os rotace je podobný jako u translace popř. kyvného pohybu a provádí se pomocí pravidla pravé ruky. Prostředníček pravé ruky směřuje do vřetena stroje (tím určuje kladnou orientaci osy Z), napnutý palec směřuje v kladném směru osy X a napnutý ukazovák zobrazuje zbylou osu Y. Rotace kolem osy A odpovídá rotaci kolem osy X a kladný směr rotace určují ohnuté prsty pravé ruky v případě, že palec směřuje v kladném směru osy X.

Protože základní pohyby obráběcích center jsou omezené, zbývá doplňkové pohyby, nutné pro obrábění, provádět díky kinematice frézovací hlavy.

Kinematik frézovacích hlav existuje celá řada, ale ne každá hlava je vhodná a schopná splnit požadavky zákazníka. Vlastní výběr hlavy je ovlivněn mnoha faktory, mezi které patří např.: typ pracovního režimu a velikost odebíraného materiálu (hrubování, dokončování), typ obráběného materiálu, požadovaná kvalita obrobené plochy, tvarová složitost obráběné součásti, výkonnost atd. Důležitým faktorem jsou samozřejmě také investiční náklady vložené do nákupu a provozu daného zařízení. [1]



Obr. 1 Ukázka pravidla pravé ruky [2]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 18
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

2.2 Základní rozdělení frézovacích hlav

Frézovacích hlav je celá řada a proto je lze rozdělit podle několika kritérií:

1. Rozdělení podle počtu poháněných os:

- 1-osá frézovací hlava
- 2-osá frézovací hlava
- 3-osá frézovací hlava

2. Rozdělení podle způsobu pohonu jednotlivých os:

- Pohon pomocí motoru Torque
- Pohon pomocí dvou pastorků – Master and Slave
- Pohon pomocí kuželových kol
- Pohon pomocí šneku a šnekového kola

3. Rozdělení podle kinematiky jednotlivých os:

- Univerzální frézovací hlava
- Vidlicová frézovací hlava
- Prodloužená frézovací hlava
- Pravoúhlá frézovací hlava

4. Rozdělení podle pohonu vlastního nástroje:

- Nástroj je poháněn vlastním elektrovřetenem
- Nástroj je poháněn motorem umístěným uvnitř obráběcího stroje přes mechanismus ve frézovací hlavě

5. Rozdělení podle možnosti natáčení jednotlivých os:

- Hlava s možností plynulého otáčení os během obrábění
- Hlava s možným natočením os pouze po zastavení nástroje

Frézovací hlavy lze upevnit jak na vřeteník vodorovný tak také svislý.

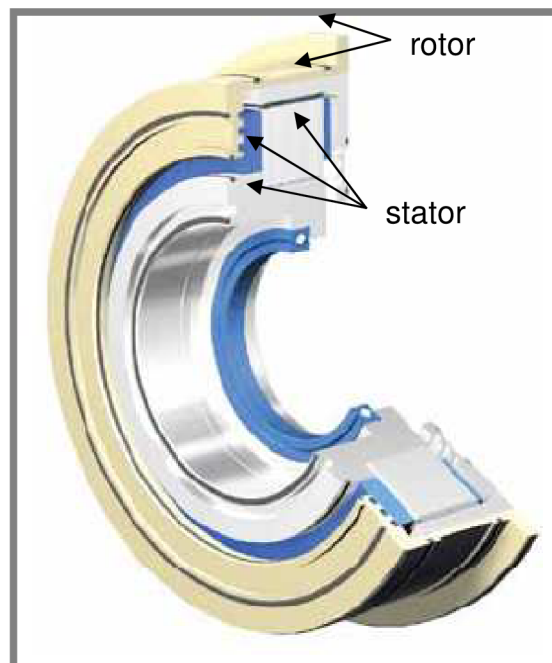
2.3 Technologie pohonů jednotlivých os

2.3.1 Pohon os pomocí motoru Torque

Hlavním a velmi významným výrobcem frézovacích hlav s touto konstrukcí je Německá firma Cyttec, která využívá tento systém k pohonu všech os frézovací hlavy. Zároveň má také tento způsob pohonu na ose-C patentován u Německého patentového úřadu pod patentovým číslem EP 0885 081.

Základem této konstrukce je Torque motor známý také pod názvem krokový motor. Jedná se o více pólový synchronní motor, u kterého prochází proud cívkou statoru, kde vytvoří magnetické pole a přitáhne opačný pól magnetu rotoru. Správným zapojením cívek vznikne krokové magnetické pole, které otáčí rotorem a zároveň zabezpečí i jeho přesnou polohu vůči statoru. [4]

Firma Cyttec využívá jako rotor vnější část motoru a tím dosahuje díky tangenciální síle na větším působícím poloměru větších kroutících momentů než u motorů s rotorem vnitřním. Při provozu se zpevněnou osou, např. při hrubování, slouží rotor jako brzdící buben s velkým momentem. [5]



Obr.2 Řez Torque motorem [5]

Výhody frézovacích hlav poháněných torque motorem:

- malé zástavbové rozměry torque motoru a tím také celé hlavy
- vysoká účinnost systému
- velké kroutící momenty
- dobré dynamické chování

- velká přesnost opakování
- vysoká přesnost
- malé otáčky
- malé náklady na údržbu
- nejsou nutné žádné přenosové elementy jako například spojky nebo převodovky
- vysoká použitelnost

Nevýhody frézovacích hlav poháněných torque motorem:

- cena torque motorů a tedy i velké pořizovací náklady celého zařízení
- omezená rychlost otáčení, poté motor ztrácí kroky
- chlazení
- velká spotřeba energie
- motor není schopen pohltit vibrace od nástroje při obrábění jako například pastorky s ozubeným věncem, nebo šnek

Způsoby odměřování :

Odměřování na ose C se provádí axiálně radiálním ložiskem se vsazeným inkrementálním úhlovým odměřovacím systémem. Snímací hlava pracuje bezdotykově a přesnost udávaná výrobcem dosahuje až 0,001°.

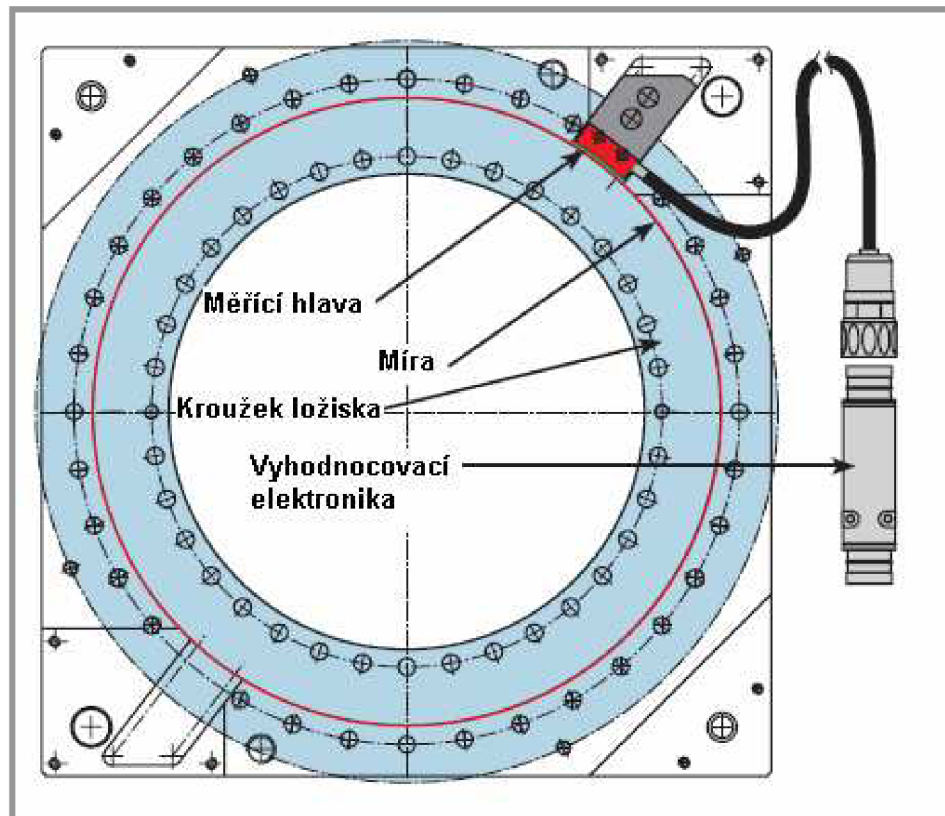
Výhody tohoto systému:

- bezdotykový a proto také bez opotřebení
- snímač přímo na ložiskovém kroužku
- indukční sejmутí signálu
- nezávislé na poloze
- jednoduché na seřízení
- potřebný malý zástavbový prostor

K zajištění přesnosti polohování na ose A je určen absolutní měřicí systém, jehož dutá hřídel je spojena přímo se středícím důlkem rotoru osy popř. výkyvným pouzdem. Systém je v bezprostřední blízkosti křížového ložiska, které je určeno pro osu A. Přesnost systému je stejně jako u osy C 0,001°. [5]

Výhody systému:

- přímé napojení na rotor (výkyvné pouzdro)
- vysoká přenosová přesnost
- krátká konstrukce a úspornost při zabudování
- jednoduchá montáž



Obr. 3 Příklad montáže odměřovacího systému C-osy [5]

2.3.2. Pohon os pomocí dvou pastorků Master and Slave

Velká výhoda tohoto systému spočívá ve velmi přesném a spolehlivém vymezení vůle v ozubení. Možností vymezení vůle v ozubení je hned několik. Lze sem zařadit vymezení mechanická, tedy pomocí pružiny, hydraulická anebo pomocí duplexního pastorku. Existuje ale ještě jedna varianta a to vymezení elektricky, tedy použít náhon pomocí dvou motorů Master-Slave. Jedná se o velmi elegantní metodu, využívající schopnosti moderních řídicích systémů.

Pokud je působící zatížení rovno nule, jsou momenty na pravém a levém motoru rovny, pouze mají opačné znamínko, tedy působí proti sobě. Při působení vnější síly bude jeden z motorů Master– tedy hlavní a druhý z motorů bude Slave– tedy závislý. Moment závislého motoru poroste ze své záporné hodnoty, takže předpětí klesá při určité zátěžné síle F na nulu a poté působí oba motory ve stejném smyslu. Na vymezení vůle je nutné dbát především při pracovním posuvu (obrábění). Bez vůle je možný jen například rychloposuv.

[2]

Výhody principu Master-Slave:

- není nutná složitá převodovka se složitým vymezením vůle
- jednoduchý servis (standardní součástky- motory převodovky, pastorky)
- vůle je vymezena předepjatými pastorky
- vše řízené elektronicky

Nevýhody systému Master-Slave:

- jsou nutné 2 samostatné pohony s pastorkem
- vše řízené elektronicky
- cenově náročnější

2.3.2.1 Pohon pomocí Harmonic drive

Jednou z možností, jak pohánět jednotlivé motory systému Master-Slave, je použití servomotory s harmonickou, popřípadě bezvůlovou planetovou převodovkou. Jedná se o nejjednodušší a nejlehčí systém pohonu, který vykazuje velmi malé vůle. Hodí se pro lehké materiály a odpovídajícím způsobem dimenzované stroje. [6]

Výhody:

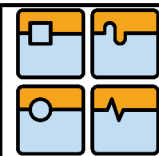
- lehká a malá konstrukce
- výborná přesnost - minimální vůle
- nízká spotřeba energie

Nevýhody:

- při překročení maximálního kroutícího momentu dojde u harmonické převodovky k neopravitelnému zničení
- jedná se o velmi přesné zařízení a tedy i finančně náročné



Obr. 4 Harmonická převodovka firmy Harmonic Drive AG [6]



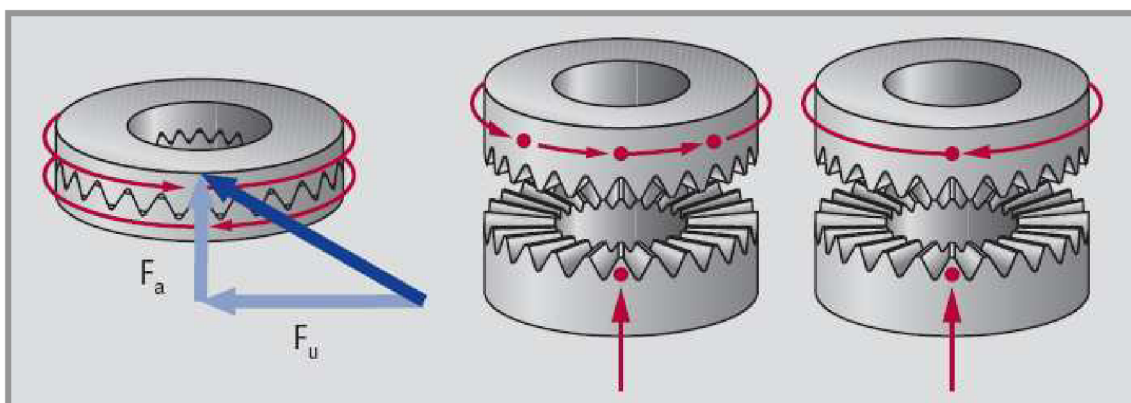
2.3.3 Pohon os kuželovými koly

Frézovací hlavy s tímto typem pohonu lze na rozdíl od předcházejících typů zařadit do skupiny, u které není možné plynulé natáčení hlavy během řezného procesu. Kuželová kola uvnitř celého zařízení slouží k přenosu energie z motoru ve stroji až k vřetenu s nástrojem. Vnitřní prostor vyplňuje tedy nejen mechanismus pohonu (oz. kola), který je uložen v přesných vřetenových ložiscích, ale i mechanismus ke zpevnění a uvolnění v rovinách rotace.

Jedinou možností natáčení hlavy je polohování pomocí spojek opatřených Hirthovým ozubením. Celý proces uvolnění, pootočení i opětovné zpevnění je nutné provádět pouze v klidovém stavu nástroje. Z konstrukce vyplývá, že přesnost a po jak velkých skocích je možno nastavit polohu hlavy závisí na přesnosti a hrubosti (jemnosti) Hirthova ozubení. Při natáčení jednotlivých os se používá Hirthovo ozubení s jemností zubu $2,5^\circ$ až 1° . Toto ozubení se používá u firmy Fermat také k přesnému stavení hlavy vůči vřeteníku stroje. Zde je odstupňování po 5° . [7]

Výhody Hirthova ozubení:

- Je schopno převést vysoké kroučící momenty při malých zástavbových rozměrech
- Odolný proti opotřebení
- Malá rotující hmota ve srovnání se spojením přírubami
- Vysoká funkční bezpečnost
- Jednoduchá montáž



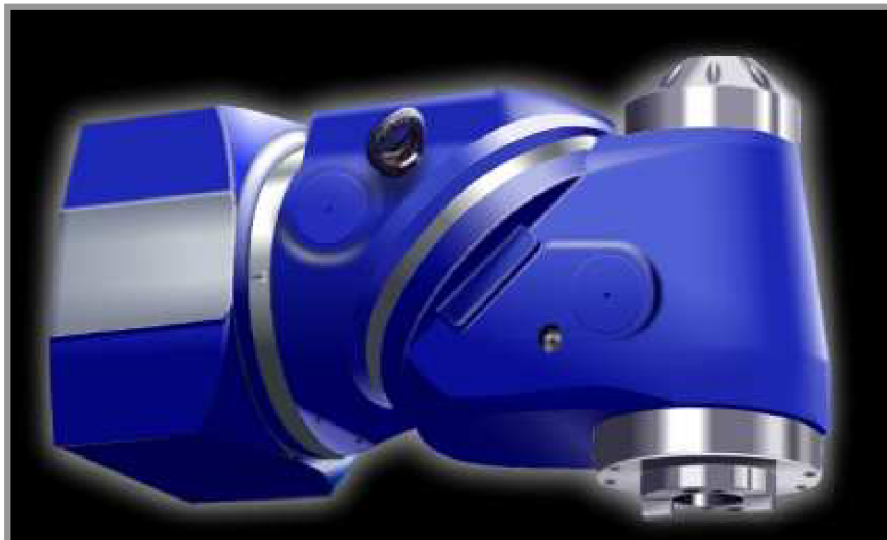
Obr. 5 Princip funkce Hirthova ozubení [8]

Výhody frézovací hlavy s kuželovými koly:

- ozubení je schopné částečně tlumit kmitání a vibrace vzniklé nástroji vlivem řezného procesu
- levnější než například pohon torque motorem nebo pomocí dvou pastorků

Nevýhody frézovací hlavy s kuželovými koly:

- složitá konstrukce uvnitř hlavy - málo místa
- není plynulé otáčení hlavy během obráběcího procesu
- složitá konstrukce přívodu médií
- nepřesné polohování



Obr. 6 Frézovací hlava s kuželovými koly firmy TOS Varnsdorf [7]

2.3.4 Pohon šnekem

Šnekový pohon splňuje požadavky na přenos velkých sil a vysokou přesnost. Je vhodný téměř pro všechny oblasti použití, zejména pro smíšený pohon při simultánním a tříosém frézování. Vyznačuje se vysokou hodnotou převodového poměru a zároveň vysokou tuhostí.

Výhody:

- výborné tlumení vibrací, velmi dobrý povrch obrobku
- široké možnosti regulace
- silné převody
- minimální tření
- vhodné pro proces hrubování
- cenově výhodný.

Nevýhody:

- vůle v ozubení
- pomalý
- většinou velké zástavbové rozměry pohonu a tedy i celé hlavy

2.4 Srovnání jednotlivých typů pohonů z různých hledisek- Technicko ekonomické zhodnocení

Tab. 1 Srovnání možných pohonů frézovací hlavy [9]

Srovnání technologií pohonu			
	 TORQUE MOTOR	 ŠNEKOVÝ POHON	 HARMONIC DRIVE
Posuv	■	■	■
Zrychlení	■	■	■
Kvalita povrchu	■	■	■
Potřeba energie	■	■	■
Bezpečnost při výpadku napětí	■	■	■
Trvanlivost	■	■	■
Citlivost při nárazu	■	■	■
Snadnost údržby	■	■	■
Investiční náklady	■	■	■
Náklady na opravu	■	■	■
Hospodárnost	■	■	■

Z výše uvedené tabulky srovnání tří možných způsobů pohonů os frézovací hlavy vyplývá, že každý má své výhody, ale zároveň i nevýhody, které je nutné brát v úvahu. Před výběrem vhodného pohonu je nutné zvážit řadu faktorů a podle nich poté vybírat vhodnou kinematiku pohonu a výrobce. Je nutné vědět, pro jaké typy operací a materiál bude frézovací hlava používána i jaká přesnost a kvalita povrchu bude požadována. Jedním ze stěžejních parametrů jsou také pořizovací náklady celého zařízení.

Obecně je možno říci, že cenově nejnáročnější z hlediska pořízení i spotřeby energie je frézovací hlava opatřená torque motory (100% ceny). Konkurenci však převyšuje například v oblasti dynamiky a údržby. Náklady na zbylé frézovací hlavy jsou shrnuty v Tab. 2.

Tab. 2 Ekonomické srovnání frézovacích hlav

Typ pohonu frézovací hlavy	% část z ceny frézovací hlavy
Pohon pomocí torque motoru	100 %
Pohon pomocí servomotoru a harmonické převodovky	60%
Pohon pomocí šneku	40%
Pohon pomocí kuželových kol	50%

2.5 Univerzální frézovací hlava

Univerzální frézovací hlava je konstrukčně uspořádané zařízení tak, aby umožňovalo polohovat otočné části ve dvou dílčích rovinách. První rovina je rovnoběžná s čelem vřeteníku, na který bude hlava upevněna (bude-li vřeteník horizontální, bude první rovina svislá). Rovina číslo dvě je vůči první rovině skloněna o úhel 45°. Kombinací nastavení otočných částí hlavy lze docílit velkého počtu přesně definovaných poloh vřetena hlavy skloněných vůči souřadnému systému stroje.

Díky tomu, že doplňkové osy rotace A i C protínají pracovní bod nástroje, není nutno provádět složité programovací korekce, které by v opačném případě byly nezbytné.

Tento typ frézovací hlavy je vhodný jak pro režim obrábění hrubováním, tak i pro dokončování. [7]



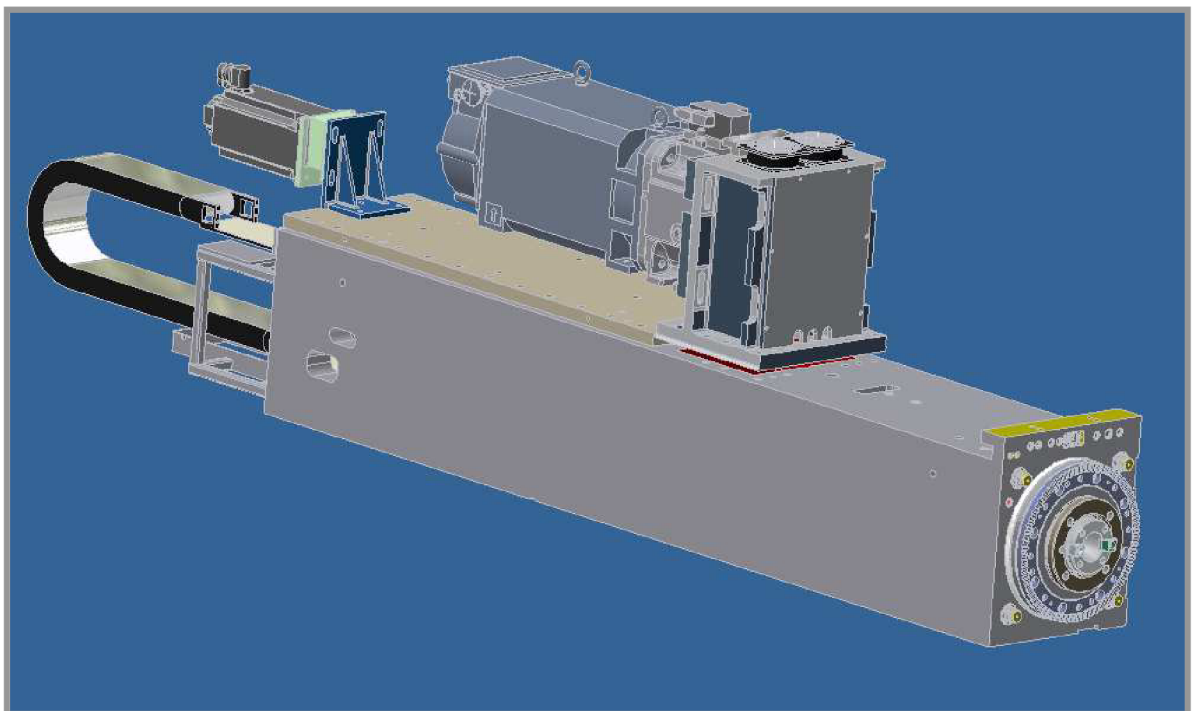
Obr. 7 Univerzální frézovací hlava firmy Cyttec [5]

3. Konstrukce univerzální frézovací hlavy

3.1 Konstrukční požadavky

Na konstrukci univerzální frézovací hlavy jsou kladeny následující požadavky, které by měly být splněny:

- aplikovat hlavu na vřeteník stroje VFD 37/1500 (Obr. 8), jehož rozměry čela jsou 430 x 430 mm
- aplikovat hlavu na vyvrtávací vřeteník V150 stroje WRF 150
- indexování $0,001^\circ$
- možnost výměny elektrovřetená podle potřeby
- použití komponentů od společností Harmonic-Drive, Cytec, apod.
- velikost a rozměry hlavy musí odpovídat parametrům strojů uvedených výše
- možnost natáčení jednotlivých os během procesu obrábění, nezávisle na sobě

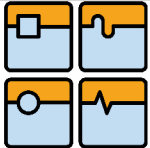


Obr. 8 Vřeteník firmy Fermat CZ [10]

3.2 Zátěžné spektrum

Pro dimenzování jednotlivých částí i návrh pohonů hlavy v jednotlivých osách je nutné vycházet ze silového a momentového zatížení. Tato zatížení vznikají při obrábění a jsou závislá nejen na typu pracovního režimu (posuv, velikost třísky, otáčky), ale i na typu nástroje (válcová fréza, čelní fréza, vrták) a typu materiálu (materiálové konstanty- měrný řezný odpor).

Protože se jedná u této konstrukce o zcela nový návrh, není možné vycházet ze známých charakteristických vstupních dat. Tato hlava je univerzální, což umožňuje široká

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 28
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

oblast kombinací při obrábění a není ani možné přesně říci, pro jaké materiály a jaké podmínky bude toto zařízení použito. Vše se odvíjí od požadavků a volby zákazníka. Je však nutné, aby byla při výpočtu zahrnuta co nejširší oblast možného využití a tím byl návrh konstrukce přesnější a riziko možných chyb co nejmenší.

Ke zjištění silových a momentových účinků vzniklých vlivem obrábění slouží tzv. zátěžné spektrum. Toto spektrum je možné získat buďto přímým měřením na výrobním stroji anebo matematickým výpočtem. Metoda přímého měření na stroji je přesnější, ale především časově i finančně náročnější. Samotné měření probíhá opakovaně a poté se pomocí statistických metod získají výsledné a požadované hodnoty sil a momentů. Je nutné přesně definovat pracovní podmínky i proces obrábění, mít odpovídající měřicí vybavení i stroj a nástroje, pro které je toto spektrum určeno.

Z důvodů nákladnosti jak z hlediska času, tak také financí bude použito zátěžné spektrum získané numerickým výpočtem, který vychází z výpočtu měrného řezného odporu. Jako vstupní data byly zvoleny pracovní operace a režimy, které jsou charakteristické pro univerzální frézovací hlavu s kuželovými koly od firmy Fermat Brno (*Tab. 3*).

Jedná se o obrábění tří typických materiálů, pro které bude univerzální frézovací hlava určena. Jsou jimi konstrukční ocel s označením 11 523, litina GG30 a slitina hliníku. [10,11,12]

Obrábění probíhá ve čtyřech pracovních režimech a to:

- režim s maximálním zatížením
- režim se středním obráběním
- dokončovací operace
- vrtání

Pro všechny typy operací budou použity nástroje s výměnnými břity od firmy SANDVIC Coromant.

Čelní fréza o průměru $D=80$ mm, počet zubů $z=10$

Čelní fréza o průměru $D=50$ mm, počet zubů $z=3$

Čelní fréza o průměru $D=32$ mm, počet zubů $z=3$

Čelní fréza o průměru $D=25$ mm, počet zubů $z=3$

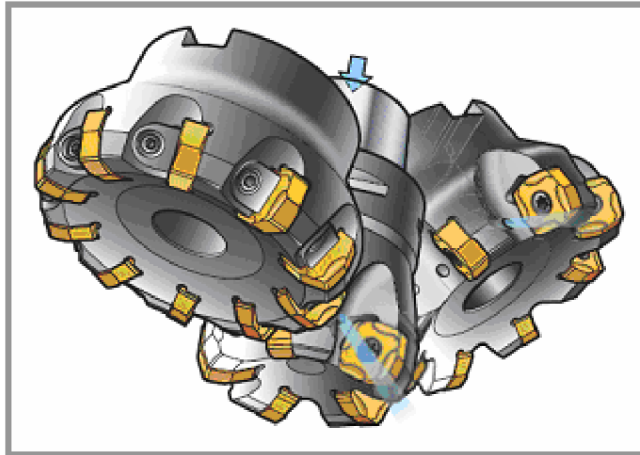
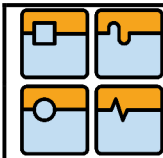
Čelní fréza o průměru $D=16$ mm, počet zubů $z=2$

Čelní fréza o průměru $D=12$ mm, počet zubů $z=3$

Vrták o průměru $D=18$ mm, počet břitů $z=2$

Vrták o průměru $D=13$ mm, počet břitů $z=2$

Vrták o průměru $D=9,5$ mm, počet břitů $z=2$



Obr. 9 Frézovací nástroje firmy Sanic Coromant [13]

Tab. 3 Řezné podmínky stávající univerzální frézovací hlavy firmy Fermat Brno [10]

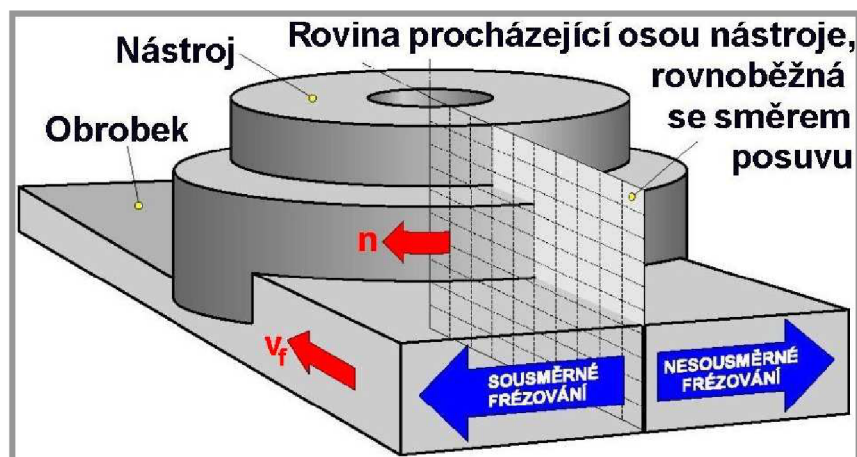
Maximální zatížení						
Nástroj	D [mm]	vc [m/min]	fz [mm/zub]	ap [mm]	ae [mm]	z [-]
11523	80	180	0,2	4	1/4	10
GG30	80	200	0,22	4	1/4	10
Slitina hliníku	50	700	0,15	6	2/3	3
Střední obrábění						
Nástroj	D [mm]	vc [m/min]	fz [mm/zub]	ap [mm]	ae [mm]	z [-]
11523	32	180	1,2	1	1/5	3
GG30	32	200	1,3	1	1/5	3
Slitina hliníku	25	700	0,15	3	2/3	3
Dokončovací operace (kulové frézy)						
Nástroj	D [mm]	vc [m/min]	fz [mm/zub]	ap [mm]	ae [mm]	z [-]
n(5700)	16	260	0,15	1	1	2
n(12000)	12	470	0,139	0,5	0,5	2
n(16100)	12	630	0,139	0,5	0,5	2
Vrtací operace (plátkové vrtáky)						
Nástroj	D [mm]	vc [m/min]	fz [mm/zub]	z [-]	úhel κ_r	
11523	18	100	0,27	2	135°	
GG30	13	120	0,2	2		
Slitina hliníku	9,5	396	0,17	2		

3.3 Výpočet zátěžného spektra

3.3.1 Výpočet řezných sil při frézování

Frézování je jedna z metod třískového obrábění, při které je materiál obrobku odebírán pomocí břitů rotujícího nástroje. Při kontaktu mezi nástrojem a obráběným materiálem vzniká řezná síla, která je rovna měrnému řeznému odporu. Velikost řezné síly závisí na fyzikálních vlastnostech materiálu, velikosti průřezu třísky, geometrii nástroje řezném prostředí apod. Z technologického hlediska je možné rozlišovat dva základní typy obrábění a to frézování čelní a frézování válcové (sousedné, nesousedné). U obou typů obrábění dochází ke změně průřezu třísky v závislosti na úhlu posuvového pohybu ϕ_i a další vliv má úhel nastavení hlavního ostří κ_r .

Protože jsou nástroje a řezné podmínky získané od firmy Fermat Brno stanoveny pro čelní frézování, budou také získané řezné síly vycházet z této frézovací metody. [11,12]



Obr. 10 Ukázka čelního frézování [12]

3.3.1.1 Výpočet řezné síly a potřebného výkonu při obrábění materiálu GG30 maximálním zatížením

Zadané vstupní hodnoty:

Průměr nástroje (frézy) $D = 80\text{mm}$

Řezná rychlost nástroje $v_c = 200 \frac{\text{m}}{\text{min}}$

Posuv na zub nástroje $f_z = 0,22 \frac{\text{mm}}{\text{zub}}$

Počet zubů nástroje $z = 10$

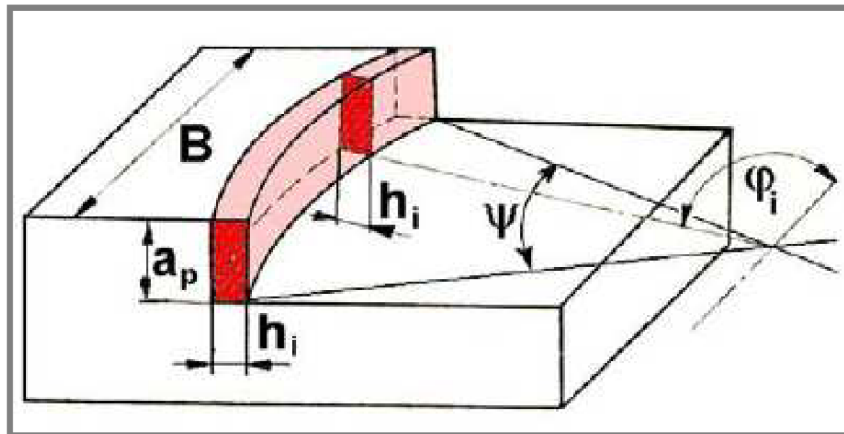
Úhel nastavení hlavního ostří $\kappa_r = 90^\circ$

Rozměry třísky $a_p = 4\text{mm}$

$$a_e = \frac{1}{4} D$$

Materiál:

Šedá litina s označením GG30

Měrný řezný odpor materiálu $k_{c_{GG30}} = 1400 \text{ MPa}$ Exponent vlivu tloušťky třísky $mc = 0,28$ 

Obr. 11 Průřez třísky při čelním frézování [12]

Průřez třísky se během záběru břitu a obráběného materiálu mění v závislosti na úhlu nastavení hlavního ostří a úhlu posuvového pohybu φ_i . Pro stanovení maximální řezné síly je důležitý maximální průřez a počet zubů nástroje, které jsou současně v záběru. Proto je nutné počítat s hodnotou úhlu $\varphi_{MAX} = 90^\circ$.

Výpočet:Jmenovitá tloušťka třísky

$$h = f_z \cdot \sin(\kappa_r) \cdot \sin(\varphi_{MAX}) \quad (3.1)$$

$$h = 0,22 \cdot \sin(90^\circ) \cdot \sin(90^\circ)$$

$$h = 0,22 \text{ mm}$$

Jmenovitá šířka třísky

$$b_D = \frac{a_p}{\sin(\kappa_r)} \quad (3.2)$$

$$b_D = \frac{4}{\sin(90^\circ)}$$

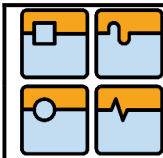
$$b_D = 4 \text{ mm}$$

Jmenovitý průřez třísky pro i-tý zub

$$A_D = h \cdot b_D \quad (3.3)$$

$$A_D = 0,22 \cdot 4$$

$$A_D = 0,88 \text{ mm}^2$$

Počet zubů v záběru při čelním frézování

$$\sin(\alpha) = \frac{\frac{a_e}{D}}{\frac{20}{2}} \quad (3.4)$$

$$\sin(\alpha) = \frac{\frac{2}{80}}{\frac{2}{20}}$$
$$\sin(\alpha) = 0,25 \Rightarrow \alpha = 14^\circ 47'$$
$$\psi = 2 \cdot \alpha \quad (3.5)$$

$$\psi = 2 \cdot 14^\circ 47'$$

$$\psi = 29^\circ 34'$$

$$n_{zP} = z \cdot \frac{\psi}{360^\circ} \quad (3.6)$$

$$n_{zP} = 10 \cdot \frac{29^\circ 34'}{360^\circ}$$

$$n_{zP} = 0,821 \Rightarrow \text{počet zubů v záběru } n_z = 1$$

Měrná řezná síla pro materiál GG30

$$k_{cGG30} = \frac{k_{c1GG30}}{[f_z \cdot \sin(\kappa_r) \cdot \sin(\varphi_{MAX})]^{mc}} \quad (3.7)$$

$$k_{cGG30} = \frac{1400}{[0,22 \cdot \sin(90) \cdot \sin(90)]^{0,28}}$$

$$k_{cGG30} = 2139 \text{ MPa}$$

Výpočet řezné síly při čelním frézování materiálu GG30

$$F_{cGG30} = k_{cGG30} \cdot A_D \quad (3.8)$$

$$F_{cGG30} = 2139 \cdot 0,88$$

$$F_{cGG30} = 1882 \text{ N}$$

Výpočet řezného výkonu pro čelní frézování materiálu GG30

$$P_{cGG30} = \frac{F_{cGG30} \cdot v_c}{60} \quad (3.9)$$

$$P_{cGG30} = \frac{1882 \cdot 200}{60}$$

$$P_{cGG30} = 6275 \text{ W}$$



Výpočet řezných sil pro zbylé materiály při dalších řezných podmínkách je analogický předešlému výpočtu a je obsažen v příloze této práce. Výsledné řezné při frézování síly jsou zahrnuty do Tab. 4. [11,12]

3.3.2 Výpočet řezných sil při vrtání

Univerzální hlava je schopná obrábět materiál nejen frézováním, ale také vrtáním. Z tohoto důvodu je nutné vypočítat řezné síly i při této operaci. Řezné podmínky vrtání budou opět brány z podkladů firmy Fermat Brno CZ (Tab.3).

Zadané vstupní hodnoty:

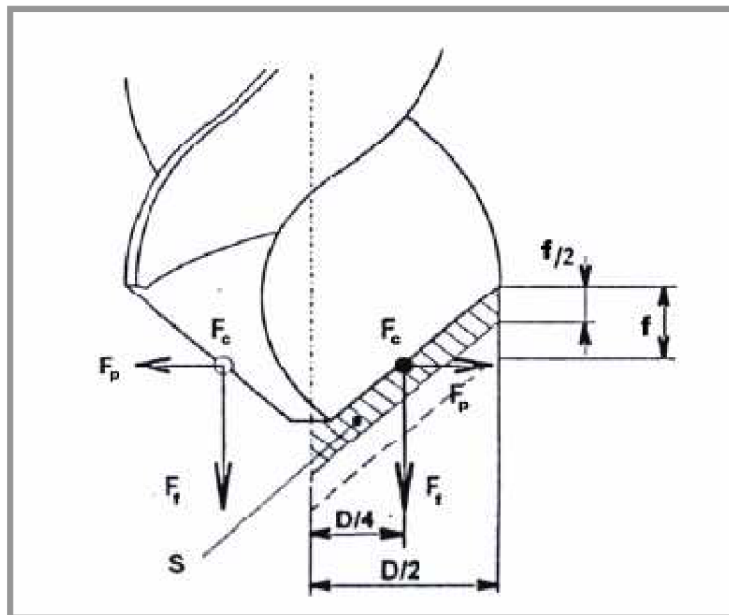
Průměr nástroje (vrtáku) $D = 13\text{mm}$

Řezná rychlost nástroje $v_c = 100 \frac{\text{m}}{\text{min}}$

Posuv na zub nástroje $f_z = 0,2 \frac{\text{mm}}{\text{zub}}$

Úhel nastavení hlavního ostří $\kappa_r = 135^\circ$

Počet zubů nástroje $z = 2$



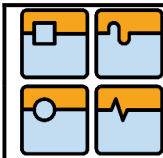
Obr. 12 Rozložení sil při vrtání [12]

Materiál:

Šedá litina s označením GG30

Měrný řezný odpor materiálu $k_{c_{GG30}} = 1400\text{MPa}$

Exponent vlivu tloušťky třísky $m_c = 0,28$

VýpočetPosuv na otáčku

$$f = f_z \cdot z \quad (3.10)$$

$$f = 0,2 \cdot 2$$

$$f = 0,4 \frac{mm}{ot}$$

Tloušťka třísky

$$h_D = \frac{f}{2} \cdot \sin\left(\frac{\kappa_r}{2}\right) \quad (3.11)$$

$$h_D = \frac{0,4}{2} \cdot \sin\left(\frac{135^\circ}{2}\right)$$

$$h_D = 0,185mm$$

Šířka třísky

$$b_D = \frac{D}{2 \cdot \sin\left(\frac{\kappa_r}{2}\right)} \quad (3.12)$$

$$b_D = \frac{13}{2 \cdot \sin\left(\frac{135^\circ}{2}\right)}$$

$$b_D = 7,036mm$$

Průřez třísky při vrtání

$$A_D = h_D \cdot b_D \quad (3.13)$$

$$A_D = 0,185 \cdot 7,036$$

$$A_D = 1,3mm^2$$

Výpočet měrné řezné síly k_{cGG30}

$$k_{cGG30} = \frac{k_{c1GG30}}{h_D^{mc}} \quad (3.14)$$

$$k_{cGG30} = \frac{1400}{0,185^{0,28}}$$

$$k_{cGG30} = 2246MPa$$

Řezná síla při vrtání

$$F_{cGG30} = k_{cGG30} \cdot A_D \quad (3.15)$$

$$F_{cGG30} = 2246 \cdot 1,3$$

$$F_{cGG30} = 2920N$$

Řezný výkon při vrtání materiálu GG30

$$P_{cGG30} = \frac{F_{cGG30} \cdot v_c}{2 \cdot 60} \quad (3.16)$$

$$P_{cGG30} = \frac{2920 \cdot 120}{2 \cdot 60}$$

$$P_{cGG30} = 2920W$$

Kroutící moment v ose vrtáku

$$M_{cGG30} = 2 \cdot \frac{F_{cGG30}}{2} \cdot \frac{D}{2 \cdot 1000} \quad (3.17)$$

$$M_{cGG30} = 2 \cdot \frac{2920}{2} \cdot \frac{13}{2 \cdot 1000}$$

$$M_{cGG30} = 18,981Nm$$

Výpočet řezné síly při zbylých materiálech je analogický jako výpočet sil při vrtání litiny a je uveden v příloze této práce. Souhrn všech vypočítaných sil při vrtání je uveden v *Tab. 3.* [11,12]

Tab. 4 Výsledné síly, výkony a kroutící momenty při frézování a vrtání

Druh operace	Způsob obrábění	Typ operace	Materiál	Řezná síla [kN]	Řezný výkon [kW]	Kroutící moment [Nm]
Frézování	Čelní	Maximální zatížení	11 523	1,794	5,383	
			GG30	1,882	6,275	
			hliník	1,302	15,18	
		Střední obrábění	11 523	1,72	5,159	
			GG30	1,691	4,228	
			hliník	0,65	7,592	
		Dokončovací operace (kulové frézy)	11 523	0,361	1,567	
			GG30	0,169	1,324	
			hliník	0,204	2,151	
Vrtání		(plátkové vrtáky)	11 523	5,158	4,298	46.419
			GG30	2,92	2,92	18.981
			hliník	1,154	3,81	5.484

Z *Tab.4* vyplývá, že síly působící na nástroj budou poměrně velké. Je však nutné brát v úvahu, že zadané řezné podmínky byly dány pro univerzální frézovací hlavu, která není schopná se během obrábění otáčet, ale naopak je vždy zpevněna. Z toho vyplývá, že univerzální hlava s plynulou možností natáčení při obrábění musí být zatížena menšími silami. Řezné síly mají vliv na návrh pohonů jednotlivých os. Ačkoliv jsou síly při vrtání o

mnoho větší na návrh pohonu vliv mít nebudou, protože při vrtání bude hlava vždy zpevněna v požadované vrtací poloze pomocí brzdy.

3.4 Elektrovřeteno

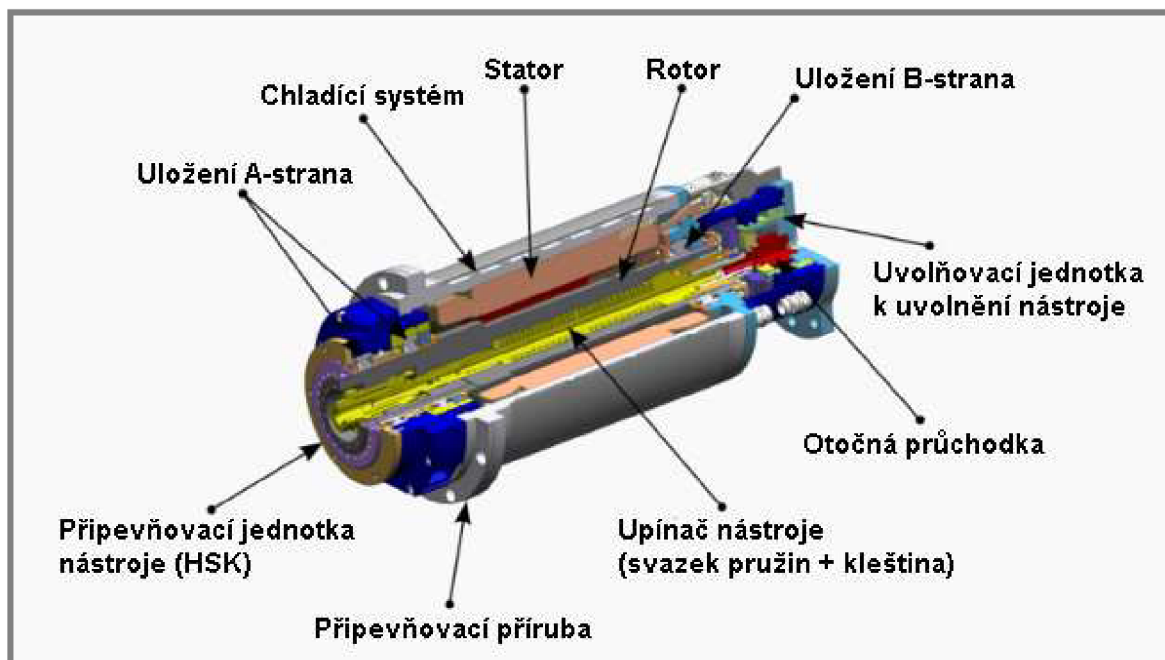
Elektrovřeteno je dnes již nedílnou součástí mnoha moderních obráběcích strojů.

Hlavní oblasti použití elektrovřetena jsou obráběcí centra a CNC- obráběcí stroje z oblasti soustruhů, brusek a frézek, HSC, HPC, v konstrukci forem a stejně tak v produkci automobilů a letecké dopravě.

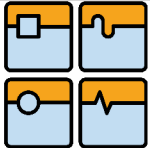
Na kvalitě a přesnosti tohoto centrálního modulu závisí výkon a přesnost celého stroje a tedy i přesnost obrábění.

Elektrovřetena obecně lze rozdělit do dvou základních skupin. První skupinu tvoří vřetena nesoucí a zároveň pohánějící nástroj (vrtací, frézovací a brousící stroje). Druhou skupinou jsou vřetena, která udělují rotační pohyb obrobku (především u soustruhů).

Podstatnou vlastností elektrovřeten je jejich kompaktní stavba, což pozitivně působí na potřebný prostor v prostoru stroje. Samotné elektrovřeteno má několik důležitých a hlavních částí, na kterých závisí vlastnosti i kvalita samotného vřetena. Mezi tyto části lze zařadit jak pohon vřetene, uložení hřídele, upínání a připojování nástroje, tak i sensoriku a velmi důležité je i dostatečné mazání a chlazení. [14]



Obr. 13 Základní části elektrovřetena [14]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 37
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

3.4.1 Pohon elektrovřetena

Jak již z názvu vyplývá, je pohonnou jednotkou vřetena elektromotor (stator, rotor) a to buď synchronní anebo asynchronní.

- Synchronní motory - jsou charakteristické permanentními magnety uvnitř rotoru, které umožňují vyšší točivý moment než asynchronní motory se stejnými rozměry. Nabízejí se převážně u vřeten, která musí přeměňovat vysoké kroutící momenty při nízkých otáčkách. Zde se může při stejném objemu motoru a stejném proudu poskytovat značně vyšší moment. Další použití pro synchronní motory může být viděno u vysoce dynamických rychle běžících vřeten, která musí dávat nízké trvalé výkony.
- Asynchronní motory - mají výhody převážně v oblasti standardních elektrovřeten, to znamená pro vřetena univerzálních center s otáčkami do 20 000 1/min u kterých se musí pracovat ve spodní oblasti s poměrně vysokým kroutícím momentem přesto také požadován dostatečný výkon při vysokých otáčkách.

Velkou výhodou elektrovřeten je, že mezi pohonem (motorem) a výstupem (vřetenem) není žádná převodovka. Z toho vyplývá nejen zmenšení zástavbových rozměrů, ale také snížení ztrát a zvýšení účinnosti celého systému.

Maximální výkon motoru je přímo úměrný objemu statoru. Současně je ale motor integrovanou komponentou vřetena a musí se tedy rovnat prostorovému, většinou velmi kompaktnímu dimenzování. S výkonem elektrovřetena je spojen také problém s ohříváním, které se zvyšuje s trvalým výkonem motoru a musí se odvádět skrze adekvátní chlazení. Nejčastěji dochází k použití integrovaného vodního chlazení statoru v plášti a použít je možné vzduch i vodu. [14]

3.4.2 Hřídel elektrovřetena

Centrálním elementem elektrovřetena je pracovní vřeteno, tedy hřídel s integrovaným připojením nástroje. Tato hřídel musí být dostatečně tuhá, aby se při působení radiální síly neprohnula. Cílem je co možná vysoká tuhost, která závisí na průměru hřídele a použitém materiálu. Velký průměr naopak vede k vysokému momentu setrvačnosti, který zvyšuje spotřebu energie při zrychlování. Vedle toho hraje velkou roli i dynamické chování hřídele. Rotující hřídel představuje s pohonem a uložením kmitající systém, který může při dosažení vlastní frekvence vést k těžkým škodám.

Dodatečně se požaduje u stále více obráběcích strojů i vnitřní přívod chladicí kapaliny. Tato kapalina se přitom vede přes otočnou průchodku do axiální díry v hřídeli až k nástroji. Nástroj samotný musí obsahovat malé otvory, kterými chladicí kapalina vystupuje a tím může nástroj chladit. [14]

3.4.3 Připojovací jednotka nástroje

Pracovní vřeteno nesoucí nástroj na obráběcím stroji má vlastní smysl jen tehdy, když se může měnit také nástroj. Moderní obráběcí stroje mají pracovat pokud možno samostatně a tedy také automaticky měnit nástroj. Požadovaná je proto takzvaná připojovací jednotka nástroje, která umožní vysoce opakovatelnou přesnost, to znamená, že stejný nástroj, který se dvakrát za sebou upne, má běžet s přesně stejnou přesností. Tato přesnost se při běhu projevuje přímo na přesnosti obrábění. Oproti tomu vede nepřesnost k nevyváženosti, která ovlivňuje celý proces a při vysoké rychlosti otáčení může mít těžké následky. [14]

K upnutí nástroje se používají především upínací kužely:

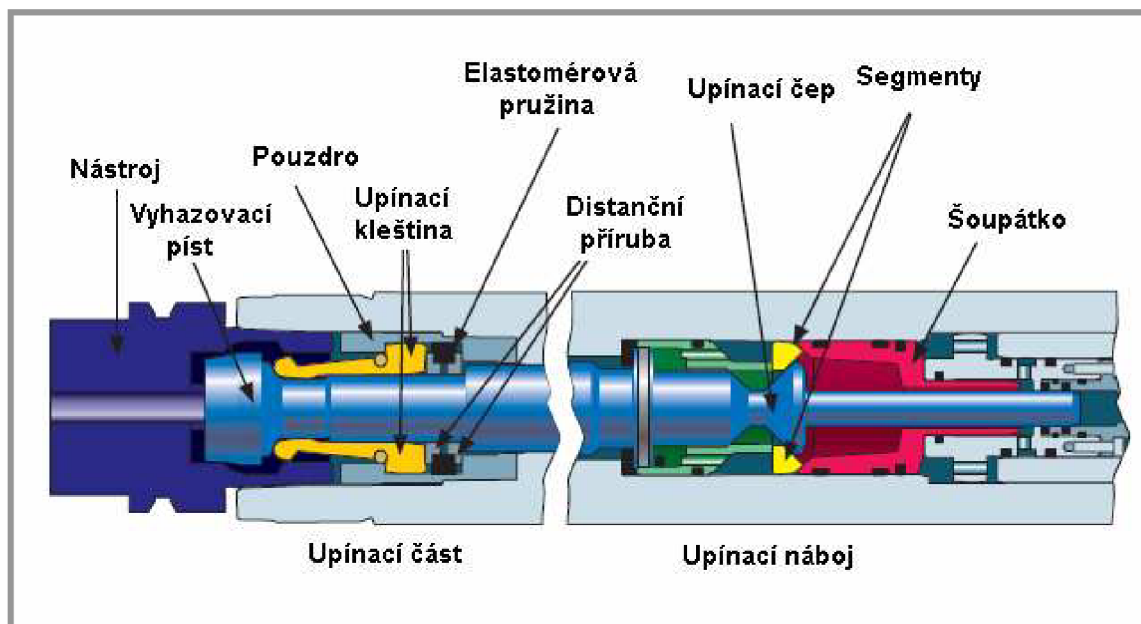
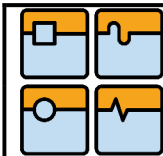
- ISO (SK)- kužel 7/24
- HSK
- Coromant Capto



Obr. 14 Upínací kužel ISO a HSK [15]

Při velkých rychlostech otáčení, jaké se vyskytují například u obráběcích strojů automobilního průmyslu nebo HSC-použití, se nachází téměř vždy kužely HSK.

Vedle upevnění nástroje se skládá připojovací jednotka výkonného elektrovřetena z automatického upínání nástroje, které má za úkol fixovat nástroj ve vřetenu. K tomu se nabízí systém spočívající v hydromechanice nebo mechanice, to znamená síle vyvozené pružinami (upínání talířovými pružinami). Uvolnění nástroje se provádí pomocí hydraulické nebo pneumatické uvolňovací jednotky, která tlačí při klidovém stavu proti síle pružiny a tím nástroj uvolní. [14]



Obr. 15 Mechanismus upnutí nástroje u elektrovřetena firmy Cytec [5]

3.4.4 Uložení

Uložení hřídele má rovněž důležitý vliv na kmitové vlastnosti systému a musí se přizpůsobit odpovídajícím požadavkům. V konstrukci vřetena se nejčastěji používají radiálně axiální ložiska, nazývané také ložiska vřetenové. Tyto typy ložisek mohou pohltit vedle radiálních sil také působící síly axiální, které vznikají vlivem posuvu. Vysoká rychlost otáčení hřídele způsobují v kuličkových ložiscích vysoké zatížení odstředivými silami. I z tohoto důvodu se často používají hybridní kuličková ložiska (kulička z keramiky, kroužek z oceli). Použitím keramiky (nitridu křemíku) u kuliček je možné zvýšit pevnost a redukovat měrnou hmotnost, což sníží zatížení odstředivou silou. Radiálně axiální ložiska se montují vždy párově. Párování se provádí v závislosti na otáčkách a mechanickém zatížení, v nejjednodušším případě se jedná o uspořádání do tvaru O.

Velmi důležité je také mazání ložisek, které se provádí trvalou tukovou náplní (popř. kolomazem) a pro vysoké otáčky se v posledních letech osvědčilo jako vhodné mazání směsí oleje a vzduchu. U tohoto způsobu mazání se permanentně vkládá extrémně malé množství vysoce viskózního oleje do proudu vzduchu, který tento olej transportuje přímo do ložiska. [14]

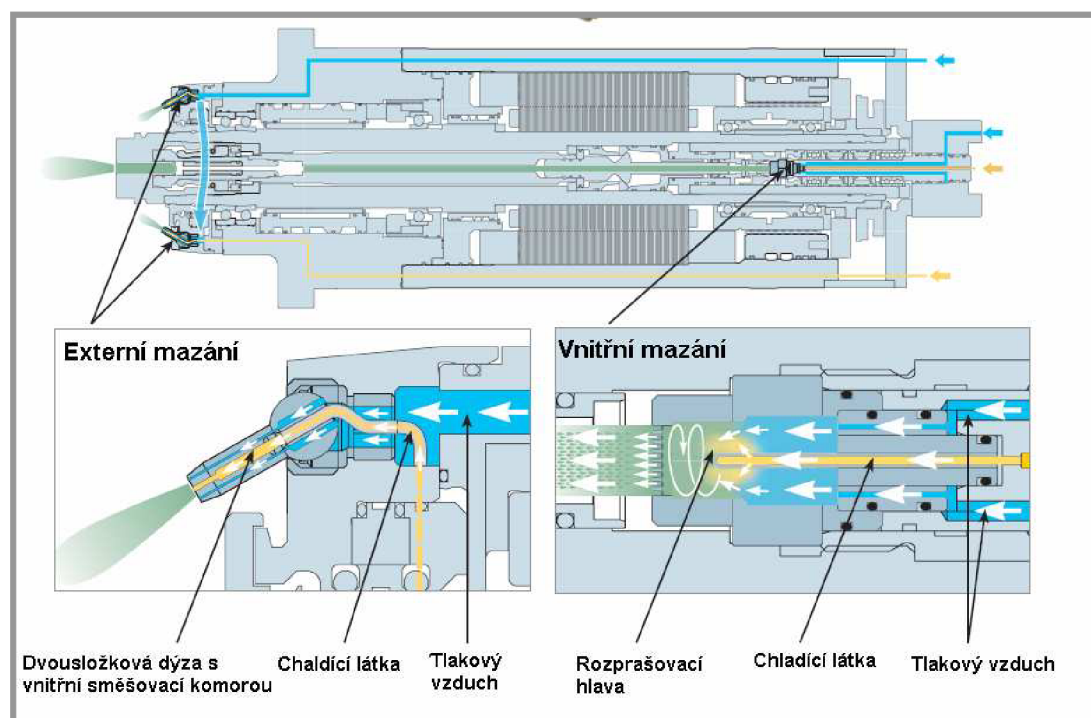
3.4.5 Senzorika

Protože se moderní elektrovřetena používají ve vysoce produktivních strojích, musí se eventuální vzniklé funkční chyby co nejdříve odhalit, předat dále do řízení stroje a provést korekce. Z tohoto důvodu je v elektrovřetenu řada rozličných snímačů a senzorů, mezi které například patří:

- Teplotní čidla ložisek - používají ke zjišťování teploty v procesu. Poté co vřeteno běží, teplota je kontrolována (regulována) nepřetržitě NC strojem. Tento postup umožňuje sledovat teplotu ložisek a vyhodnotí možné výchytky způsobené tepelným účinkem.
- Snímače vibrací – používají se, aby se zabránilo havárii anebo použití nevyvážených nástrojů, popřípadě se zjistil stav opotřebení. Výhody využití toho snímače jsou následující:
 - delší životnost elektrovřetena
 - optimalizace životnosti nástroje
 - zlepšení kvality práce
- Senzory přesné pozice nástroje, a další.

Pro navrhovanou univerzální hlavu budou zvoleny 3 elektrovřetena jedné rozměrové řady, která co nejlépe pokryjí požadované výkony, které vychází z výpočtu zátěžného spektra viz. *Tab. 4* a zároveň budou vhodně odstupňovány z pohledu dosahovaných otáček. Stejnými vnějšími rozměry bude tedy možné měnit elektrovřeteno podle potřeb a požadavků zákazníka, aniž by bylo zapotřebí velkých konstrukčních zásahů do vlastní konstrukce hlavy. [5,14,16]

Mezi světové výrobce lze zařadit firmy jako je například: Cyttec, Franz Kessler, Omlat, Fischer a WEISS GmbH.



Obr. 16 Chlazení elektrovřetena u firmy Cyttec [5]

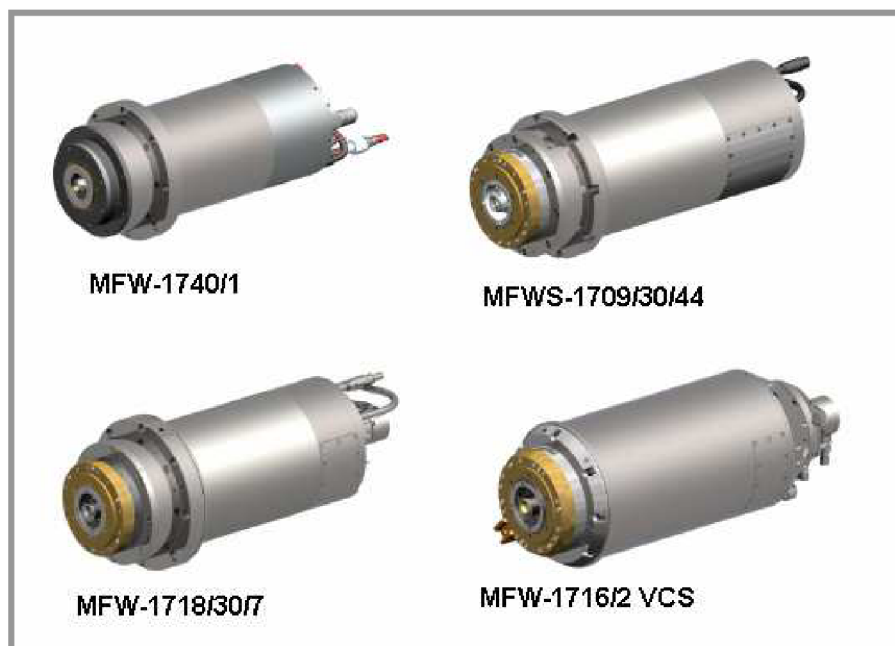
3.4.6 Volba vhodného elektrovřetena

Volbu vhodného elektrovřetena je nutno podřídit několika faktorům mezi které patří:

- Parametry elektrovřetena musí splňovat výkonnostní i otáčkové parametry, které vychází ze zátěžového spektra (*Tab. 3*).
- Je snahou měnit elektrovřetena dle přání zákazníka, proto je nutné, aby v požadované rozměrové řadě bylo více typů elektrovřeten se stejnými přípojnými rozměry.
- Charakteristický průměr elektrovřetena 170 - 180 mm.
- Nabídka elektrovřeten v dané řadě by měla být rovnoměrně odstupňována z pohledu otáček, aby bylo možné zvolit zařízení, které splní co nejlépe technologické požadavky.
- Elektrovřeteno by mělo být co možná nejlehčí, aby moment který vytvoří na ložisko byl také minimální

Dle výše uvedených požadavků je možné vybírat elektrovřetena od tří výrobců, mezi které patří Franz Kessler, CyTec a Fischer.

Z hodnot zahrnutých do *Tab. 5* vyplývá, že nejvhodnějším dodavatelem elektrovřeten bude firma Fischer Precise. Z pohledu výkonu i kroutícího momentu splňují všechna vřetena požadavky vycházející z rezných podmínek. Hlavním důvodem volby tohoto výrobce je nejmenší průměr elektrovřetena, čímž bude možné i celkové zmenšení frézovací hlavy, snížení momentů setrvačnosti a tedy i menší zátěž na ložiska a pohony obou os. Výhodou je také, že všichni výrobci mají v dané typové řadě alespoň čtyři odstupňované typy elektrovřeten a tím bude i širší nabídka pro koncového zákazníka.



Obr. 17 Zvolená elektrovřetena od firmy Fischer [17]

Tab. 5 Srovnání parametrů elektrovřeten tří různých výrobců [5, 17, 18]

Franz Kessler	SMS 080.40.8.	SMS 080.40.6.	SMS 080.36.4.	SMS 080.32.4.
výkon S1/S6 (kW)	25/30	28/37	43/64	43,5/55
kroučicí moment S1/S6 (Nm)	120/144	90/120	60/90	38/48
max. otáčky (1/min)	12000	10000	20000	28000
jmenovité otáčky (1/min)	2000	3000	6800	11000
průměr vřetena cca (mm)	180-190	180-190	180-190	180-190
upínání nástroje	HSK-A100	HSK-A63	HSK-A63	HSK-A63
Cytec M21				
	CS-21-180-A	CS-27-180-A	CS-34-180	CS-40-180
výkon S1/S6 (kW)	21/27	27/32	34/43	40/50
kroučicí moment S1/S6 (Nm)	100/130	130/170	72/91	39/51
max. otáčky (1/min)	18000	12000	24000	30000
jmenovité otáčky (1/min)	2000	2000	4500	9870
průměr vřetena (mm)	180	180	180	180
upínání nástroje	HSK-A63	HSK-A63	HSK-A63	HSK-A50
FISCHER Precise				
	MFW-1740/1	MFWS-1709/30/44	MFW-1718/30/7	MFW-1716/2 VCS
výkon S1 (kW)	40	20	42	27
kroučicí moment S1 (Nm)	9,55	21,2	22,3	61
max. otáčky (1/min)	40000	30000	30000	16000
délka (mm)	450	465	415	411
průměr vřetena (mm)	170	170	170	170
upínání nástroje	HSK-F63	HSK-A63	HSK-A63	HSK-A63

3.5 Volba pohonů osy A a C

K pohonu obou os bude použit servomotor spojený s harmonickou, popřípadě planetovou převodovkou. Tento princip pohonu byl zvolen z několika důvodů. Jedná se o variantu, která je cenově levnější než například použití pohonu s torque motorem, ale zároveň je to pohon tuhý, bezvůlový v ozubení, a tedy je i schopen dosáhnout velké přesnosti, která je požadována při natáčení jednotlivých os. Dalším důvodem bylo i zadání této práce, dle kterého se měl tento typ pohonu použít.

3.5.1 Princip funkce převodovky Harmonic-Drive

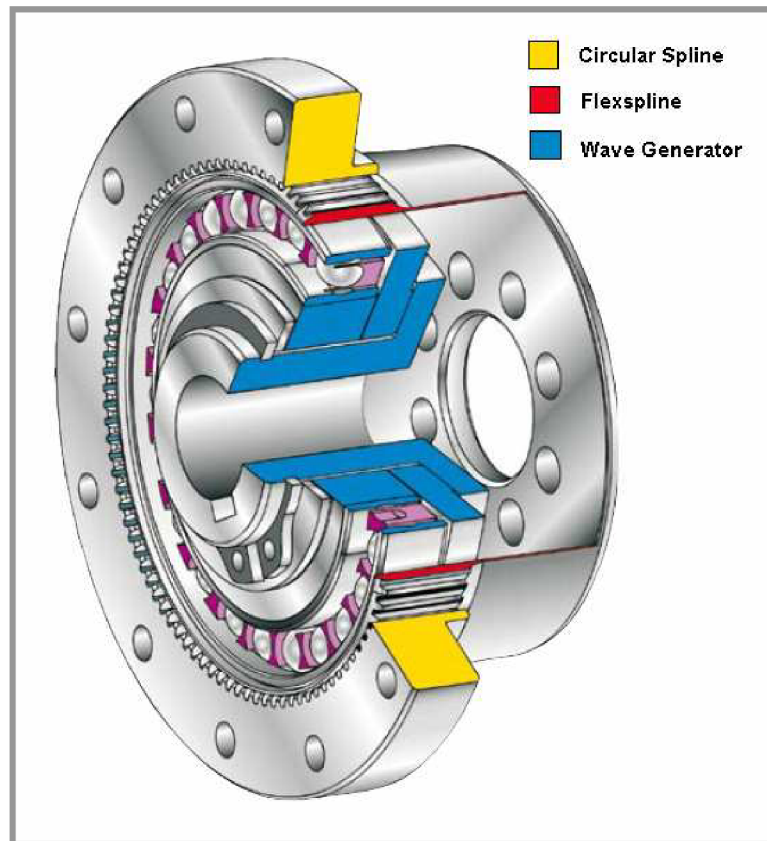
Základem konstrukce této převodovky je hnací člen tzv. Wave Generátor (generátor vln). Ten má tvar elipsy a skrze speciální kuličkové ložisko působí a deformuje další člen a to Flexspline. To je válcové tvarovatelné pouzdro opatřené vnějším ozubením. Tyto zuby jsou při otáčení v záběru s ozubením vnitřním, které je součástí další části převodovky a to Circular Spline. Otáčením Wave generátoru dochází k přesunování velké eliptické osy a tím také oblasti, ve které jsou zuby v kontaktu. Jedním otočením dokola Wave generátoru dojde k relativnímu pohybu mezi Flex splinem a Circular splinem o dva zuby. To je totiž rozdíl zubů mezi oběma ozubeními. Při zafixovaném Circular splinu se otáčí Flex spline jako hnaný člen opačně k pohonu. Převodový poměr, který je schopen tato převodovka vytvořit je od 30:1 až do 320:1 v jednom převodovém stupni. [6]



Obr. 18 Princip funkce převodovky Harmonic drive [6]

Mezi velké přednosti tohoto typu převodovek patří zejména dle [6]:

- Bezvůlovost – nevykazují během celé doby životnosti žádné zvýšení vůle v ozubení
- Výborná přesnost převodu (v řádech úhlových minut) a opakovatelnost (v řádech úhlových sekund)
- Malá hmotnost a kompaktní provedení
- Schopnost přenášet větší kroutící momenty než konvenční převodovky díky větší oblasti záběru zubů
- Vysoká účinnost – dosahují účinnosti až téměř 85%
- Jsou samobrzdicí a nevykazují žádné Stick- Slip- chování
- Vysoká torzní tuhost
- U některých typů je možné využít dutou hřídel, která je vhodná pro vedení kabelů a jiných součástí
- Vysoká spolehlivost a dlouhá trvanlivost



Obr. 19 Řez převodkou Harmonic Drive [6]

3.5.2 Princip funkce planetové převodovky

Planetová převodovka je opět kompaktním typem převodového ústrojí, ve kterém dochází ke kontaktu zubů mezi centrálním kolem, satelity a korunovým kolem. Kroutící moment je možné přivádět jak na kolo centrální, tak i na korunové a zpřevodovaný výstupní moment se odebírá ze satelitů, které jsou vzájemně spojeny unášedčem.

Pokud je nutný převod do pomala, bude vstupem kolo centrální a tedy zabrzděné bude kolo korunové. Převodový poměr, který je tento typ převodovky schopen vytvořit leží v oblasti od 3:1 až do 45:1 a možná je i dvoustupňová konstrukce. Prvním stupněm je možné vytvořit převod do cca. $i = 5$. Pokud je nutný převod vyšší hodnoty, je nutné použít druhý stupeň.

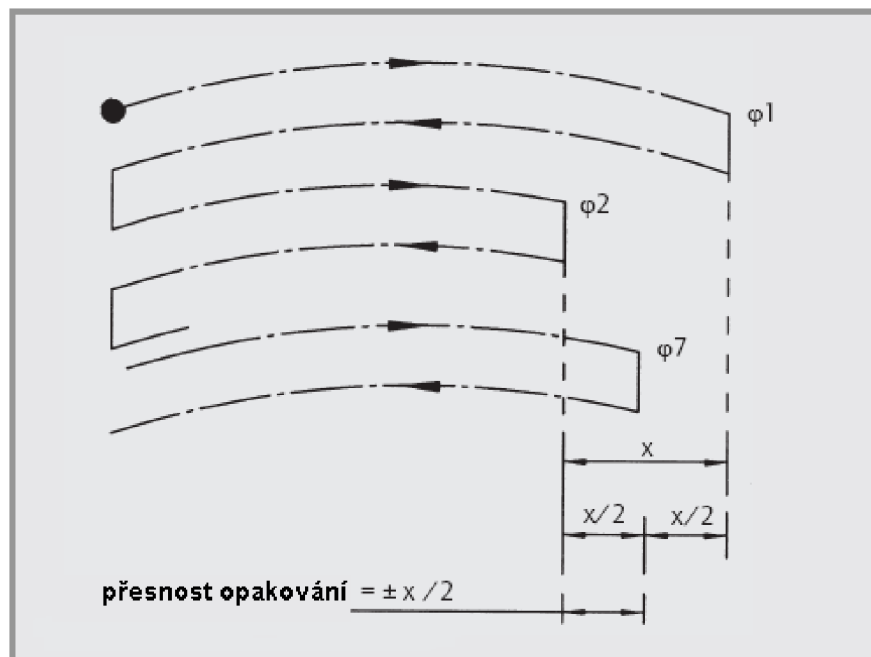
Přednosti planetové převodovky dle [6]:

- Vysoká účinnost až 90%
- Vysoká klopná tuhost díky použití křížového ložiska
- Vůle v ozubení menší než 1 úhlová minuta
- Jednoduché a rychlé připojení motoru. Spojení mezi oběma částmi zaručuje spojka.
- Přesnost opakování je v oblasti ± 20 úhlových sekund
- Menší rozměry oproti klasickým převodovkám
- Jednodušší řazení díky kolům ve stálém záběru
- Vyšší životnost

3.5.3 Profil zubů a přesnost opakování

Základem a stěžejním prvkem obou typů převodovek, které byly dosud popsány, je ozubení a jeho přesnost. Firma Harmonic-Drive AG, z jejichž nabídky budou pohony os vybrány, používá patentované IH-ozubení. Hlavní rozdíl mezi klasickým a IH- ozubením spočívá ve velikosti oblasti záběru zubů. Zatímco např. u převodovek Harmonic-Drive je u klasického ozubení záběr 15°, u IH ozubení je tato hodnota až 30°. To má pozitivní vliv na menší zatížení Wave generátoru a tedy i prodloužení životnosti kuličkového ložiska. Mimo jiné tím také dochází ke zdvojení torzní tuhosti.

Jednou z hlavních vlastností převodovky Harmonic-Drive i převodovky planetové je opakovatelná přesnost v řádech několika úhlových minut. Touto přesností se rozumí odchylka, která vznikne při opakovaném najíždění na požadovanou hodnotu při stejném směru otáčení. Je tedy definována jako polovina maximální odchylky, viz *Obr. 20*. [6]



Obr. 20 Příklad měření přesnosti opakování u výrobků firmy Harmonic Drive AG [6]

3.5.4 Servomotor

Servomotor je elektrický motor, který je možné pomocí regulátoru řídit momentově, rychlostně ale i z hlediska pozice natočení. Jako pohon může být použitý synchronní, asynchronní i stejnosměrný motor. Každý servomotor má zabudované odměřovací zařízení, jehož úkolem je sledovat například aktuální polohu. Důležitou součástí servomotoru je odměřovací zařízení (resolver, inkrementální nebo absolutní snímač).

Elektrický regulátor poté srovnává data ze snímače a porovnává s požadovanými. Pokud se vyskytne rozdíl mezi těmito hodnotami působí regulátor na měnič tak, aby výsledný rozdíl ležel v toleranci možných odchylek. Celý proces kontroly je poté znovu proveden pomocí

zpětné vazby. Elektrické servomotory jsou z důvodu tepelných ztrát řízeny prakticky výhradně tranzistorovými měniči s pulzně šířkovou modulací (PWM), aby se předcházelo přehřívání. [19,20]



Obr. 21 Servomotory firmy Harmonic Drive AG [6]

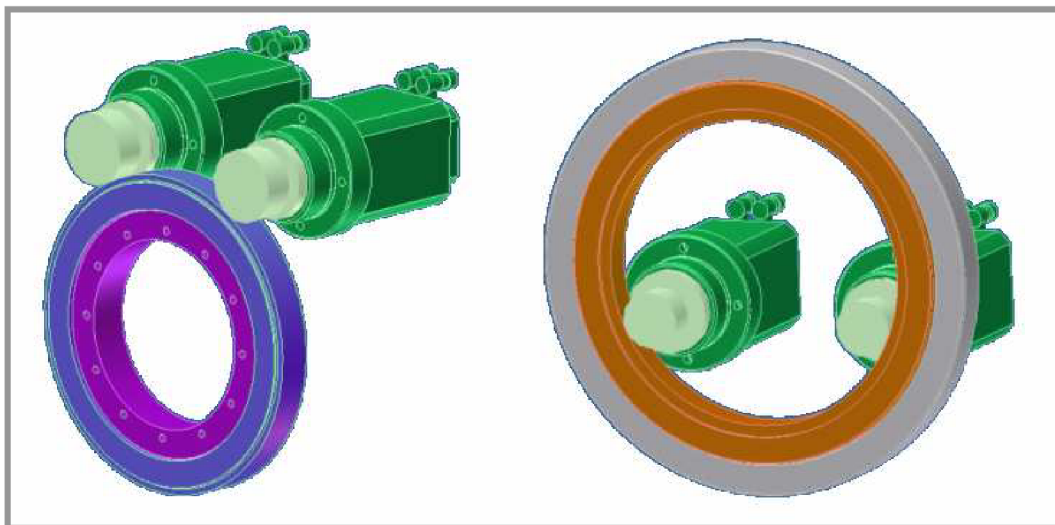
3.5.5 Konstrukční uspořádání pohonů osy A a C

Možných variant, konstrukčního uspořádání se nabízí hned několik. Je však nutné, aby splňovaly několik nutných podmínek.

- Musí být vytvořeno dostatek místa, aby bylo možné protáhnou datové a silové kabely elektrovřetena, servopohonu a odměřování a zároveň i potrubí, kterým budou vedena média pro chlazení, ofukování a mazání jednotlivých částí hlavy a nástroje.
- Kontrukce by měla být také pokud možno prostorově co nejmenší, aby byl zachován i menší rozměr celé hlavy.
- Pohon na ose C by měl být schopný vytvořit kroutící moment alespoň 1000 Nm a zároveň být schopen otočit osou C dokola alespoň 20x za minutu.
- Pohon na ose A by měl být schopný vytvořit kroutící moment alespoň 800 Nm a zároveň být schopen otočit osou C dokola alespoň 20x za minutu.

Konstrukční varianty:

1. Přímý pohon ze stroje
2. Použití pohonu s dutou hřídelí
3. Použití dvou pastorků v uspořádání Master and Slave
 - pastorky v záběru s vnitřním ozubením
 - pastorky v záběru s vnějším ozubením



Obr. 22 Schéma uspořádání motorů při záběru s vnitřním a vnějším ozubením

1. Přímý pohon ze stroje

Tento způsob provedení je možný pouze pro pohon osy C. Jako hnací člen je možné použít hřídel, která prochází vřeteníkem a je zakončena dvojicí kamenů. Celá tato hřídel je poháněna díky ozubeným řemenům z motoru, který je umístěn přímo ve stroji.

Nevýhodou tohoto způsobu konstrukce je předem nezajištěné přesné odměřování, které je umožnilo indexovat v hodnotách 0.001° , což je jedna z podmínek zadání této práce. Bylo by zde také nutné použití torzní spojky, která zaručí přesné natočení hlavy v závislosti na natočení motoru.

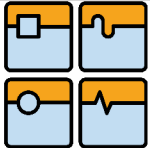
Z těchto důvodů nebude tato konstrukční varianta použita.

2. Pohon s dutou hřídelí

Pro tento typ uspořádání přichází předběžně v úvahu harmonická převodovka řady s označením HFUC. Po konzultaci ve firmě Fermat CZ se zjistilo, že prostor pro vedení kabelů a potrubí bude nutné mít otvor o průměru přibližně 200 mm. Maximální vnitřní průměr duté hřídele, který řada HFUC umožňuje, je pouze 80 mm. Z tohoto důvodu nebude možné tuto variantu použít.

3. Použití dvou pastorků Master and Slave

Celá hlava bude upevněna na vřeteník s rozměry čela 430 x 430 mm. Proto je snahou navrhnout rozměry hlavy tak, aby tyto rozměry pokud možno nepřevyšovaly. U tohoto typu konstrukce pohonů bude použito válečkové křížové ložisko s vnějším popřípadě vnitřním ozubením. Mezi výrobce, kteří se zabývají tímto druhem ložisek, patří firmy INA-FAG a PSL a.s. Z důvodů lepšího odstupňování řady velikosti ložisek byla vybrána firma PSL a.s.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 48
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- Pohonu s vnitřním ozubením – z katalogu výrobce je možné použít ložisko s označením 9I-1Z16-041 s parametry:

Vnější průměr ložiska $D = 486$ mm

Vnitřní průměr ložiska $d = 325,5$ mm

Modul zuby $m = 5$

Počet zubů $z = 67$

Z parametrů ložiska je patrné, že vnitřní průchozí otvor je větší než požadovaných cca 200 mm. Je však nutné počítat s tím, že určitou část tohoto prostoru zaberou pastorky a oba servomotory s harmonickou popřípadě planetovou převodovkou. Je také nutné, aby rozvod médií vedl přímo středem a při uvažovaném převodovém poměru mezi pastorkem a věncem 4:1 bude průměr tohoto pastorku přibližně 80 mm. Z toho vyplývá, že i při vhodném uspořádání pastorků blízko sebe nebude uvnitř dostatek místa.

Důležitým rozměrem je i vnější průměr ložiska, který je poměrně velký, a je nutno zahrnout i nutné krytování, proto by byl celkový rozměr hlavy ještě větší. V úvahu je nutno brát také nebezpečí poškození kabelu v případě, že by se dostal do oblasti záběru zubů.

Další velikost ložiska stejného typu má vnitřní průměr $d = 634$ mm, ale vnější průměr $D = 905$ mm, což je příliš mnoho.

Z výše uvedených důvodů vyplývá, že tuto možnost nebude možné také použít.

- Pohon s vnějším ozubením - z katalogu výrobce je možné použít ložisko s označením 9E-1Z16-0310-0111 s parametry:

Vnější průměr ložiska $D_1 = 403,5$ mm

Vnitřní průměr ložiska $d = 234$ mm

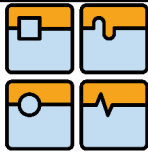
Modul zuby $m = 4,5$

Počet zubů $z = 88$

Parametry tohoto ložiska splňují požadavek vnitřního prostoru pro vedení médií a kabelů a zároveň je menší než rozměry vřeteníku, na kterém bude hlava upevněna.

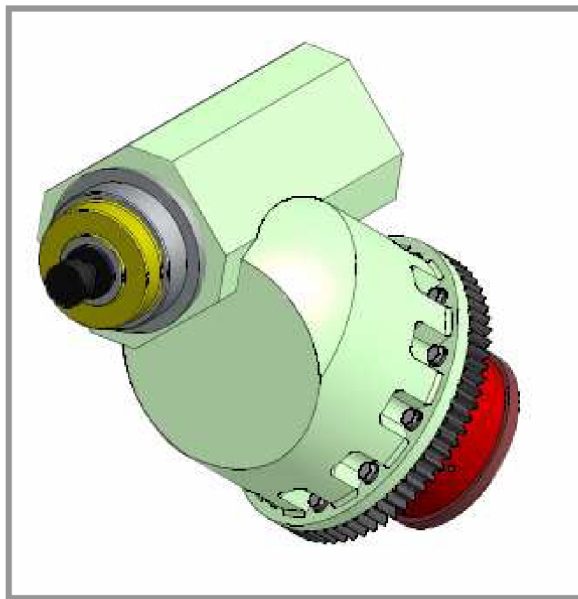
Z tohoto důvodu je možné toto ložisko a tento typ konstrukce použít.

Tato velikost ložiska bude použita při pohonu osy C. U pohonu osy A bude možné použít ložisko menší velikosti, protože jím bude nutné vést pouze kabely k elektrovřetenu a média pro chlazení vinutí, ofukování upínacího prostoru elektrovřeten a chlazení nástroje. Kabely odměřování, silové a datové kabely servomotorů již vedeny nebudou. Stejně tak i přívod oleje k zabrzdění hydraulické brzdy. [21]



3.5.6 Výpočet pohonů osy A

Při návrhu pohonu osy A je nutné vycházet ze zátěžného spektra, které bylo vypočítáno v kapitole 3.3.1. Pohon budou tvořit dva servomotory s odpovídající harmonickou, nebo planetovou převodovkou konstrukčně uspořádány do zapojení Master and Slave. Aby byl pohon dostatečně dimenzován z hlediska dynamiky i z hlediska výkonnostního, bude výpočet prováděn tak, aby k pohonu stačil pouze jeden motor. Tím bude celý pohon minimálně dvakrát předimenzován a bude minimalizováno vzniku vibrací ze strany motorů, které by měly negativní vliv na řezný proces a kvalitu obrobenej plochy.



Obr. 23 A-osa univerzální frézovací hlavy

Vstupní data:

Válečkové křížové ložisko s vnějším ozubením:

Vnější průměr $D_v = 342mm$

Vnitřní průměr ložiska $d = 180mm$

Roztečný průměr ozubení $D_{ov} = 336mm$

Modul ozubení $m = 3mm$

Počet zubů věnce $z = 112$

Šířka ozubení $B_1 = 30mm$

Hmotnosti jednotlivých částí, které se budou otáčet kolem osy A:

Hmotnost nástroje s upínačem $m_{nu} = 0,83Kg$

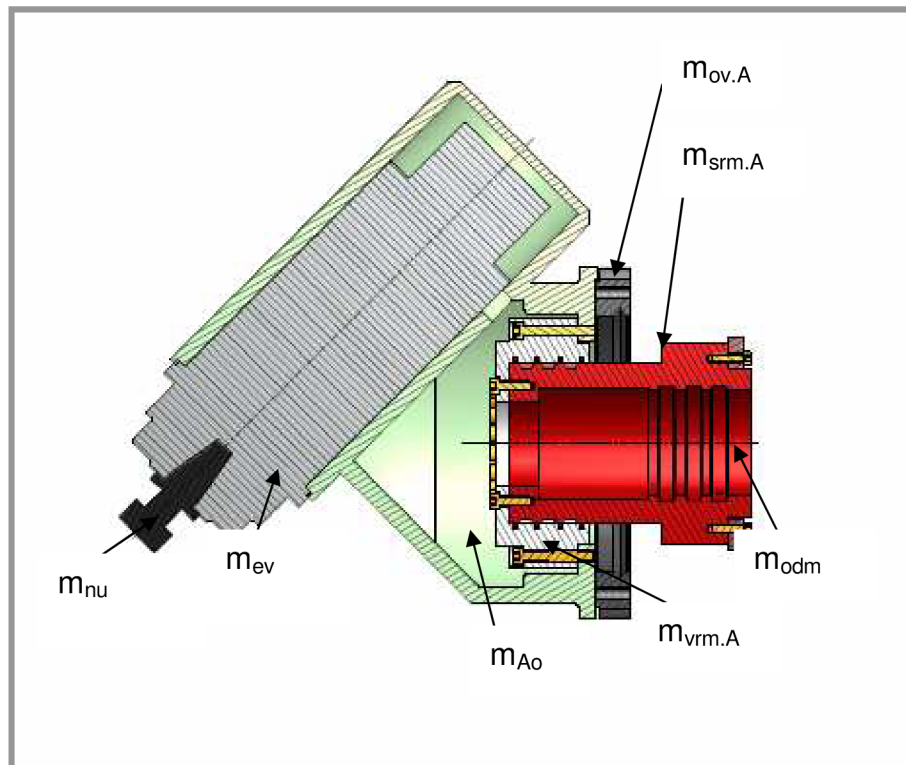
Hmotnost elektrovřetene $m_{ev} = 55Kg$

Hmotnost odlitku osy A $m_{Ao} = 87Kg$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Hmotnost ozubeného věnce osy A	$m_{ov.A} = 9,7Kg$
Hmotnost středového rozvodu médií A osy	$m_{srm.A} = 24,8Kg$
Hmotnost výstupní části rozvodu médií A osy	$m_{vrm.A} = 11,86Kg$
Hmotnost odměřování na ose A	$m_{odm} = 1,5Kg$



Obr. 24 Řez A-osy frézovací hlavy

3.5.6.1 Vlastní výpočet

Parametry pastorku pohonu (voleno):

Modul ozubení $m = 3mm$

Počet zubů pastorku $z = 22$

Roztečný průměr pastorku $D_p = 66mm$

Šířka ozubení pastorku $B_p = 30mm$

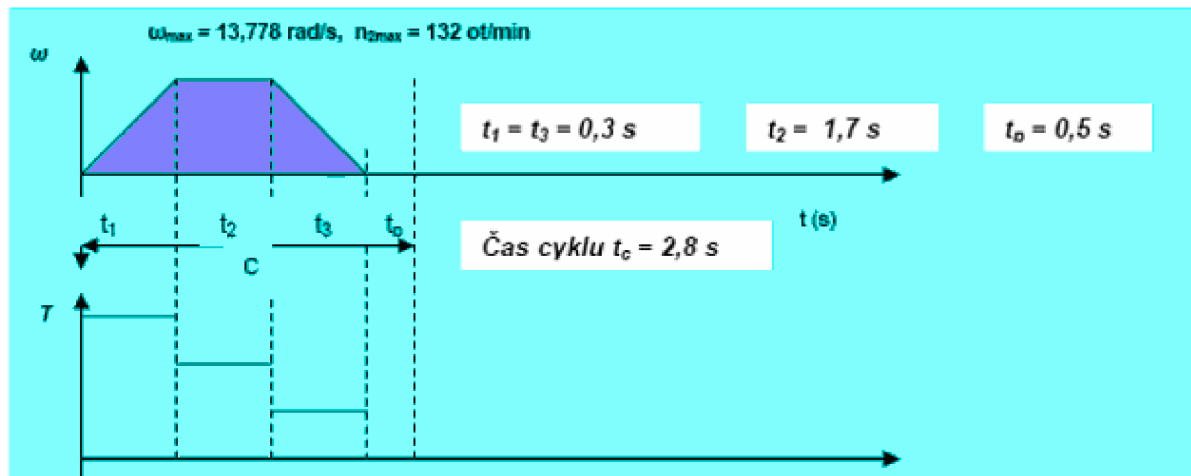
Výpočet převodového poměru:

$$i_1 = \frac{D_{ov}}{D_p} \quad (3.18)$$

$$i_1 = 336 / 66$$

$$i_1 = 5,09$$

Stanovení zatěžovacího cyklu pro režim rychloposuvu (rychlotoáčení)



Obr. 25 Graf pracovního cyklu při režimu rychloposuvu

Pasivní odpor osy A na výstupu pohonu se stanoví na základě valivých odporů v uložení osy:

Průměr na kterém dochází k valení na ložisku $d_v = 0,255mm$

Účinnost převodu mezi pastorkem a věncem $\eta_{pas} = 0,99$

Koeficient valivého odporu v uložení $k_v = 0,004$

$$M_{Kpas} = \frac{\left\{ [(m_{nu} + m_{ev} + m_{Ao} + m_{ov.A} + m_{vrm.A} + m_{srm.A} + m_{odm}) \cdot g] \cdot \left(\frac{d_v}{2} \right) \cdot k_v \right\}}{i_1 \cdot \eta_{pas}} \quad (3.19)$$

$$M_{Kpas} = \frac{\left\{ [(0,83 + 55 + 87 + 9,7 + 11,86 + 24,8 + 1,5) \cdot 9,81] \cdot \left(\frac{0,255}{2} \right) \cdot 0,004 \right\}}{5,09 \cdot 0,99}$$

$$M_{Kpas} = 0,189 Nm$$

Statický kroutící moment pro osu A

Hmotnost součástí, které vytváří statickou sílu na ose A

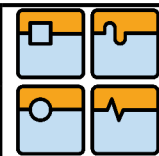
$$m_{celkovaA} = m_{nu} + m_{ev} + m_{Ao} + m_{ov.A} + m_{vrm.A} + m_{srm.A} + m_{odm} \quad (3.20)$$

$$m_{celkovaA} = 0,83 + 55 + 87 + 9,7 + 11,86 + 24,8 + 1,5$$

$$m_{celkovaA} = 190,7 Kg$$

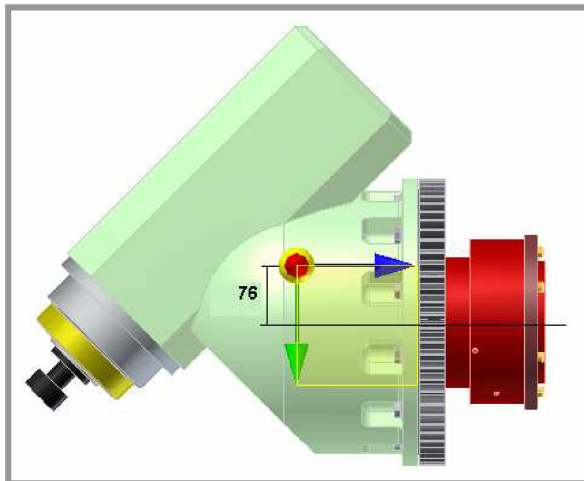
Rameno, na kterém působí zátěž při nastavení osy vřetena vertikálně:

$$r_v = 0,076m$$



Rameno, na kterém působí zátěž při nastavení osy vřetena horizontálně:

$$r_h = 0,076m$$



Obr. 26 Znáznornění těžiště A-osy

$$M_{Kstat} = (m_{celkovaA} \cdot g) \cdot r_v \quad (3.21)$$

$$M_{Kstat} = (190,7 \cdot 9,81) \cdot 0,076$$

$$M_{Kstat} = 142,156Nm$$

Maximální statický moment

$$T_2 = \frac{(M_{Kstat} + M_{Kpas})}{i_1} \quad (3.22)$$

$$T_2 = \frac{(142,156 + 0,189)}{5,09}$$

$$T_2 = 27,961Nm$$

Při dimenzování pohonu osy A je nutné brát v úvahu i dynamické rozběhové a brzdící momenty setrvačnosti zátěže.

Z důvodu poměrně velké složitosti celé soustavy všech částí, které se budou otáčet kolem osy A, bude moment setrvačnosti vyjádřen pomocí programu Inventor 2009.

Moment setrvačnosti soustavy k ose rovnoběžné s osou rotace

a zároveň procházející těžištěm

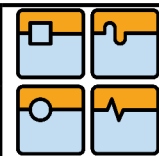
$$I_{rzAvo} = 3,49834Kgm^2$$

Moment setrvačnosti pastorku pohonu osy A

$$I_{phA} = 0,002294Kgm^2$$

Moment setrvačnosti soustavy k ose rotace, přepočítaný pomocí Steinerovy věty

$$I_{rzAprep} = I_{rzAvo} + (m_{celkovaA} \cdot r_v^2) \quad (3.23)$$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

$$I_{rzAprep} = 3,49834 + (190,7 \cdot 0,076^2)$$

$$I_{rzAprep} = 4,6 \text{Kgm}^2$$

Moment setrvačnosti přepočítaný na osu pohonu, přes převodový poměr

$$I_{rzA} = \left[\frac{I_{rzAprep}}{i_1^2} \right] + I_{phA} \quad (3.24)$$

$$I_{rzA} = \left[\frac{4,6}{5,09^2} \right] + 0,002294$$

$$I_{rzA} = 0,18 \text{Kgm}^2$$

Maximální rozběhová úhlová rychlost

$$\omega_{Amax} = \frac{(2 \cdot \pi \cdot n_1) \cdot i_1}{60} \quad (3.25)$$

$$\omega_{Amax} = \frac{(2 \cdot \pi \cdot 25) \cdot 5,09}{60}$$

$$\omega_{Amax} = 13,328 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Maximální otáčky na výstupu pohonu

$$n_{1MAX} = n_1 \cdot i_1 \quad (3.26)$$

$$n_{1MAX} = 25 \cdot 5,09$$

$$n_{1MAX} = 127,273 \frac{\text{ot}}{\text{min}}$$

Maximální úhlové zrychlení

Doba zrychlení $t = 0,3\text{s}$

$$\varepsilon_{MAX} = \frac{\omega_{Amax}}{t} \quad (3.27)$$

$$\varepsilon_{MAX} = \frac{13,328}{0,3}$$

$$\varepsilon_{MAX} = 44,426 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Maximální dynamický moment

$$M_{Kdyn} = I_{rzA} \cdot \varepsilon_{MAX} \quad (3.28)$$

$$M_{Kdyn} = 0,18 \cdot 44,426$$

$$M_{Kdyn} = 7,986 \text{Nm}$$

Maximální rozběhový moment

$$T_1 = T_2 + M_{Kdyn} \quad (3.29)$$

$$T_1 = 27,961 + 7,986$$

$$T_1 = 35,947 Nm$$

Maximální doběhový moment

$$T_3 = T_2 - (T_1 - T_2) \quad (3.30)$$

$$T_3 = 27,961 - (35,947 - 27,961)$$

$$T_3 = 19,974 Nm$$

Volba servopohonu

Vzhledem k vypočítaným hodnotám je volen jako pohon osy A servopohon s bezvůlovou planetovou převodovkou s označením HPG 32-33H-E2048-SP.

Parametry pohonu:

Maximální kroutící moment $M_{KMMAX} = 300 Nm$

Maximální otáčky $n_{MMAX} = 136 \frac{ot}{min}$

Klidový moment $M_{KKLID} = 117 Nm$

Moment setrvačnosti $I_{SP} = 0,64 Kgm^2$

Následující kontrolní výpočty správné volby pohonu osy A odpovídají postupům, které udává výrobce tedy firma Harmonic Drive AG.

Výpočet poměru momentu setrvačnosti zátěže v ose pohonu a vlastního pohonu

$$I_{rzA} \leq 3 \cdot I_{SP} \quad (3.31)$$

$$0,18 \leq 3 \cdot 0,64$$

$$0,18 \leq 1,92$$

Podmínka poměrů momentů setrvačnosti je splněna

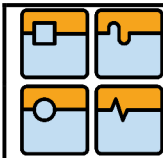
Stanovení efektivního kroutícího momentu servopohonu pro výše uvedený pracovní cyklus (cyklus rychloposuvu)

$t_1 = 0,3s$ $T_1 = 35,947 Nm$

$t_2 = 1,7s$ $T_2 = 27,961 Nm$

$t_3 = 0,3s$ $T_3 = 19,974 Nm$

$t_p = 0,5s$ $n_{1MAX} = 127,273 \frac{ot}{min}$



$$T_{ef} = \sqrt{\left[\frac{\left[\left(T_1^2 \cdot \frac{n_{1MAX}}{2} \right) \cdot t_1 + (T_2^2 \cdot n_{1MAX}) \cdot t_2 + (T_3^2 \cdot \frac{n_{1MAX}}{2}) \cdot t_3 \right]}{t_1 \cdot \frac{n_{1MAX}}{2} + n_{1MAX} \cdot t_2 + t_3 \cdot \frac{n_{1MAX}}{2}} \right]} \quad (3.32)$$

$$T_{ef} = \sqrt{\left[\frac{\left[\left(35,947^2 \cdot \frac{127,273}{2} \right) \cdot 0,3 + (27,961^2 \cdot 127,273) \cdot 1,7 + (19,974^2 \cdot \frac{127,273}{2}) \cdot 0,3 \right]}{0,3 \cdot \frac{127,273}{2} + 127,273 \cdot 1,7 + 0,3 \cdot \frac{127,273}{2}} \right]}$$

$$T_{ef} = 28,131 Nm$$

Stanovení průměrných otáček servopohonu

$$t_c = t_1 + t_2 + t_3 + t_p \quad (3.33)$$

$$t_c = 0,3 + 1,7 + 0,3 + 0,5$$

$$t_c = 2,8s$$

$$n_{av} = \frac{\left(t_1 \cdot \frac{n_{1MAX}}{2} + t_2 \cdot n_{1MAX} + t_3 \cdot \frac{n_{1MAX}}{2} \right)}{t_c} \quad (3.34)$$

$$n_{av} = \frac{\left(0,3 \cdot \frac{127,273}{2} + 1,7 \cdot 127,273 + 0,3 \cdot \frac{127,273}{2} \right)}{2,8}$$

$$n_{av} = 90,909 \frac{ot}{min}$$

Stanovení doby zapnutí servopohonu

$$DZ = \left[\frac{(t_1 + t_2 + t_3)}{t_c} \right] \cdot 100\% \quad (3.35)$$

$$DZ = \left[\frac{(0,3 + 1,7 + 0,3)}{2,8} \right] \cdot 100\%$$

$$DZ = 82,143\%$$

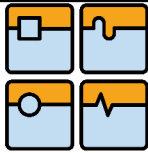
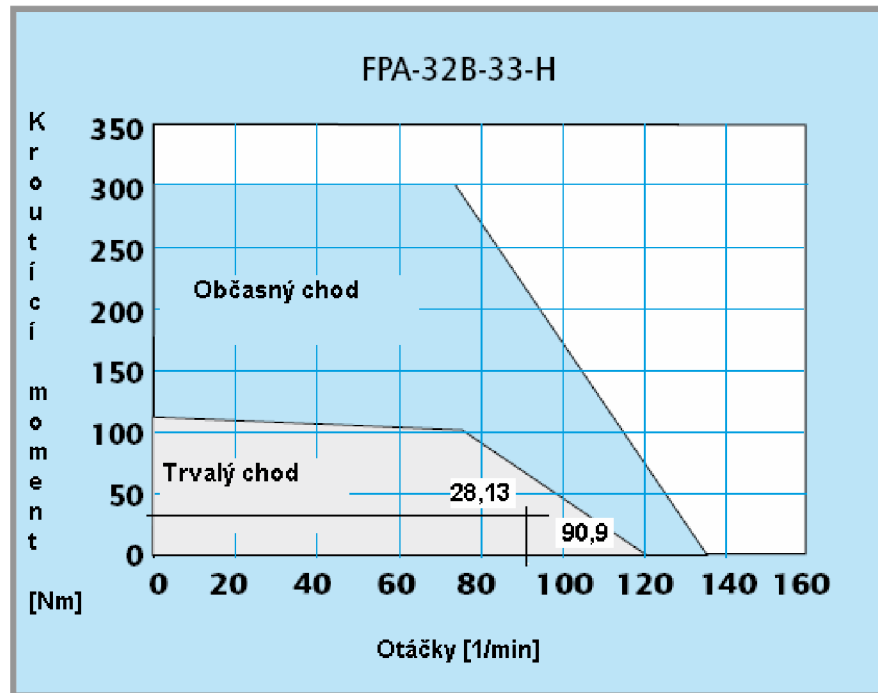


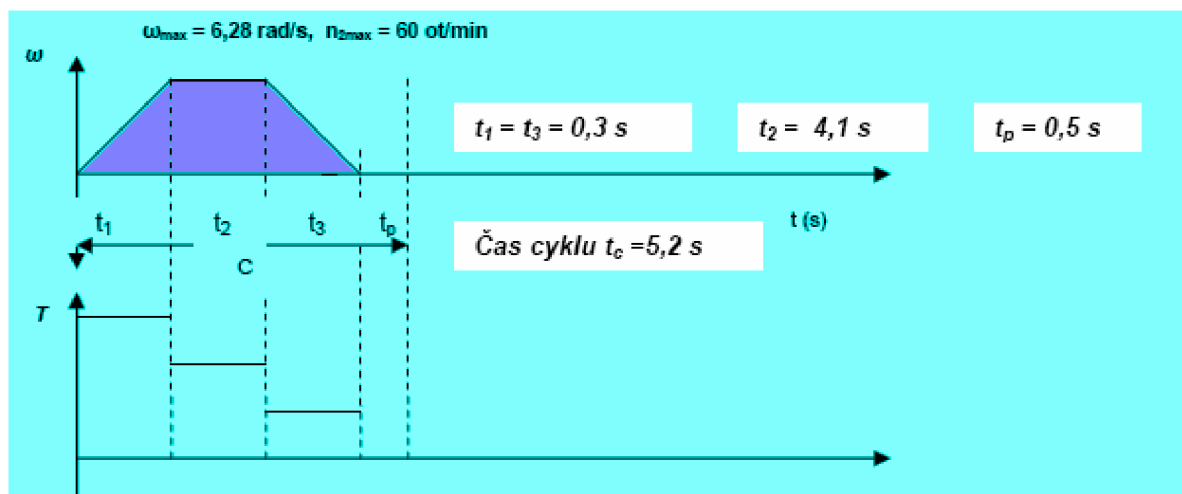
Diagram závislosti kroutícího momentu na otáčkách



Obr. 27 Závislost kroutícího momentu na otáčkách pohonu FPA 32-33-H-režim rychloposuvu [6]

Efektivní kroutící momenty i průměrné otáčky leží v oblasti trvalého provozu. Pohon tedy vyhovuje danému pracovnímu cyklu a je možné ho použít.

Kontrola návrhu pohonu osy A pro pracovní cyklus s maximální obráběcí silou



Obr. 28 Graf pracovního cyklu při pracovním režimu

Při tomto pracovním cyklu bude na nástroj působit řezná síla $F_{\text{řez}} = 2000\text{N}$. Ze zátěžného spektra vyplývá sice největší řezná síla při vrtání 5158 N (Tab. 4), ta však pohony zatěžovat nebude. Z toho důvodu nemá ani vliv na samotné dimenzování pohonu.

Při vrtání nebude docházet k natáčení hlavy, nýbrž celá hlava bude zpevněna pomocí hydraulické brzdy.

Rameno, na které působí řezná síla $r_{\text{sily}} = 0,095\text{m}$

Převodový poměr mezi věncem a pastorkem $i_1 = 5,09$

Řezná síla $F_{\text{řez}} = 2000\text{N}$

Kroutící moment vyvozený řeznou silou

$$M_{\text{Ktech}} = \frac{(F_{\text{řez}} \cdot r_{\text{sily}})}{i_1} \quad (3.36)$$

$$M_{\text{Ktech}} = \frac{(2000 \cdot 0,095)}{5,09}$$

$$M_{\text{Ktech}} = 37,321\text{Nm}$$

Při působení maximální řezné síly bude voleno maximální počet otáček $n_2 = 12,5 \frac{\text{ot}}{\text{min}}$, tedy poloviční než otáčky při rychloposuvu.

Maximální statický moment osy A se navýší o tento technologický odpor

$$T_{2\text{MaxSila}} = T_2 + M_{\text{Ktech}} \quad (3.37)$$

$$T_{2\text{MaxSila}} = 27,961 + 37,321$$

$$T_{2\text{MaxSila}} = 65,282\text{Nm}$$

Opět je nutné vzít v úvahu dynamické rozběhové a brzdící momenty a moment setrvačnosti zátěže osy A

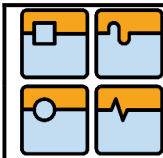
Maximální úhlová rozběhová rychlost servopohonu $\omega_{\text{AMAX}2} = 6,28 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$

Maximální otáčky na výstupu převodovky

$$n_{2\text{max}} = \frac{(\omega_{\text{AMAX}2} \cdot 60)}{2 \cdot \pi} \quad (3.38)$$

$$n_{2\text{max}} = \frac{(6,28 \cdot 60)}{2 \cdot \pi}$$

$$n_{2\text{max}} = 59,97 \frac{\text{ot}}{\text{min}}$$

Maximální úhlové zrychleníDoba zrychlení $t = 0,3s$

$$\varepsilon_{MAX2} = \frac{\omega_{AMAX2}}{t} \quad (3.39)$$

$$\varepsilon_{MAX2} = \frac{6,28}{0,3}$$

$$\varepsilon_{MAX2} = 20,933 \frac{rad}{s^2}$$

Maximální dynamický moment

$$M_{Kdyn2} = I_{rZA} \cdot \varepsilon_{MAX2} \quad (3.40)$$

$$M_{Kdyn2} = 0,18 \cdot 20,933$$

$$M_{Kdyn2} = 3,763 Nm$$

Maximální rozběhový moment

$$T_{1MaxSila} = T_{2MaxSila} + M_{Kdyn2} \quad (3.41)$$

$$T_{1MaxSila} = 65,282 + 3,763$$

$$T_{1MaxSila} = 69,045 Nm$$

Maximální doběhový moment

$$T_{3MaxSila} = T_{2MaxSila} - (T_{1MaxSila} - T_{2MaxSila}) \quad (3.42)$$

$$T_{3MaxSila} = 65,282 - (69,045 - 65,282)$$

$$T_{3MaxSila} = 61,519 Nm$$

Stanovení efektivního kroutícího momentu servopohonu pro výše uvedený pracovní cyklus (pracovní cyklus)

$$t_4 = 0,3s$$

$$t_5 = 4,1s$$

$$t_6 = 0,3s$$

$$t_{pp} = 0,5s$$

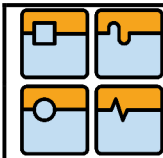
$$T_{1MaxSila} = 69,045 Nm$$

$$T_{2MaxSila} = 65,282 Nm$$

$$T_{3MaxSila} = 61,519 Nm$$

$$n_{2MAX} = 59,97 \frac{ot}{min}$$

$$T_{ef_MaxSila} = \sqrt{\frac{\left[\left(T_{1MaxSila}^2 \cdot \frac{n_{2MAX}}{2} \right) \cdot t_4 + (T_{2MaxSila}^2 \cdot n_{2MAX}) \cdot t_5 + \left(T_{3MaxSila}^2 \cdot \frac{n_{2MAX}}{2} \right) \cdot t_6 \right]}{t_4 \cdot \frac{n_{2MAX}}{2} + n_{2MAX} \cdot t_5 + t_6 \cdot \frac{n_{2MAX}}{2}}} \quad (3.43)$$



$$T_{ef_MaxSila} = \sqrt{\frac{\left[\left(69,045^2 \cdot \frac{59,97}{2} \right) \cdot 0,3 + (65,282^2 \cdot 59,97) \cdot 1,7 + (61,519^2 \cdot \frac{59,97}{2}) \cdot 0,3 \right]}{0,3 \cdot \frac{59,97}{2} + 59,97 \cdot 1,7 + 0,3 \cdot \frac{59,97}{2}}}$$

$$T_{ef_MaxSila} = 65,29 Nm$$

Stanovení průměrných otáček servopohonu

$$t_{c2} = t_4 + t_5 + t_6 + t_{pp} \quad (3.44)$$

$$t_{c2} = 0,3 + 4,1 + 0,3 + 0,5$$

$$t_{c2} = 5,2 s$$

$$n_{av2} = \frac{\left(t_4 \cdot \frac{n_{2MAX}}{2} + t_5 \cdot n_{2MAX} + t_6 \cdot \frac{n_{2MAX}}{2} \right)}{t_{c2}} \quad (3.45)$$

$$n_{av2} = \frac{\left(0,3 \cdot \frac{59,97}{2} + 4,1 \cdot 59,97 + 0,3 \cdot \frac{59,97}{2} \right)}{5,2}$$

$$n_{av2} = 50,743 \frac{ot}{min}$$

Stanovení doby zapnutí servopohonu

$$DZ = \left[\frac{(t_4 + t_5 + t_6)}{t_{c2}} \right] \cdot 100\%$$

$$DZ = \left[\frac{(0,3 + 4,1 + 0,3)}{5,2} \right] \cdot 100\%$$

$$DZ = 90,385\%$$

Kontrola rezonanční frekvence

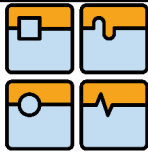
Torzni tuhost převodu $K_1 = 74100 \frac{Nm}{rad}$

Moment setrvačnosti přepočítaný na osu pohonu $I_{rzA} = 0,18 Kgm^2$

$$f_n = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{K_1}{I_{rzA}}} \quad (3.46)$$

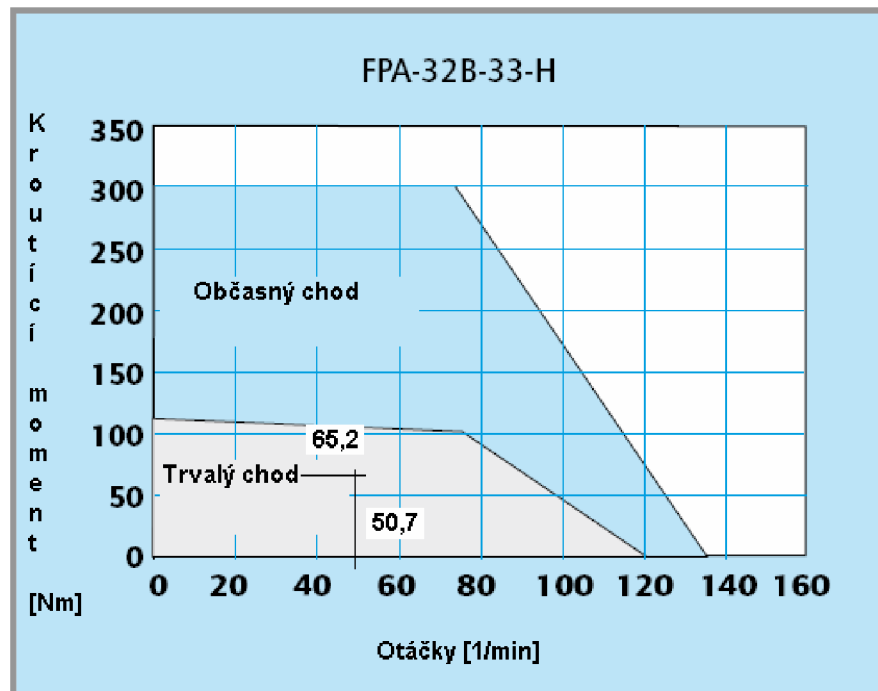
$$f_n = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{74100}{0,18}}$$

$$f_n = 102,182 Hz$$



Dle výrobce, firmy Harmonic Drive AG, je pro frézovací hlavy s vysokým požadavkem na kvalitu obrobené plochy doporučeno, aby byla rezonanční frekvence větší než 60 Hz. Z výše uvedeného výsledku vyplývá, že frekvence tohoto pohonu je vyšší než udávaná výrobcem a i z tohoto hlediska pohon vyhovuje.

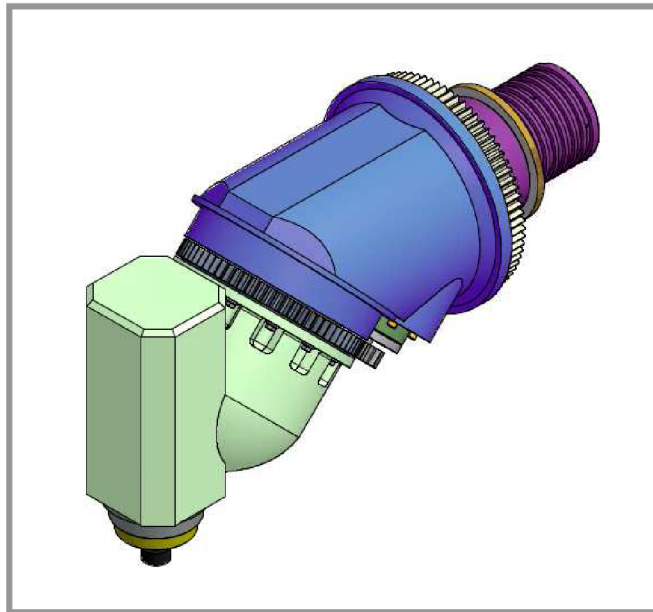
Diagram závislosti kroutícího momentu na otáčkách



Obr. 29 Závislost kroutícího momentu na otáčkách pohonu FPA 32-33-H-pracovním režim [6]

3.5.7 Výpočet pohonu osy C

Návrh osy C vyhází ze stejných předpokladů jako návrh první osy A, tedy ze zátěžného spektra. Jako pohon byla opět zvolena varianta Master and Slave servomotorů s harmonickou, nebo planetovou převodovkou a návrh bude dimenzován pouze na jeden motor.



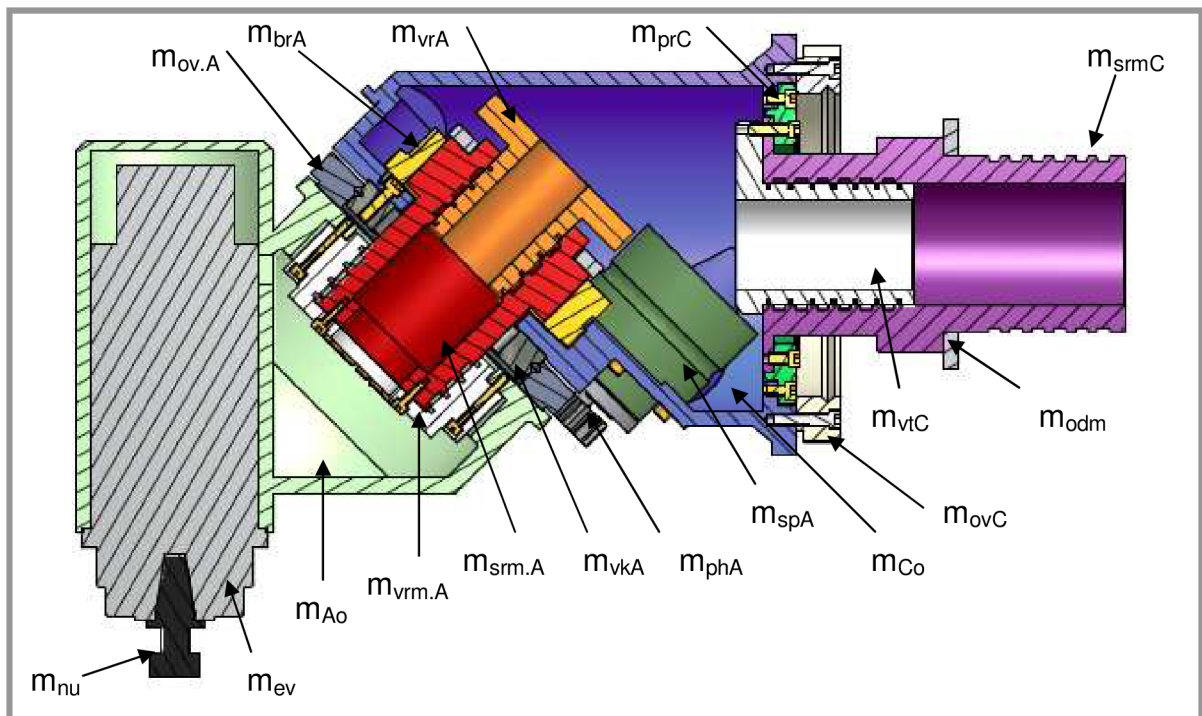
Obr. 30 Část hlavy která bude rotovat kolem osy C

Vstupní data:Válečkové křížové ložisko s vnějším ozubením:Vnější průměr $D_v = 403,5mm$ Vnitřní průměr ložiska $d = 234mm$ Roztečný průměr ozubení $D_{ov} = 394,5mm$ Modul ozubení $m = 4,5mm$ Počet zubů věnce $z = 88$ Šířka ozubení $B_1 = 39mm$ Hmotnosti jednotlivých částí, které se budou otáčet kolem osy C:Hmotnost nástroje s upínačem $m_{nu} = 0,83Kg$ Hmotnost elektrovřetene $m_{ev} = 55Kg$ Hmotnost odlitku osy A $m_{Ao} = 87Kg$ Hmotnost ozubeného věnce osy A $m_{ov.A} = 9,7Kg$ Hmotnost vnitřního kroužku ložiska A osy $m_{vKA} = 6,44Kg$ Hmotnost středového rozvodu médií A osy $m_{srm.A} = 24,8Kg$ Hmotnost výstupní části rozvodu médií A osy $m_{vrm.A} = 11,86Kg$ Hmotnost pastorku hřídele pohonu A osy $m_{phA} = 1,86Kg$ Hmotnost pohonu A osy $m_{spA} = 12Kg$ Hmotnost brzdy osy A $m_{brA} = 6,9Kg$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Hmotnost vstupní části rozvodů A osy	$m_{vrA} = 8,3Kg$
Hmotnost odměřování na ose A i C	$m_{odm} = 1,5Kg$
Hmotnost přírubby pro rozvody na ose C	$m_{prC} = 6,5Kg$
Hmotnost odlitku osy C	$m_{Co} = 72Kg$
Hmotnost středového rozvodu médií C osy	$m_{smC} = 39Kg$
Hmotnost výstupu rozvodů médií C osy	$m_{vrC} = 10,26Kg$
Hmotnost ozubeného věnce ložiska C osy	$m_{ovC} = 14,5Kg$
Hmotnost pastorku pohonu C osy	$m_{phC} = 4,7Kg$



Obr. 31 Řez univerzální frézovací hlavou se zakreslenými hmotnostmi jednotlivých částí

3.5.7.1 Vlastní výpočet

Parametry pastorku pohonu (voleno):

Modul ozubení $m = 4,5mm$

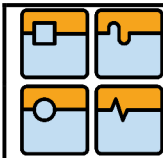
Počet zubů pastorku $z = 25$

Roztečný průměr pastorku $D_p = 112,5mm$

Šířka ozubení pastorku $B_p = 39mm$

Výpočet převodového poměru:

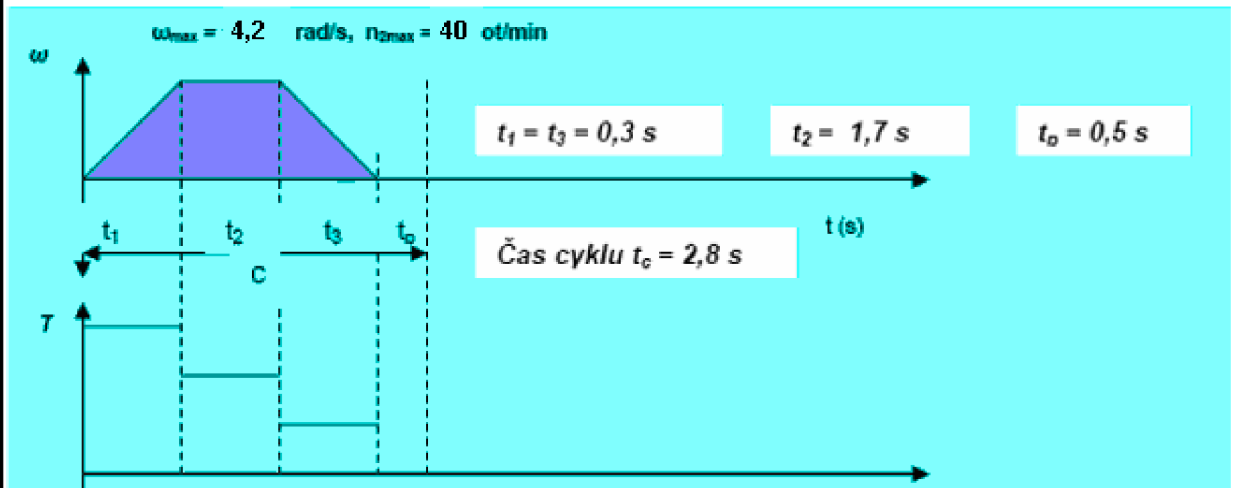
$$i_2 = \frac{D_{ov}}{D_p} \quad (3.47)$$



$$i_2 = 394,5/112,5$$

$$i_2 = 3,507$$

Stanovení zatěžovacího cyklu pro režim rychloposuvu (rychlotoáčení)



Obr. 32 Graf pracovního cyklu při režimu rychloposuvu

Pasivní odpor osy C na výstupu pohonu se stanoví na základě valivých odporů v uložení osy:

Výpočet hmotnosti všech částí, které se budou otáčet kolem osy C

$$X = m_{nu} + m_{ev} + m_{Ao} + m_{ovA} + m_{vka} + m_{prC} + 2 \cdot m_{phA} + 2 \cdot m_{spA} + m_{br} + m_{srmA} \quad (3.48)$$

$$X = 0,83 + 55 + 87 + 9,7 + 6,44 + 6,5 + 2 \cdot 1,86 + 2 \cdot 12 + 6,9 + 24,8$$

$$X = 224,89 \text{ Kg}$$

$$Y = m_{vrA} + m_{vrMA} + m_{Co} + m_{srnC} + m_{vrC} + 2 \cdot m_{odn} + m_{ovC} \quad (3.49)$$

$$Y = 8,3 + 11,86 + 72 + 39,08 + 10,26 + 2 \cdot 1,5 + 14,5$$

$$Y = 159 \text{ Kg}$$

Celková hmotnost:

$$m_{celkovaC} = X + Y \quad (3.50)$$

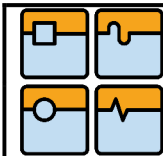
$$m_{celkovaC} = 224,89 + 159$$

$$m_{celkovaC} = 383,89 \text{ Kg}$$

Kroutící moment pasivního odporu

Průměr na kterém dochází k valení

$$d_{vC} = 0,318 \text{ mm}$$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Účinnost převodu mezi pastorkem a věncem $\eta_{pas} = 0,99$

Koeficient valivého odporu v uložení $k_v = 0,004$

$$M_{KpasC} = \frac{m_{celkovaC} \cdot g \cdot \left(\frac{d_{vC}}{2}\right) \cdot k_v}{i_1 \cdot \eta_{pas}}$$
$$M_{KpasC} = \frac{383,89 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{0,318}{2}\right) \cdot 0,004}{3,507 \cdot 0,99}$$
$$M_{KpasC} = 0,69 Nm$$

Statický kroutící moment pro osu A

Hmotnost součástí, které vytváří statickou sílu na ose C je rovna celkové hmotnosti součástí, které budou rotovat kolem osy C, tedy:

$$m_{celkovaC} = 383,89 Kg$$

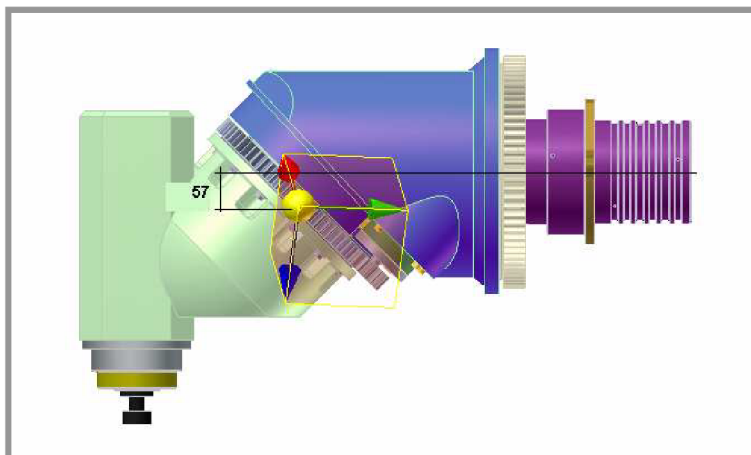
Rameno na kterém působí zátěž (vzdálenost mez těžištěm a osou rotace v odpovídající rovině) je rovno:

Při vertikální poloze osy nástroje $r_1 = 0,057m$

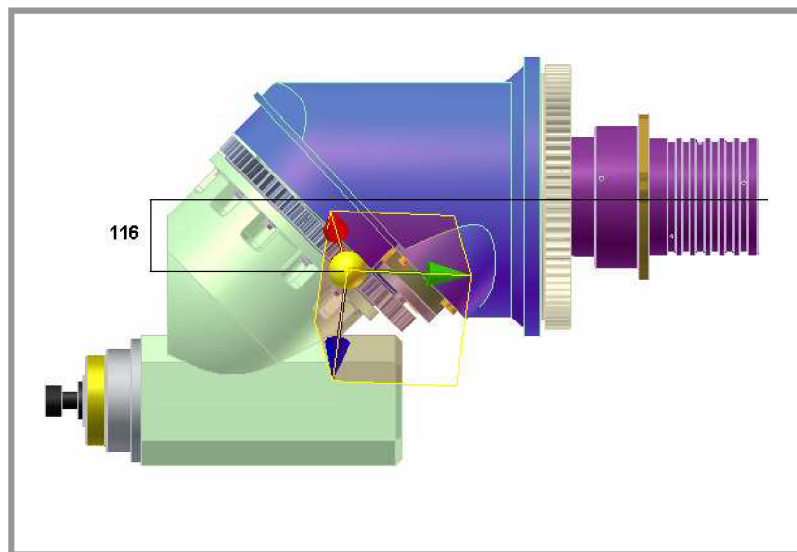
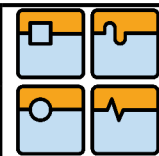
Při horizontální poloze osy nástroje $r_2 = 0,116m$

Největší statický moment bude na větším rameni. Z toho vyplývá, že pro další výpočet bude použito rameno r_2 .

$$M_{KstatC} = (m_{celkovaC} \cdot g) \cdot r_{vC}$$
$$M_{KstatC} = (383,89 \cdot 9,81) \cdot 0,116$$
$$M_{KstatC} = 436,851 Nm$$



Obr. 33 Univerzální frézovací hlava s těžištěm při natočení osy nástroje do vertikální polohy



Obr. 34 Univerzální frézovací hlava s těžištěm při natočení osy nástroje do horizontální polohy

Maximální statický moment

$$T_{2C} = \frac{(M_{KstatC} + M_{KpasC})}{i_2}$$

$$T_{2C} = \frac{(436,851 + 0,69)}{5,09}$$

$$T_{2C} = 124,762 Nm$$

Při dimenzování pohonu osy C je nutné brát v úvahu i dynamické rozběhové a brzdící momenty setrvačnosti zátěže.

Z důvodu poměrně velké složitosti celé soustavy všech částí, které se budou otáčet kolem osy C, bude moment setrvačnosti vyjádřen stejně jako u návrhu pohonu osy A pomocí programu Inventor 2009.

Moment setrvačnosti soustavy k ose rovnoběžné s osou rotace

a zároveň procházející těžištěm

$$I_{rzCvo} = 11,1668 Kgm^2$$

Moment setrvačnosti pastorku pohonu osy C

$$I_{phC} = 0,010446 Kgm^2$$

Moment setrvačnosti soustavy k ose rotace, přepočítaný pomocí Steinerovy věty

$$I_{rzCprep} = I_{rzCvo} + (m_{celkovaC} \cdot r_2^2)$$

$$I_{rzCprep} = 11,1668 + (383,89 \cdot 0,0,116^2)$$

$$I_{rzCprep} = 16,33 Kgm^2$$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Moment setrvačnosti přepočítaný na osu pohonu, přes převodový poměr

$$I_{rzC} = \left[\frac{I_{rzC_{prep}}}{i_2^2} \right] + I_{phC}$$

$$I_{rzC} = \left[\frac{16,33}{3,507^2} \right] + 0,010446$$

$$I_{rzC} = 1,338 \text{ Kg}m^2$$

Maximální rozběhová úhlová rychlost

Otáčky osy C při rychloposuvu (rychlootáčení) jsou zvoleny $n_C = 11,4 \frac{ot}{min}$

$$\omega_{max_C} = \frac{(2 \cdot \pi \cdot n_C) \cdot i_2}{60}$$

$$\omega_{max_C} = \frac{(2 \cdot \pi \cdot 11,4) \cdot 3,507}{60}$$

$$\omega_{max_C} = 4,187 \frac{rad}{s}$$

Maximální otáčky na výstupu pohonu

$$n_{MAX_C} = n_C \cdot i_2$$

$$n_{MAX_C} = 11,4 \cdot 3,507$$

$$n_{MAX_C} = 39,98 \frac{ot}{min}$$

Maximální úhlové zrychlení

Doba zrychlení $t = 0,3s$

$$\epsilon_{MAX_C} = \frac{\omega_{max_C}}{t}$$

$$\epsilon_{2MAX_C} = \frac{4,187}{0,3}$$

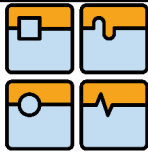
$$\epsilon_{2MAX_C} = 13,956 \frac{rad}{s^2}$$

Maximální dynamický moment

$$M_{KdynC} = I_{rzC} \cdot \epsilon_{MAX_C}$$

$$M_{KdynC} = 1,338 \cdot 13,956$$

$$M_{KdynC} = 18,678 \text{ Nm}$$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Maximální rozběhový moment

$$T_{1C} = T_{2C} + M_{KdynC}$$

$$T_{1C} = 124,762 + 18,678$$

$$T_{1C} = 143,44 Nm$$

Maximální doběhový moment

$$T_{3C} = T_{2C} - (T_{1C} - T_{2C})$$

$$T_{3C} = 124,762 - (143,44 - 124,762)$$

$$T_{3C} = 106,084 Nm$$

Stanovení efektivního kroutícího momentu servopohonu pro výše uvedený pracovní cyklus (cyklus rychloposuvu)

$$t_1 = 0,3s$$

$$t_2 = 1,7s$$

$$t_3 = 0,3s$$

$$t_p = 0,5s$$

$$T_{1C} = 143,44 Nm$$

$$T_{2C} = 124,762 Nm$$

$$T_{3C} = 106,084 Nm$$

$$n_{2MAX} = 39,98 \frac{ot}{min}$$

$$T_{efC} = \sqrt{\frac{\left[\left(T_{1C}^2 \cdot \frac{n_{2MAX}}{2} \right) \cdot t_1 + (T_{2C}^2 \cdot n_{2MAX}) \cdot t_2 + (T_{3C}^2 \cdot \frac{n_{2MAX}}{2}) \cdot t_3 \right]}{t_1 \cdot \frac{n_{2MAX}}{2} + n_{2MAX} \cdot t_2 + t_3 \cdot \frac{n_{2MAX}}{2}}}$$

$$T_{efC} = \sqrt{\frac{\left[\left(143,44^2 \cdot \frac{39,98}{2} \right) \cdot 0,3 + (124,762^2 \cdot 39,98) \cdot 1,7 + (106,084^2 \cdot \frac{39,98}{2}) \cdot 0,3 \right]}{0,3 \cdot \frac{39,98}{2} + 39,98 \cdot 1,7 + 0,3 \cdot \frac{39,98}{2}}}$$

$$T_{efC} = 124,972 Nm$$

Stanovení průměrných otáček servopohonu

$$t_c = t_1 + t_2 + t_3 + t_p$$

$$t_c = 0,3 + 1,7 + 0,3 + 0,5$$

$$t_c = 2,8s$$

$$n_{av} = \frac{\left(t_1 \cdot \frac{n_{2MAX}}{2} + t_2 \cdot n_{2MAX} + t_3 \cdot \frac{n_{2MAX}}{2} \right)}{t_c}$$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

$$n_{av} = \frac{\left(0,3 \cdot \frac{39,98}{2} + 1,7 \cdot 39,98 + 0,3 \cdot \frac{39,98}{2}\right)}{2,8}$$

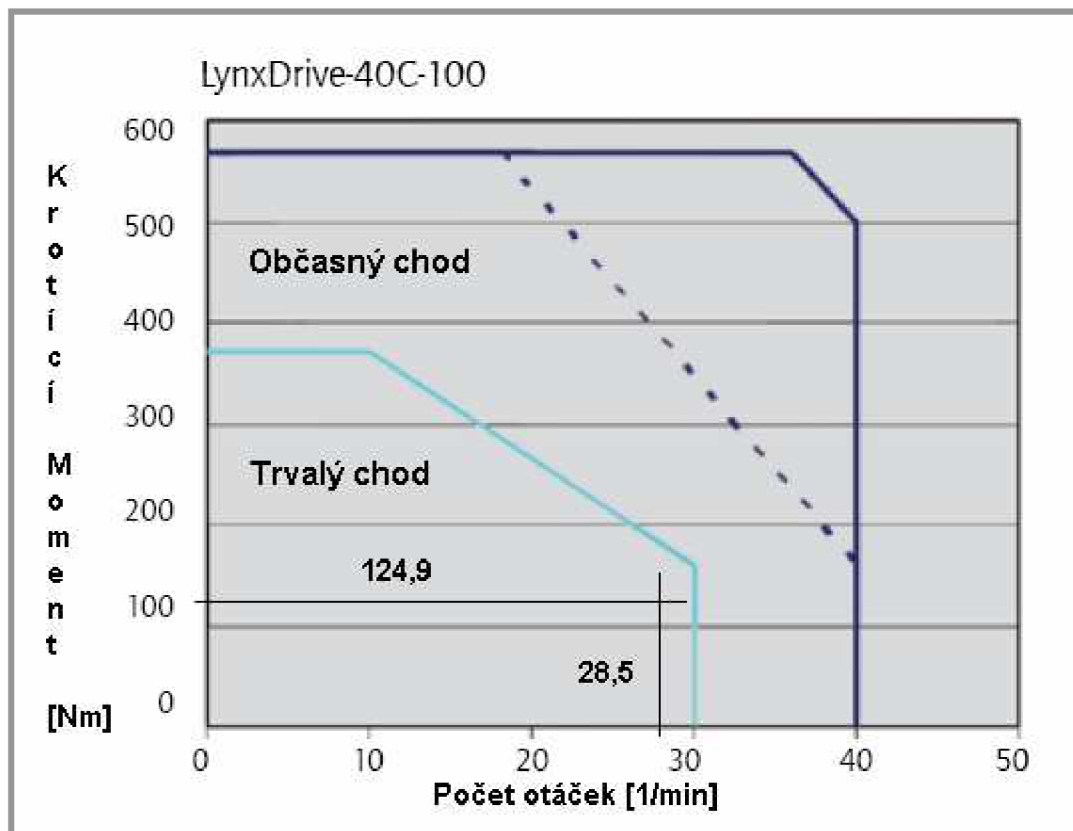
$$n_{av} = 28,557 \frac{ot}{min}$$

Stanovení doby zapnutí servopohonu

$$DZ = \left[\frac{(t_1 + t_2 + t_3)}{t_c} \right] \cdot 100\%$$

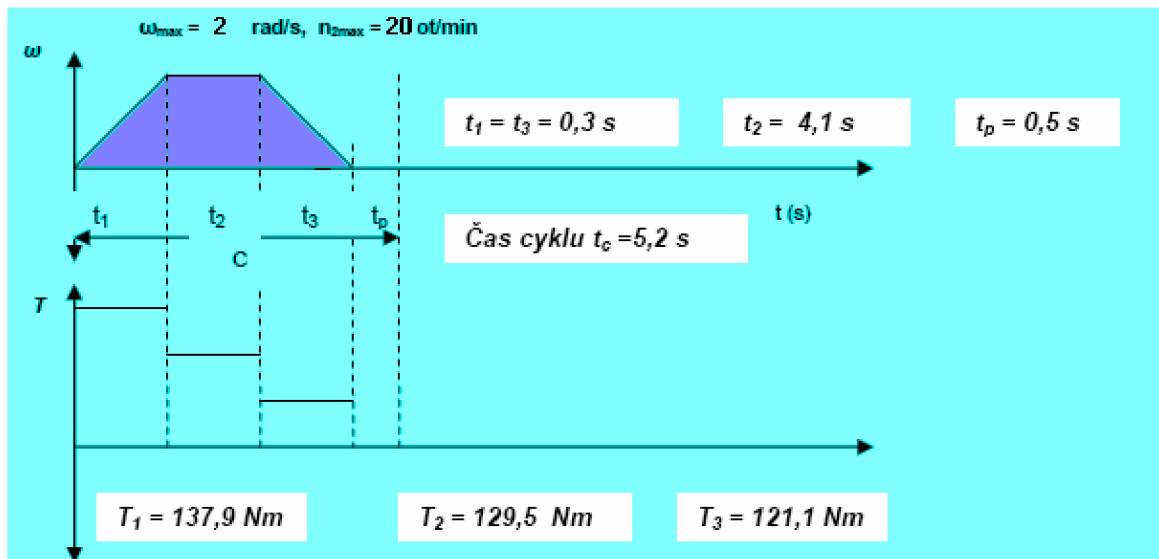
$$DZ = \left[\frac{(0,3 + 1,7 + 0,3)}{2,8} \right] \cdot 100\%$$

$$DZ = 82,143\%$$



Obr. 35 Závislost kroutícího momentu na otáčkách pohonu LynxDrive-40C-100 režim rychloposuvu [6]

Kontrola návrhu pohonu osy C pro pracovní cyklus s maximální obráběcí silou



Obr. 36 Graf pracovního cyklu při pracovním režimu

Při tomto pracovním cyklu bude na nástroj působit opět řezná síla $F_{rez} = 2000N$.

Rameno, na které působí řezná síla

$$r_{sily} = 0,45m$$

Převodový poměr mezi věncem a pastorkem

$$i_2 = 4,175$$

Řezná síla

$$F_{rez} = 2000N$$

Kroučící moment vyvozený řeznou silou

$$M_{KtechC} = \frac{(F_{rez} \cdot r_{sily})}{i_1}$$

$$M_{KtechC} = \frac{(2000 \cdot 0,45)}{3,507}$$

$$M_{KtechC} = 256,63Nm$$

Při působení maximální řezné síly bude voleno maximální počet otáček $n_2 = 11,4 \frac{ot}{min}$.

Maximální statický moment osy C se navýší o tento technologický odpor

$$T_{2C_MaxSila} = T_{2C} + M_{KtechC}$$

$$T_{2C_MaxSila} = 124,762 + 256,63$$

$$T_{2C_MaxSila} = 381,392Nm$$



Opět je nutné vzít v úvahu dynamické rozběhové a brzdící momenty a moment setrvačnosti zátěže osy A.

Maximální úhlová rozběhová rychlost servopohonu bude

$$\omega_{MAX_C2} = \frac{\omega_{MAX_C}}{2}$$

$$\omega_{MAX_C2} = \frac{4,18}{2}$$

$$\omega_{MAX_C2} = 2,09 \frac{rad}{s}$$

Maximální otáčky na výstupu převodovky

$$n_{max_C2} = \frac{(\omega_{MAX_C2} \cdot 60)}{2 \cdot \pi}$$

$$n_{max_C2} = \frac{(2,09 \cdot 60)}{2 \cdot \pi}$$

$$n_{max_C2} = 19,958 \frac{ot}{min}$$

Maximální úhlové zrychlení

Doba zrychlení $t = 0,3s$

$$\varepsilon_{MAX_C2} = \frac{\omega_{MAX_C2}}{t}$$

$$\varepsilon_{MAX_C2} = \frac{2,09}{0,3}$$

$$\varepsilon_{MAX_C2} = 6,97 \frac{rad}{s^2}$$

Maximální dynamický moment

$$M_{Kdyn_C2} = I_{rzC} \cdot \varepsilon_{MAX_C2}$$

$$M_{Kdyn_C2} = 1,338 \cdot 6,97$$

$$M_{Kdyn_C2} = 9,326 Nm$$

Maximální rozběhový moment

$$T_{1C_MaxSila} = T_{2C_MaxSila} + M_{Kdyn_C2}$$

$$T_{1C_MaxSila} = 381,392 + 9,326$$

$$T_{1C_MaxSila} = 390,716 Nm$$

Maximální dobový moment

$$T_{3C_MaxSila} = T_{2C_MaxSila} - (T_{C_1MaxSila} - T_{2C_MaxSila})$$

$$T_{3C_MaxSila} = 381,392 - (390,716 - 381,392)$$

$$T_{3C_MaxSila} = 372,068 Nm$$

Stanovení efektivního kroutícího momentu servopohonu pro výše uvedený pracovní cyklus (cyklus maximální silou a polovičních otáčkách)

$$t_4 = 0,3s \quad T_{1C_MaxSila} = 390,716 Nm$$

$$t_5 = 4,1s \quad T_{2C_MaxSila} = 381,392 Nm$$

$$t_6 = 0,3s \quad T_{3C_MaxSila} = 372,068 Nm$$

$$t_{pp} = 0,5s \quad n_{MAX_C2} = 19,958 \frac{ot}{min}$$

$$T_{efC_MaxSila} = \sqrt{\frac{\left(T_{1C_MaxSila}^2 \cdot \frac{n_{MAX_C2}}{2} \right) \cdot t_4 + \left(T_{2C_MaxSila}^2 \cdot n_{MAX_C2} \right) \cdot t_5 + \left(T_{3C_MaxSila}^2 \cdot \frac{n_{MAX_C2}}{2} \right) \cdot t_6}{t_4 \cdot \frac{n_{MAX_C2}}{2} + n_{MAX_C2} \cdot t_5 + t_6 \cdot \frac{n_{MAX_C2}}{2}}}$$

$$T_{efC_MaxSila} = \sqrt{\frac{\left(390,716^2 \cdot \frac{19,958}{2} \right) \cdot 0,3 + \left(381,392^2 \cdot 19,958 \right) \cdot 4,1 + \left(372,068^2 \cdot \frac{19,958}{2} \right) \cdot 0,3}{0,3 \cdot \frac{19,958}{2} + 19,958 \cdot 4,1 + 0,3 \cdot \frac{19,958}{2}}}$$

$$T_{efC_MaxSila} = 381,446 Nm$$

Stanovení průměrných otáček servopohonu

$$t_{c2} = t_4 + t_5 + t_6 + t_{pp}$$

$$t_{c2} = 0,3 + 4,1 + 0,3 + 0,5$$

$$t_{c2} = 5,2s$$

$$n_{av2} = \frac{\left(t_4 \cdot \frac{n_{2MAX}}{2} + t_5 \cdot n_{2MAX} + t_6 \cdot \frac{n_{2MAX}}{2} \right)}{t_{c2}}$$

$$n_{av2} = \frac{\left(0,3 \cdot \frac{19,958}{2} + 4,1 \cdot 19,958 + 0,3 \cdot \frac{19,958}{2} \right)}{5,2}$$

$$n_{av2} = 16,888 \frac{ot}{min}$$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Stanovení doby zapnutí servopohonu

$$DZ = \left[\frac{(t_4 + t_5 + t_6)}{t_{c2}} \right] \cdot 100\%$$

$$DZ = \left[\frac{(0,3 + 4,1 + 0,3)}{5,2} \right] \cdot 100\%$$

$$DZ = 90,385\%$$

Kontrola rezonanční frekvence

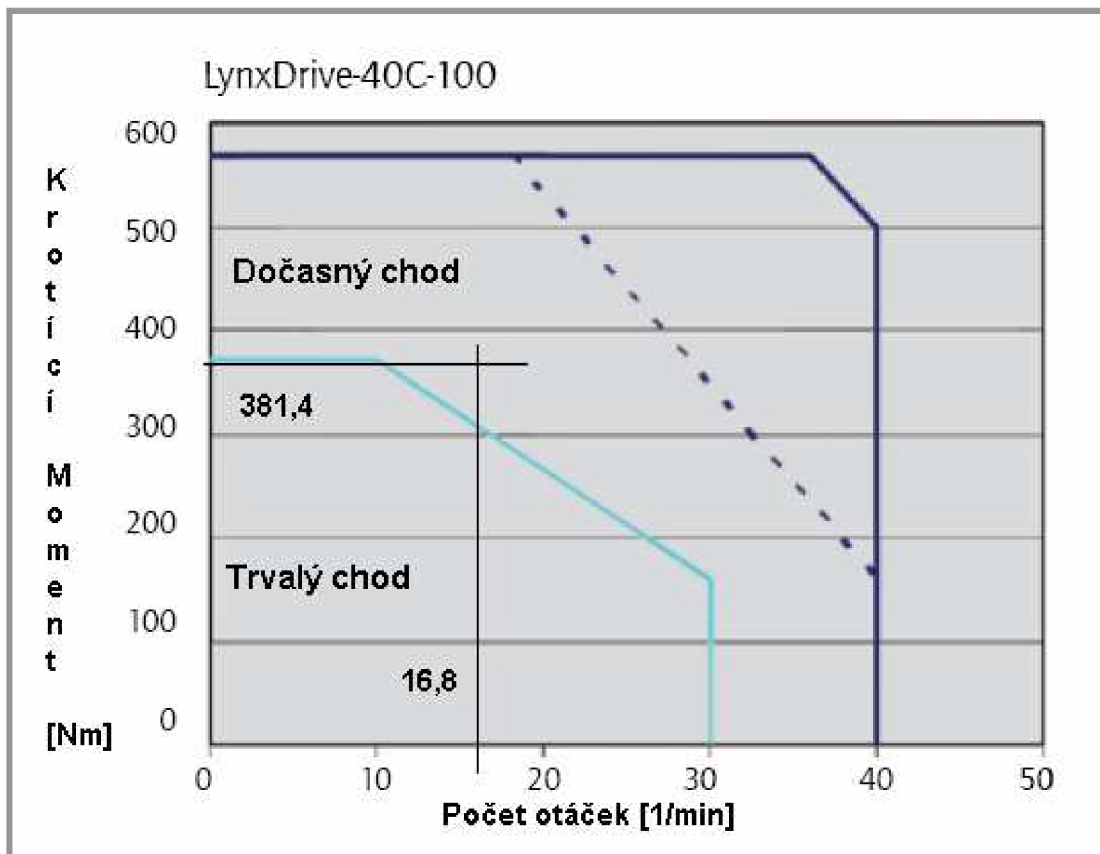
Torzni tuhost převodu $K_1 = 1,3 \cdot 10^5 \frac{Nm}{rad}$

Moment setrvačnosti přepočítaný na osu pohonu $I_{rzC} = 1,338 Kgm^2$

$$f_n = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{K_1}{I_{rzA}}}$$

$$f_n = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{1,3 \cdot 10^5}{1,338}}$$

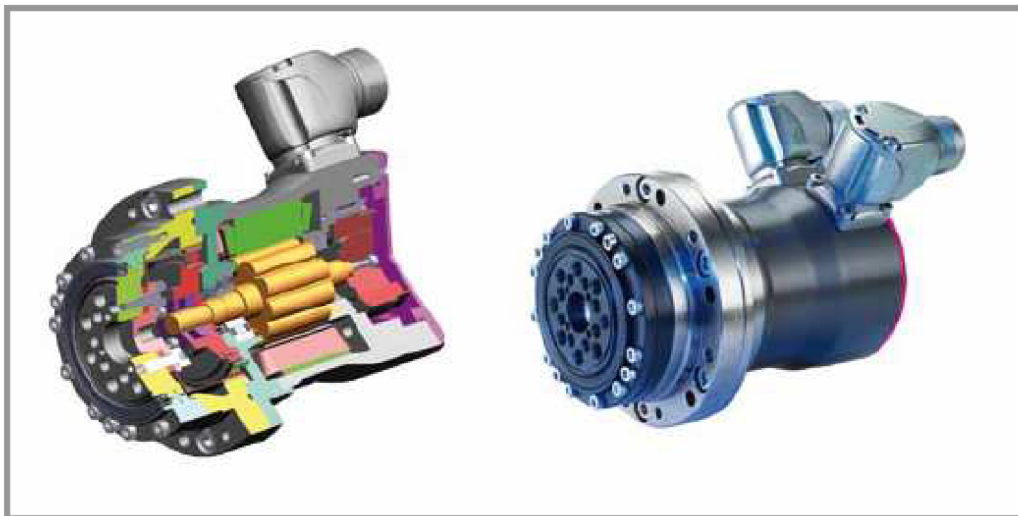
$$f_n = 49,6 Hz$$



Obr. 37 Závislost kroučícího momentu na otáčkách pohonu LynxDrive-40C-100-pracovní režim [6]

Pro původně navrhovaných 30 otáček/min tělesa hlavy kolem osy C vyhovuje dle výpočtu servomotor CHM 58A-A v kombinaci s planetovou převodovkou HPG 50-33-BL1-F0. Tento pohon je sice schopen dosáhnout potřebné dynamiky, ale jeho klidový kroutící moment dosahuje 500 Nm a to je pro výše uvedený případ 2x předimenzováno. Navíc byl celý výpočet navrhován pro jeden pohon a tedy přidáním dalšího do zapojení Master and Slave dojde k dalšímu předimenzování. Velkou nevýhodou je navíc i velikost celého pohonu. Výpočet pohonů pro osu C s otáčkami 30 1/min viz příloha.

Z těchto důvodů bude volen pohon LynxDrive 40c. Jedná se o spojení servomotoru s harmonickou převodovkou s převodem $i=100$. Tato varianta je rozměrově menší a umožní tedy docílit i menších rozměrů frézovací hlavy. Velkou nevýhodou však je maximální možný počet otáček kterého bude možno dosáhnout a to 40 1/min. Další redukci vzniklou na pastorku bude tedy maximální počet otáček tělesa hlavy kolem osy C nabývat hodnoty 11, 4 ot/min. Je ale nutné zdůraznit, že vlastní frekvence pohonu dosahuje 49,6Hz, což je velmi příznivá hodnota, a frézovací hlava bude schopná dosahovat kvalitního obrobeného povrchu.



Obr.38 Pohon LynxDrive-40c [6]

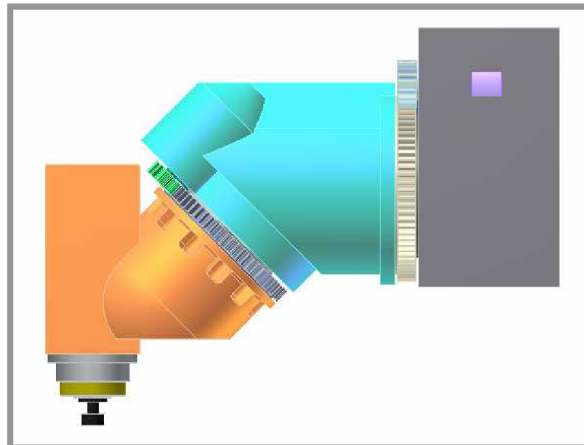
3.6 Návrh uspořádání motorů na ose A

Z návrhu a předchozích výpočtů vyplývá jako pohon osy A varianta 2 servopohonů v kombinaci s planetovou převodovkou v konstrukčním uspořádání M-S. Umístění těchto pohonů na ose A je možno volit ze dvou základních uspořádání a to umístit motory nad osu rotace a nebo pod osu.

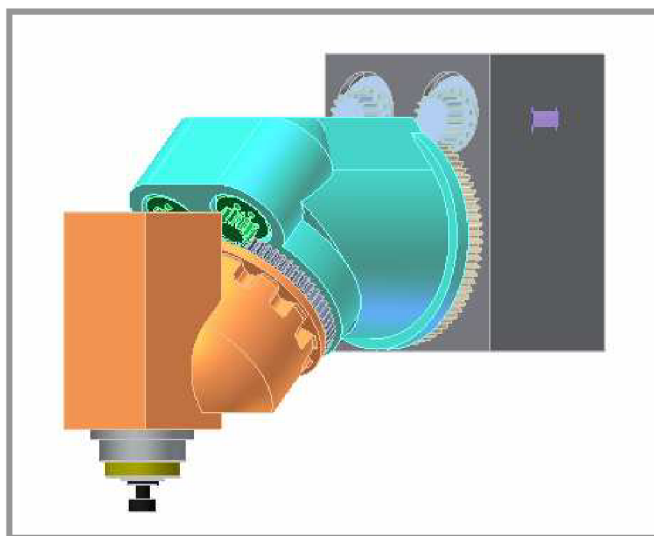
- Umístění pohonů nad osu

Značnou výhodou této konstrukční varianty je značné zkrácení délky hlavy, protože pohony nebudou zasahovat do vnitřní části osy C a tedy nebudou omezovat konstrukci rozvodů

médií a energetiky. Oproti tomu je tento typ konstrukce charakterizován i ne příliš vhodným designem a i rozměry hlavy jsou poměrně velké, což odporuje původním snahám o konstrukci malé a lehké frézovací hlavy.



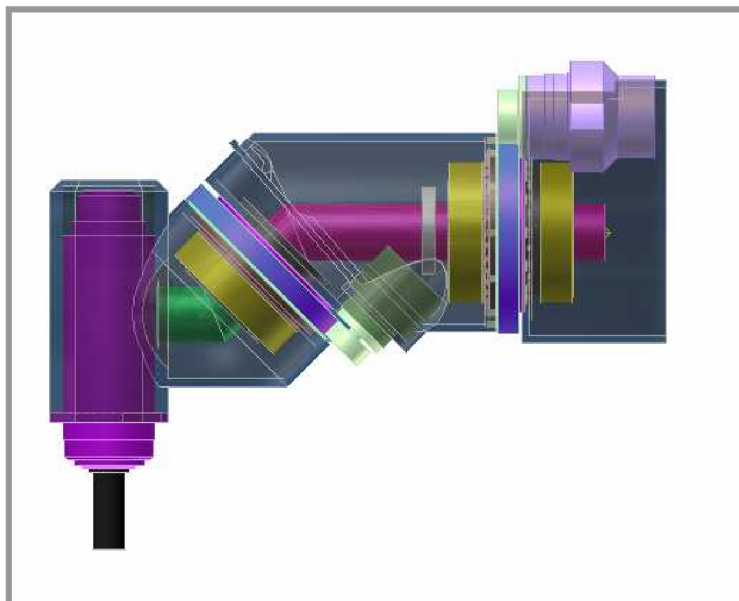
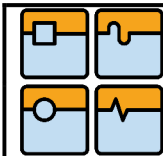
Obr. 39 Univerzální frézovací hlava s motory umístěnými nad osou rotace C



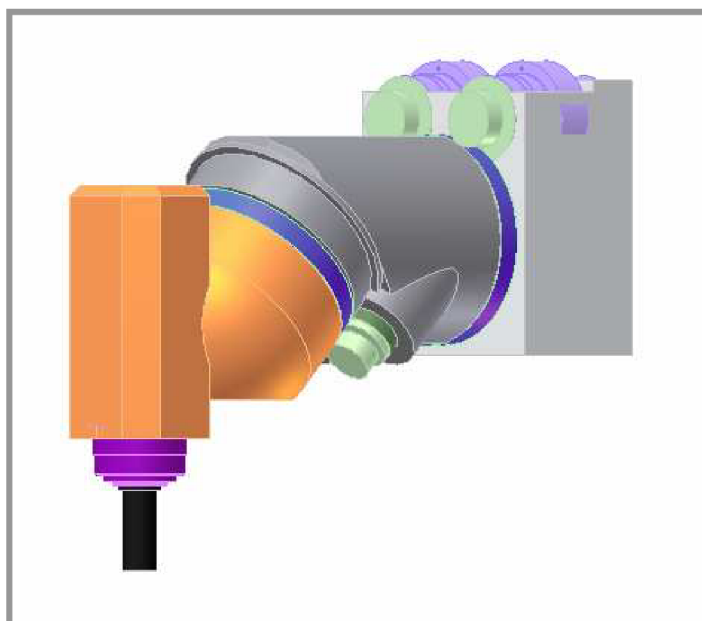
Obr. 40 Univerzální frézovací hlava s motory umístěnými nad osou rotace C- 3D pohled

- Umístění pohonů pod osu

V porovnání s předchozí variantou bude celková délka hlavy vyšší. Předností však je téměř úplné zapuštění motorů do odlitku osy C a s tím spojené i menší rozměry v příčném směru. Vzhledem k použití rozvodů médií pomocí hadic nebo potrubí nebude ani velký požadavek na příliš velký prostor uvnitř hlavy. Z těchto důvodů bude následná konstrukce hlavy provedena s motory pod osu rotace v základní poloze hlavy.



Obr. 41 Univerzální frézovací hlava s motory umístěnými pod osou rotace C



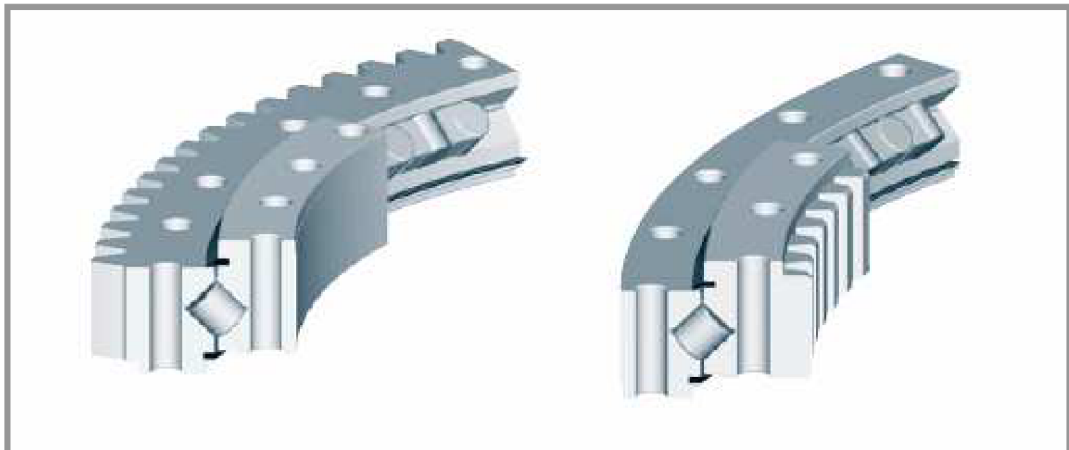
Obr. 42 Univerzální frézovací hlava s motory umístěnými pod osou rotace C- 3D pohled

3.7 Volba a návrh ložiska

Z důvodu volby pohonu frézovací hlavy založeném na principu M-S a tedy na záběru pastorku s ozubeným věncem je velkou předností kompaktní spojení tohoto věnce s vnějším (popř. vnitřním) kroužkem ložiska. Jak z výpočtu pohonu vyplývá, hmotnost částí které budou rotovat díky ložisku kolem jednotlivých os, dosahuje 380 kg. Tedy statické zatížení bude značné a je nutno brát v úvahu zátěž, kterou vytvoří řezná síla při procesu

obrábění. Z tohoto důvodu je pro tento typ konstrukce voleno válečkové křížové ložisko s čtyřbodovým stykem. Po konzultaci ve firmě Fermat CZ byla zvolena jako dodavatel firma PSL, a.s..

Hlavní předností tohoto typu ložisek je velká statická i dynamická únosnost a jejich přesnost díky čtyřbodovému styku válečků s kroužky ložiska.



Obr. 43 Válečkové křížové ložisko s vnějším a vnitřním ozubením [21]

3.7.1 Návrh ložiska osy C

Z důvodů obtížné konstrukce a následného nedostatku místa pro přívod médií a energetických kabelů bylo pro osu C zvoleno ložisko s vnějším ozubením a označením 9E-1Z16-0310-0111.

Parametry ložiska

Vnější průměr $D_v = 403,5mm$

Vnitřní průměr ložiska $d = 234mm$

Roztečný průměr ozubení $D_{ov} = 394,5mm$

Modul ozubení $m = 4,5mm$

Počet zubů věnce $z = 88$

Šířka ozubení $B_1 = 39mm$

Statická únosnost $C_0 = 803kN$

Dynamická únosnost $C = 482kN$

Výpočet životnost

Osa C – vertikální poloha osy vřetena

Axiální síla $F_{ax} = 5160N = F_{rez}$

Radiální síla $F_r = 3830N = F_g$

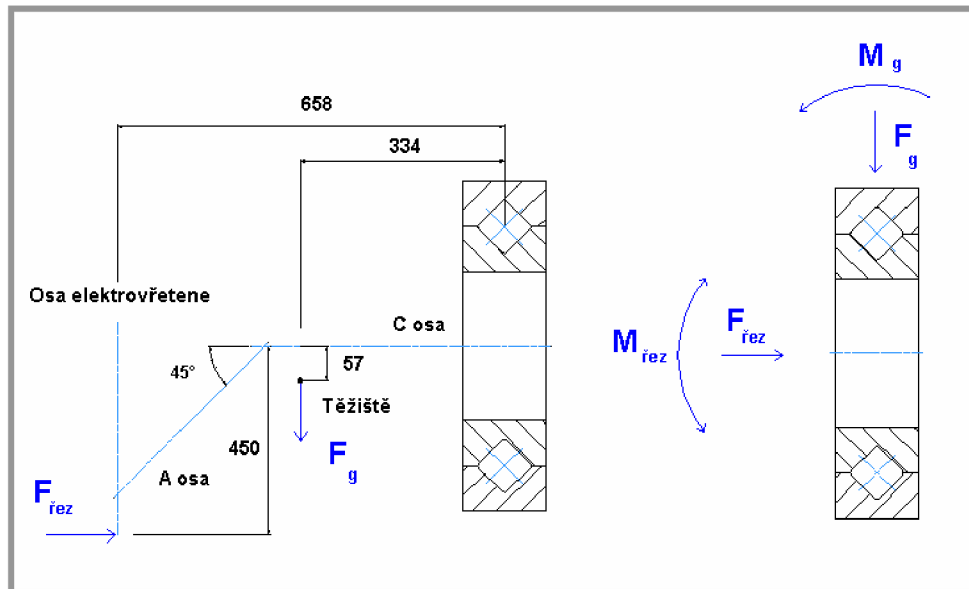


Moment

$$M = F_{\text{řez}} \cdot 0,658 + F_g \cdot 0,334 \quad (3.51)$$

$$M = 5160 \cdot 0,658 + 3830 \cdot 0,334$$

$$M = 3222 \text{ Nm}$$



Obr.44 Schéma působících sil na ložisko C osy při vertikální poloze elektrovřetene

Zjištění koeficientů radiálního a axiálního faktoru X a Y

$$\frac{F_{ax}}{F_r + \frac{2 \cdot M}{d_p}} = \frac{5160}{3830 + \frac{2 \cdot 3222}{0,308}} = \frac{5160}{3830 + 20922} = 0,208 \leq 1,5 \Rightarrow X = 1, Y = 0,45 \quad (3.52)$$

Ekvivalentní dynamický radiální zatížení

$$P_c = X \cdot (F_r + \frac{2 \cdot M}{d_p}) + Y \cdot F_{ax} \quad (3.53)$$

$$P_c = 1 \cdot (3830 + \frac{2 \cdot 3222}{0,308}) + 0,45 \cdot 5160$$

$$P_c = 27074 \text{ N}$$

Životnost ložiska

Teplotní faktor $f_t = 1$

Faktor zátěže $f_w = 1,4$

Počet otáček osy C $n = 11,4 \text{ ot / min}$

$$L = \left(\frac{f_t \cdot C}{f_w \cdot P_c} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60} \quad (3.54)$$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

$$L = \left(\frac{1 \cdot 482000}{1,4 \cdot 27074} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{11,4 \cdot 60}$$

$$L = 70,172 \cdot 10^5 \text{ hodin}$$

Minimální požadovaná trvanlivost ložiska je 20000 hodin. Z výpočtu vyplývá, že toto ložisko je dostatečně předimenzované

Osa C – horizontální poloha osy vřeten

Radiální síla

$$F_r = F_g + F_{\text{řez}} \quad (3.55)$$

$$F_r = 3830 + 5160$$

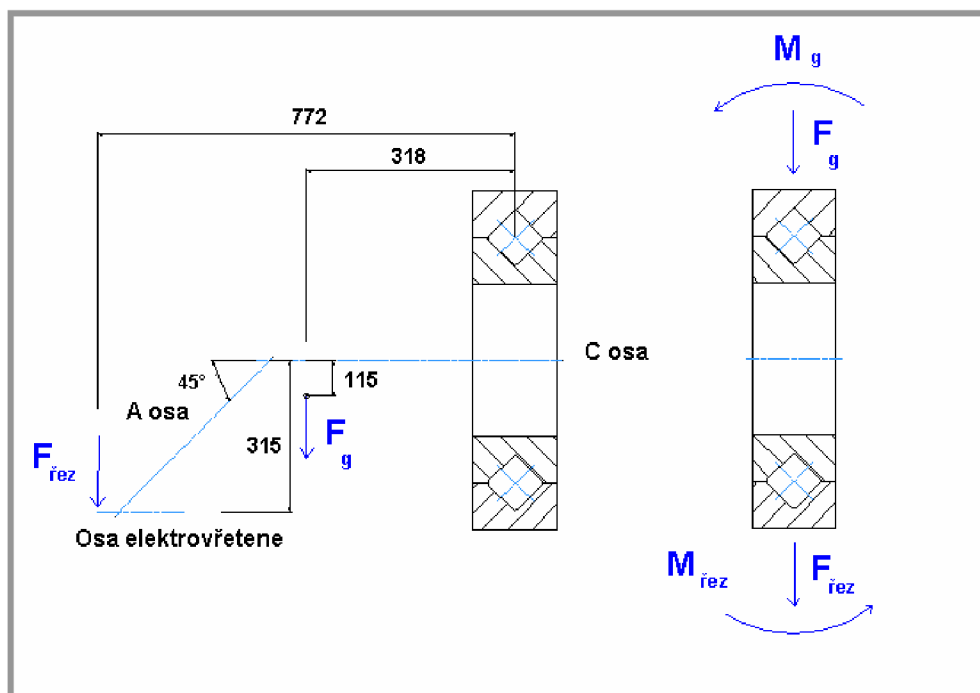
$$F_r = 8990 \text{ N}$$

Moment $M = 5200 \text{ Nm}$

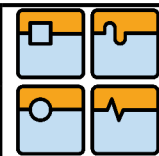
$$M = F_{\text{řez}} \cdot 0,772 + F_g \cdot 0,318 \quad (3.56)$$

$$M = 5160 \cdot 0,772 + 3830 \cdot 0,318$$

$$M = 5201,4 \text{ Nm}$$



Obr. 45 Schéma působících sil na ložisko C osy při horizontální poloze elektrovřeteně

Zjištění koeficientů radiálního a axiálního faktoru X a Y

$$\frac{F_{ax}}{F_r + \frac{2 \cdot M}{d_p}} = \frac{0}{8990 + \frac{2 \cdot 5200}{0,308}} = 0 \leq 1,5 \Rightarrow X = 1, Y = 0,45$$

Ekvivalentní dynamický radiální zatížení

$$P_c = X \cdot \left(F_r + \frac{2 \cdot M}{d_p} \right) + Y \cdot F_{ax}$$

$$P_c = 1 \cdot \left(8990 + \frac{2 \cdot 5200}{0,308} \right) + 0,45 \cdot 0$$

$$P_c = 42756 N$$

Životnost ložiskaTeplotní faktor $f_t = 1$ Faktor zátěže $f_w = 1,4$ Počet otáček osy C $n = 11,4 \text{ ot} / \text{min}$

$$L = \left(\frac{f_t \cdot C}{f_w \cdot P_c} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60}$$

$$L = \left(\frac{1 \cdot 482000}{1,4 \cdot 42756} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{11,4 \cdot 60}$$

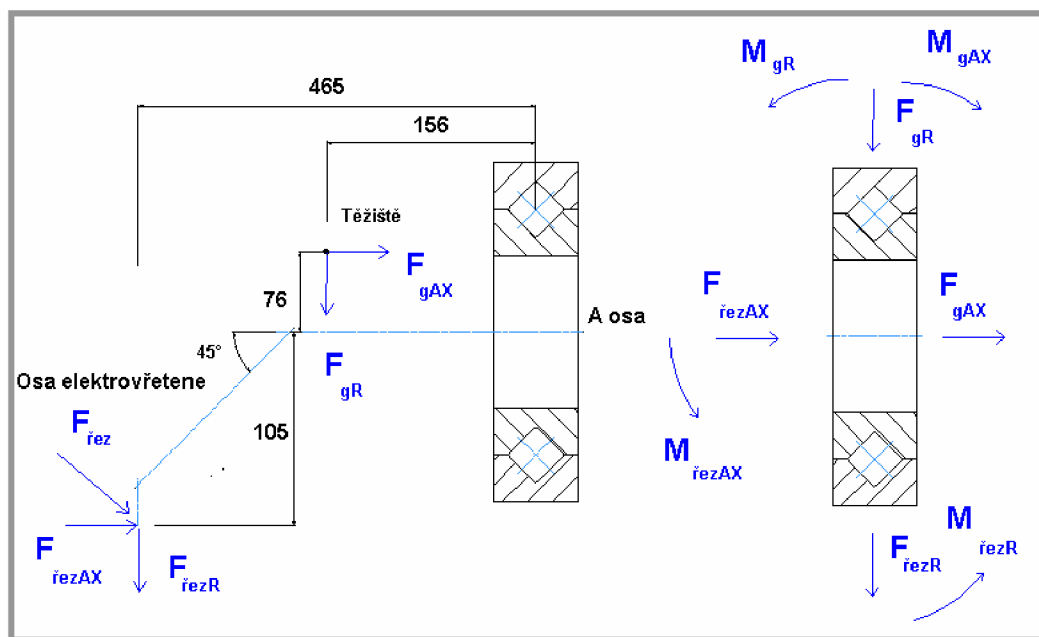
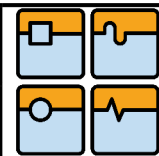
$$L = 15,299 \cdot 10^5 \text{ hodin}$$

Ložisko vyhovuje životností i při natočení osy vřetena do horizontální polohy. [24]

3.7.2 Návrh ložiska osy A

Parametry ložiska

Vnější průměr $D_v = 342 \text{ mm}$ Vnitřní průměr ložiska $d = 180 \text{ mm}$ Roztečný průměr ozubení $D_{oV} = 336 \text{ mm}$ Modul ozubení $m = 3 \text{ mm}$ Počet zubů věnce $z = 112$ Šířka ozubení $B_1 = 30 \text{ mm}$ Statická únosnost $C_0 = 581 \text{ kN}$ Dynamická únosnost $C = 340 \text{ kN}$



Obr. 46 Schéma působících sil na ložisko A osy

Axiální síla

$$F_{ax} = F_{řez} \cdot \sin 45^\circ + F_g \cdot \sin 45^\circ \quad (3.57)$$

$$F_{ax} = 5160 \cdot \sin 45^\circ + 1900 \cdot \sin 45^\circ$$

$$F_{ax} = 4992 N$$

Radiální síla $F_r = F_{ax} = 4992 N$

Moment

$$M = F_{řez} \cdot \sin 45^\circ \cdot 0,465 + F_{řez} \cdot \sin 45^\circ \cdot 0,105 + F_g \cdot \sin 45^\circ \cdot 0,156 - F_g \cdot \sin 45^\circ \cdot 0,076$$

$$M = 5160 \cdot \sin 45^\circ \cdot 0,465 + 5160 \cdot \sin 45^\circ \cdot 0,105 + 1900 \cdot \sin 45^\circ \cdot 0,156 - 1900 \cdot \sin 45^\circ \cdot 0,076$$

$$M = 2358 Nm$$

Průměr na kterém dochází k odvalování $d_p = 0,225 m$

Zjištění koeficientů radiálního a axiálního faktoru X a Y

$$\frac{F_{ax}}{F_r + \frac{2 \cdot M}{d_p}} = \frac{4992}{4992 + \frac{2 \cdot 2358}{0,225}} = 0,19 \leq 1,5 \Rightarrow X = 1, Y = 0,45$$

Ekvivalentní dynamický radiální zatížení

$$P_c = X \cdot \left(F_r + \frac{2 \cdot M}{d_p} \right) + Y \cdot F_{ax}$$

$$P_c = 1 \cdot \left(4992 + \frac{2 \cdot 2358}{0,225} \right) + 0,45 \cdot 4992$$

$$P_c = 28198,4N$$

Životnost ložiska

Teplotní faktor $f_t = 1$

Faktor zátěže $f_w = 1,4$

Počet otáček osy C $n = 280t / \text{min}$

$$L = \left(\frac{f_t \cdot C}{f_w \cdot P_c} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60}$$

$$L = \left(\frac{1 \cdot 340000}{1,4 \cdot 28198} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{28 \cdot 60}$$

$$L = 77,946 \cdot 10^4 \text{ hodin}$$

Ložisko osy A je dimenzováno dostatečně a požadovanou hodnotu 20000 hodin několikrát převyšuje. [24]

3.8 Návrh drážkované hřídele pro pastorek na ose A a C

Osa A:

Materiál hřídele: 11 500

Mez pevnosti v tahu $R_m = 470MPa$

Mez kluzu v tahu $R_e = 245MPa$

Dovolený tlak $p_D = 100MPa$

Kroutící moment $M_k = 300000Nmm$

Dovolené napětí v krutu

$$\tau_D = 0,6 \cdot R_e \quad (3.58)$$

$$\tau_D = 0,6 \cdot 245$$

$$\tau_D = 147MPa$$

Minimální průměr hřídele

$$\tau_k = \frac{Mk}{\pi \cdot d^3} \Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{Mk \cdot 16}{\pi \cdot \tau_D}} \quad (3.59)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{300000 \cdot 16}{\pi \cdot 147}}$$
$$d = 21,8\text{mm} \Rightarrow 30\text{mm}$$

Síla působící na pero

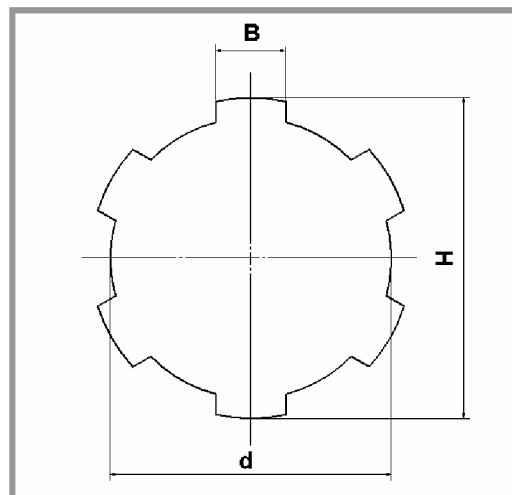
$$F = \frac{Mk}{\frac{d}{2}} \quad (3.60)$$

$$F = \frac{300000}{\frac{28}{2}}$$

$$F = 21428\text{N}$$

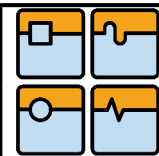
Zvolený typ drážkování

Rovnoboké drážkování 6x28x32

Šířka $B = 7\text{mm}$ Vnější průměr drážkování na hřídeli $H = 32\text{mm}$ Průměr hřídele s drážkováním $d = 28\text{mm}$ 

Obr. 47 Drážková hřídel

$$t_1 = \frac{D - d}{2} \quad (3.61)$$



$$t_1 = \frac{32 - 28}{2}$$

$$t_1 = 2mm$$

Výpočet délky drážkování

$$l \geq \frac{t_1 \cdot b \cdot p_D + F}{t_1 \cdot p_D} \quad (3.62)$$

$$l \geq \frac{2 \cdot 7 \cdot 100 + 21428}{2 \cdot 100}$$

$$l \geq 114,14mm$$

Drážkování má celkem 6 drážek \Rightarrow minimální délka jedné drážky

$$l_2 = l / 6 \quad (3.63)$$

$$l_2 = 114,14 / 6$$

$$l_2 = 19mm$$

Osa C:

Materiál hřídele: 11 500

Mez pevnosti v tahu $R_m = 470MPa$

Mez kluzu v tahu $R_e = 245MPa$

Dovolený tlak $p_D = 100MPa$

Kroučící moment $M_k = 568000Nmm$

Dovolené napětí v krutu

$$\tau_D = 0,6 \cdot R_e$$

$$\tau_D = 0,6 \cdot 245$$

$$\tau_D = 147MPa$$

Minimální průměr hřídele

$$\tau_k = \frac{M_k}{\pi \cdot d^3} \Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{M_k \cdot 16}{\pi \cdot \tau_D}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{568000 \cdot 16}{\pi \cdot 147}}$$

$$d = 26,9mm \Rightarrow 40mm$$



Síla působící na pero

$$F = \frac{Mk}{\frac{d}{2}}$$

$$F = \frac{568000}{\frac{32}{2}}$$

$$F = 35500N$$

Zvolený typ drážkování

Rovnoboké drážkování 8x32x36

Šířka $B = 6mm$

Vnější průměr drážkování na hřídeli $H = 36mm$

Průměr hřídele s drážkováním $d = 32mm$

$$t_1 = \frac{D - d}{2}$$

$$t_1 = \frac{36 - 32}{2}$$

$$t_1 = 2mm$$

Výpočet délky drážkování

$$l \geq \frac{t_1 \cdot b \cdot p_D + F}{t_1 \cdot p_D}$$

$$l \geq \frac{2 \cdot 6 \cdot 100 + 35500}{2 \cdot 100}$$

$$l \geq 183,5mm$$

Drážkování má celkem 8 drážek \Rightarrow minimální délka jedné drážky

$$l_2 = l/8$$

$$l_2 = 183,5/8$$

$$l_2 = 22,93mm$$

[3]

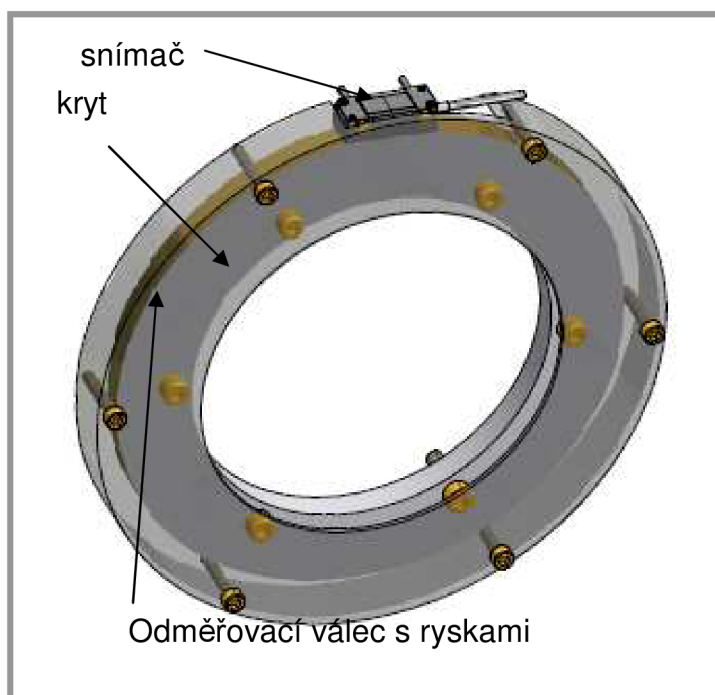
3.9 Odměrování polohy natočení

Aby bylo dosažené požadované přesnosti polohování a tedy i přesné opracování daného obrobku, je nezbytnou součástí každé hlavy odměrovací zařízení. V konstrukci použité servomotory mají zabudovaný vlastní snímač (encoder), ale po konzultacích ve firmě

Fermat CZ bylo rozhodnuto o doplňkovém zabudování odměřovacího zařízení na každou osu rotace.

Ke snímání přesné polohy natočení obou os bude použit absolutní, rotační, úhlový snímač s přesností až $\pm 5''$ s označením ERA 4280. U osy A bude mít vnitřní průměr 150 mm a u osy C 180mm.

Celý snímač se skládá z válce, který má po obvodu velké množství rysek a snímací hlavy. Ta má za úkol snímat rotační pohyb válce a tedy i určit přesnou polohu natočení . [22]



Obr. 48 Odměřovací zařízení osy C

3.10 Brzda

Hydraulická brzda použita na ose A i C má za úkol v případě nebezpečí úrazu, popřípadě v případě potřeby zatavit natáčení hlavy v jednotlivých osách a zároveň je jejím úkolem i zpevnění hlavy při vrtací operaci, kdy nebude docházet k rotaci, ale pouze translačnímu pohybu. Jako dodavatel a výrobce hydraulických brzd byla zvolena firma Kostyrka.

Principem funkce této brzdy je přivedení potřebného tlaku do těla brdy a elastickou deformací vytvořenou daným tlakem dojde ke sevření protikusů brzdy a tím k vlastnímu brždění.

Návrh velikosti brzdy:

Osa A:

Minimální brzdící moment, který je požadován na brzdě osy A i C má činit alespoň 3000 Nm

Zadané hodnoty:

Brzdný moment $Md = 3000Nm$

Délka brzdy $L_b = 65mm$

Délka na které nedochází k brždění $a = 5mm$

Přivedený tlak $p = 9MPa$

Součinitel tření $\mu = 0,07 \div 0,12$

$$Md = d \cdot (L_b - 2 \cdot a) \cdot \pi \cdot p \cdot \mu \cdot \frac{d}{2} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{2 \cdot Md}{(L_b - 2 \cdot a) \cdot \pi \cdot p \cdot \mu}} \quad (3.64)$$

$$d = \sqrt{\frac{2 \cdot 3000}{(0,065 - 2 \cdot 0,005) \cdot \pi \cdot 9 \cdot 10^6 \cdot 0,1}}$$

$d = 0,196m \Rightarrow$ průměr brzdy, na kterém dochází k tření bude roven 200 mm.

Osa C:

Protože bude ke středovému rozvaděči na ose C (protikusu brzdy) připevněno odměřování ERA 4280 , je nutné, aby byl průměr na kterém dochází ke tření alespoň 220 mm z důvodu roztečí děr.

Zadané hodnoty

Délka brzdy $L_b = 65mm$

Délka na které nedochází k brždění $a = 5mm$

Přivedený tlak $p = 9MPa$

Součinitel tření $\mu = 0,07 \div 0,12$

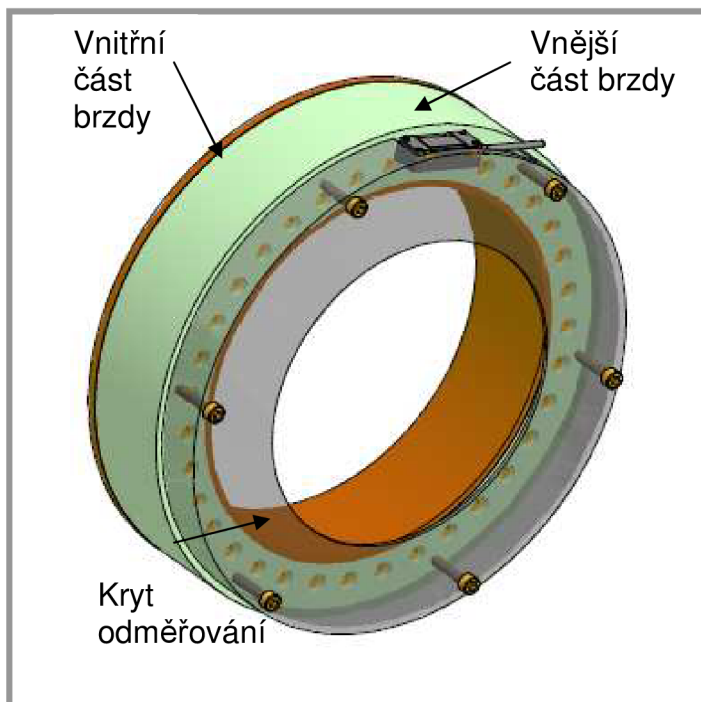
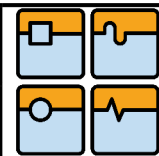
Průměr brzdy $d = 220mm$

$$Md = d \cdot (L_b - 2 \cdot a) \cdot \pi \cdot p \cdot \mu \cdot \frac{d}{2}$$

$$Md = 0,22 \cdot (0,065 - 2 \cdot 0,005) \cdot \pi \cdot 9 \cdot 10^6 \cdot 0,1 \cdot \frac{0,22}{2}$$

$$Md = 3763,3Nm$$

Brzdný moment, kterého lze dosáhnout brzdou osy C dosahuje hodnoty až 3763 Nm. [23]



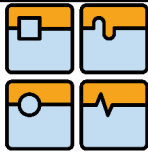
Obr. 49 Brzda osy C

3.11 Převod kapalin

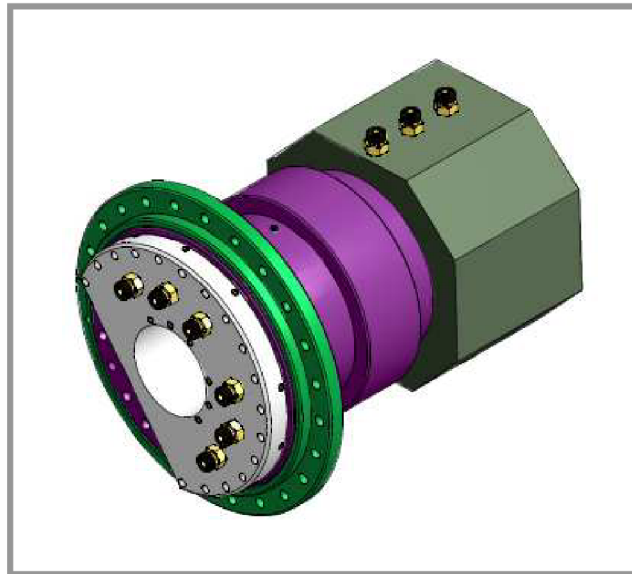
Při natáčení částí hlavy kolem daných os A a C vzniká problém s přívodem hadic popř. potrubí k daným místům, aniž by došlo k utržení jednotlivých přívodů. Z tohoto důvodu je při konstrukci této hlavy použito principu převodu médií (oleje, vzduchu, chladící kapaliny) pomocí kanálků a sběrných zápchů, které jsou schopny převést daná média přes kritické roviny rotace.

Kapaliny, které je nutno převést přes dané roviny:

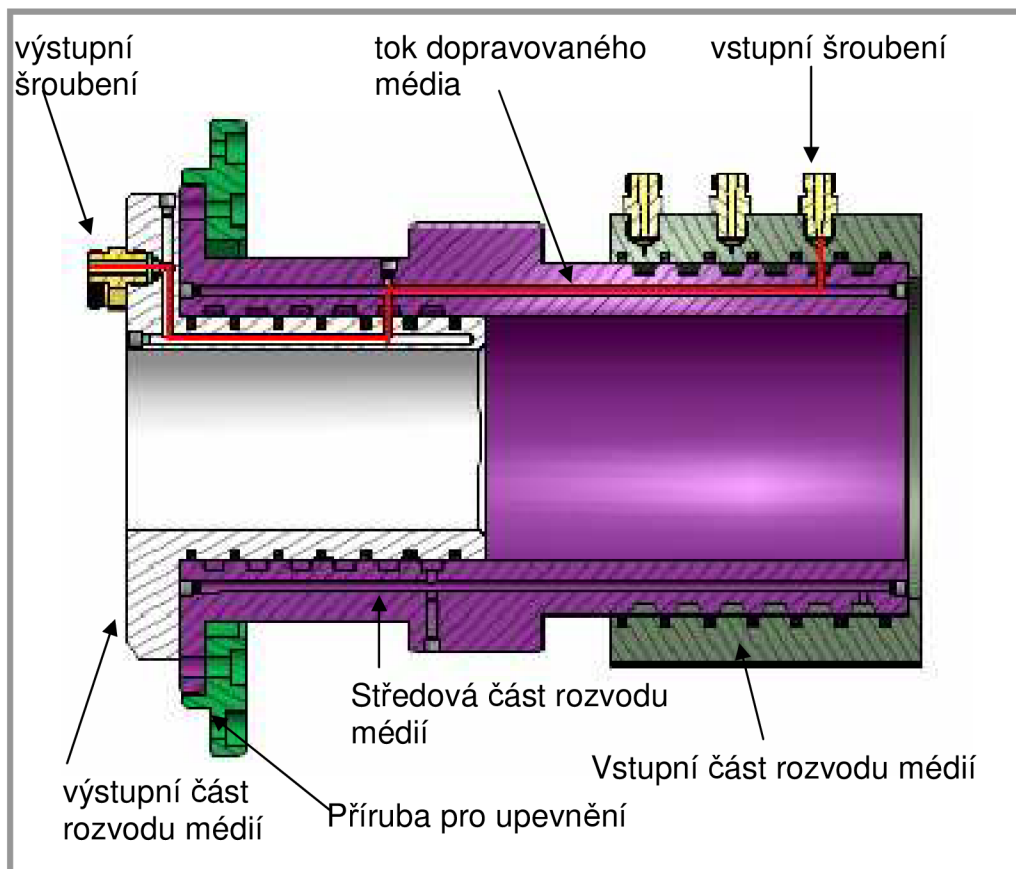
- Zpevnění a opevnění brzdy na ose A
- Chlazení středem (30 bar)
- Chlazení oplachem (5 bar)
- Odepínání nástroje
- Mazání ozubených kol
- Ofukování upínacího kužele



DIPLOMOVÁ PRÁCE



Obr. 50 sestava rozvodů osy C



Obr. 51 Řez rozvody médií osy C

Princip funkce:

Kapalina je pomocí hadic nebo potrubí přivedena ze stroje až ke šroubení na vstupní části soustavy pro převodu médií. Poté je sbírána válcovým mezikružím a dopravována kanálkem ve středové části soustavy až ke třetí části, tedy výstupní. Zde opět prochází přes soustavu kanálků až ke šroubení, na které navazuje opět hadice nebo potrubí. Jednotlivé válcové sběrné kanálky jsou odděleny těsněními, aby nedocházelo ke smíchání nebo úniku jednotlivých látek. Nepotřebné konce vyvrtaných kanálků jsou zaslepeny stavěcími šrouby. Ukázka toku média je zobrazena červenou barvou v *obr. 51*. Stejný princip je použit i pro média na ose A, pouze tvar jednotlivých částí je přizpůsoben potřebám konstrukce.

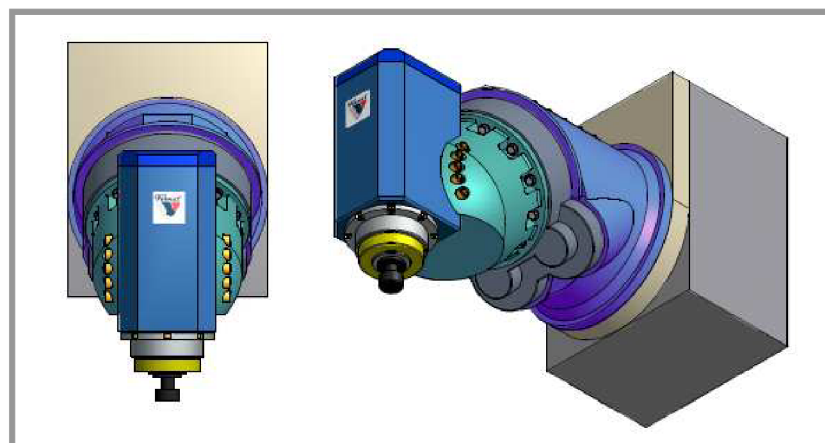
3.12 Energetika

Protože je u této frézovací hlavy použito elektrovřerena, servomotorů a odměřování, je nutné přivést k těmto zařízení datové a silové kabely. Při otáčení jednotlivých částí kolem osy A a C vzniká stejně jako u přívodu kapalin problém se zamotáním a následným utržením jednotlivých kabelů. Z tohoto důvodu je nutno opatřit hlavu zařízením, které je schopno energii i data převést přes kritická místa a tím zajistit plnou funkčnost zařízení bez poškození a nebo omezit natáčení jednotlivých částí pouze na kývavý pohyb.

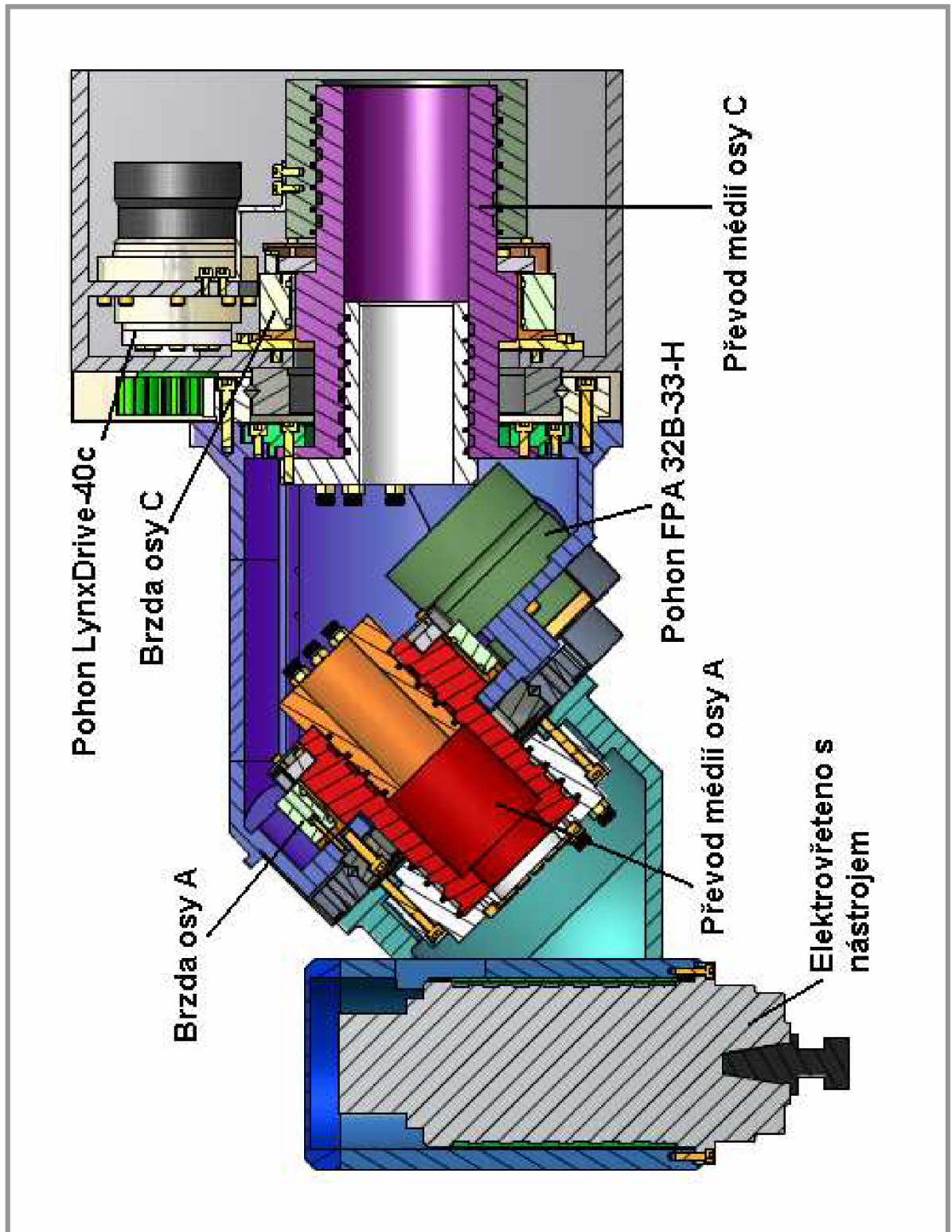
Dodavatelem zařízení pro převod energii tzv. kartáčů je firma Stehemann. Z informací od tohoto výrobce však vyplynulo, že finanční náklady na toto zařízení jsou příliš vysoké a dosahují až jedné pětiny předpokládané ceny zařízení. Z tohoto důvodu bude konstrukce hlavy navržena tak, aby umožnila natáčení v jednotlivých osách pouze v intervalu maximálně $\pm 360^\circ$.

Pro tento typ konstrukce bude dostačující vytvoření několika smyček jednotlivých kabelů středem rozvodového válce v jednotlivých osách frézovací hlavy. Při natáčení budou pak tyto smyčky odmotávány a umožní natočení v daném rozsahu.

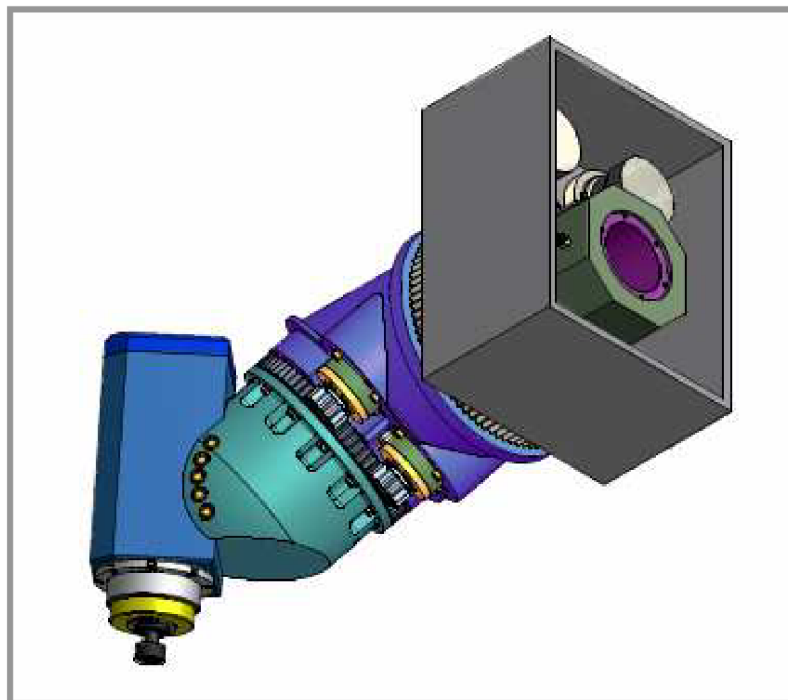
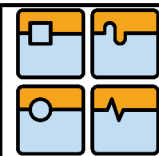
3.13 Konečný návrh univerzální frézovací hlavy



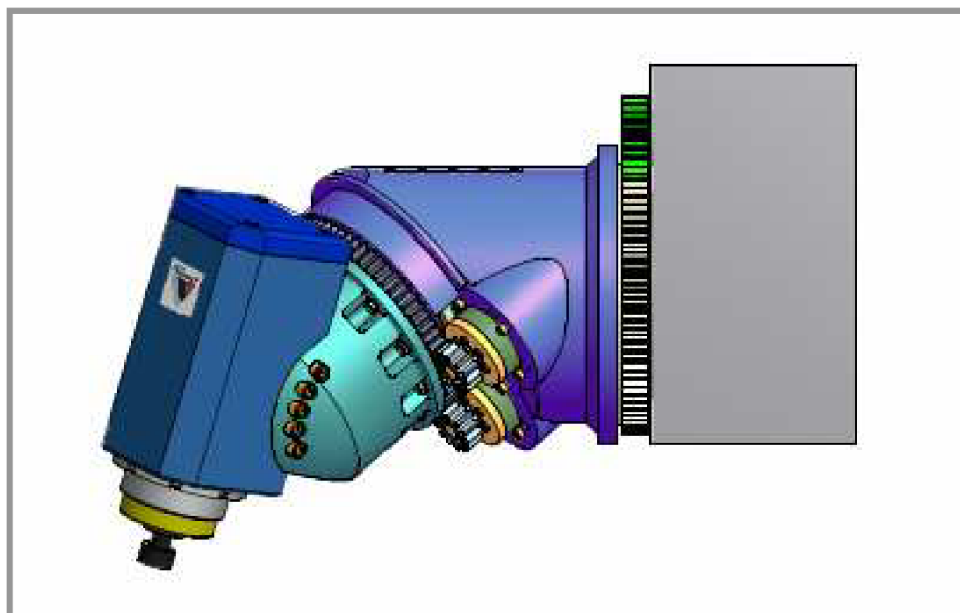
Obr. 52 Univerzální frézovací hlava s kryty ozubení



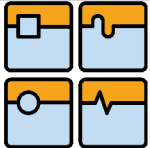
Obr. 53 Řez univerzální frézovací hlavou



Obr. 54 Univerzální frézovací hlava- pohled 1



Obr. 55 Univerzální frézovací hlava- pohled 2

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 92
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

4. Závěr

Hlavním důvodem, proč byla tato diplomová práce zadána, byla snaha o návrh zcela nové konstrukce univerzální frézovací hlavy, která bude schopná plynulého natáčení v obou osách rotace během řezného procesu.

Z výsledků a návrhů obsažených v této práci lze říci, že byly splněny téměř všechny požadavky, které byly na samotném začátku na toto zařízení kladeny. Velkou a zásadní předností je bezvůlový pohon obou os a z toho plynoucí i přesné indexování. Těchto vlastností bylo dosaženo použitím pohonu Master-Slave v kombinaci s harmonickou a planetovou převodovkou.

Drobnou nevýhodou je omezení natáčení hlavy v rozmezí $\pm 360^\circ$. Tento nedostatek byl zapříčiněn výraznými finančními náklady na zařízení, které by tuto funkci umožnilo. Mírně omezující je i rychlost natáčení hlavy v ose C z důvodu nízkých maximálních otáček servomotorů (40 ot/min). Při spojení těchto servomotorů s harmonickou převodovkou o velmi vysokém převodovém poměru $i = 100$ je poté možné dosáhnout 11,4 ot/min. Do přílohy této práce je však zahrnut i výpočet návrhu pohonu umožňujícího natáčení osy C až 29 ot/min. Jedná se o pohon s harmonickou převodovkou HPG-50. Je tedy možný i přechod na tuto variantu, ale bylo by následně nutné zvětšení konstrukce některých částí.

Pro použití pohonů s nižší rychlostí natáčení tedy pohonu LynxDrive-40c hovoří především menší rozměry a významnou roli hrála také velmi příznivá hodnota vlastní frekvence, která by měla zamezit vibracím a chvění nástroje při obrábění. Tím bude docíleno přesně obrobeneé plochy s požadovanou drsností povrchu. Pohonnými jednotkami natáčení kolem osy A jsou dva servopohony v kombinaci s planetovou převodovkou tedy pohon FPA 32B-33-H.

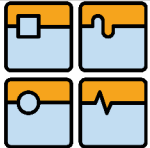
Výhodou této konstrukce frézovací hlavy je i možná výměna elektrovřeten dle potřeby zákazníka z nabídky 4 výkonnostních typů od firmy Fischer. Zařízení tak bude možno využít pro celou oblast materiálů od oceli, přes litinu až k například slitinám hliníku.

Vnější charakteristické rozměry hlavy jsou uvedeny v následující tabulce a ze srovnání těchto hodnot s konkurencí lze říci, že se podařilo docílit srovnatelných hodnot ve všech směrech. Důležitým parametrem tohoto zařízení je i jeho vlastní hmotnost, která dosahuje 546 Kg což je o několik desítek kilogramů lepší než původní předpoklady. Další snížení by ale mělo příznivý vliv na dynamické i statické zatížení.

Celkové náklady na výrobu tohoto zařízení není možné v tuto chvíli vyčíslit, avšak ve srovnání s konkurencí by se nemělo jednat o příliš velkou investici, protože ani náklady na pořízení nejdůležitějších komponent nejsou extrémně vysoké.

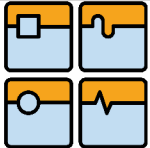
Rychlost natáčení v ose C- pohon LynxDrive40	11,4 ot/min
Rychlost natáčení v ose A-pohon FPA32B-33-H	25 ot/min
Hmotnost částí, které budou rotovat kolem osy C	390 Kg
Celková hmotnost hlavy	546 Kg
Celková délka hlava	1093 mm
Šířka hlavy	430 mm

Z časových důvodů a celkové náročnosti práce nebylo možné zcela dokončit krytování ozubení a pastorků. Dále je také nutné vyřešit připevnění hlavy k vřeteníku stroje a přívod médií s energetikou. Tyto nedostatky však budou vycházet z možností daného stroje a mělo by být možné použít stejný princip uchycení jako u stávající univerzální frézovací hlavy s kuželovými koly, tedy pomocí Hirthova ozubení.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 94
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

5. Použitá literatura

- [1.] MACHÁČEK, Jiří . Frézovací hlava - srdce portálového stroje. *MM Průmyslové spektrum*[online]. 22. listopadu 2006, 061139, [cit. 2010-05-13]. Dostupný z WWW: <<http://www.mmspektrum.com/clanek/frezovaci-hlava-srdce-portaloveho-stroje>>.
- [2.] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. [s.l.] : [s.n.], 2006. 282 s. Dostupné z WWW: <http://www.mmspektrum.com/special-konstrukce-cnc-obrabecich-stroju>.
- [3.] LEINVEBER, Jan; ŘASA, Jaroslav ; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. Praha : Scientia, spol. s.r.o., 2000. 985 s. ISBN 80-7183-164-6.
- [4.] Krovok%C3%BD motor In *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida) : Wikipedia Foundation, 22. 9. 2009, 22. 4. 2010 [cit. 2010-05-13]. Dostupné z WWW: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Krovok%C3%BD_motor>.
- [5.] Firemní literatura firmy Cytec, dostupná z WWW: <http://www.cymill.de/>
- [6.] Firemní literatura firmy Hamonic Drive AG, dostupná z WWW: <http://www.harmonicdrive.de/german/download/kataloge/gesamtkatalog>
- [7.] Firemní literatura firmy TOS Varnsdorf, dostupná z WWW: http://www.tosvarnsdorf.cz/files/accessories/hui50_czm_2002_06.pdf
- [8.] Firemní literatura firmy Voith Turbo GmbH & Co. KG, dostupné z WWW: http://www.voithturbo.com/applications/documents/document_files/648_d_g699_de_voith-hirth-stirnverzahnung.pdf
- [9.] Firemní literatura firmy F. Zimmermann GmbH, dostupné z WWW: <http://www.f-zimmermann.com/produkte/fraeskoepfe.html>
- [10.] Firemní literatura firmy Fermat CZ
- [11.] FOREJT, Milan; PÍŠKA, Miroslav. *Teorie obrábění, tváření a nástroje*. první. [s.l.] : Akademické nakladatelství Cerm, s.r.o. Brno, 2006. 225 s. ISBN 80-214-2374-9.
- [12.] Studijní opory Ústavu strojírenské technologie FSI VUT v Brně, dostupné z WWW: <http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/?page=opory>

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 95
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [13.] Firemní literatura firmy Sandvik Coromant, dostupná z WWW:
<http://www.coromant.sandvik.com/cz>
- [14.] Motorspindel In *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida) : Wikipedia Foundation, 23. 10. 2008 , 1. 1. 2010 [cit. 2010-05-13]. Dostupné z WWW: <<http://de.wikipedia.org/wiki/Motorspindel>>.
- [15.] Firemní literatura firmy EMUGE-FRANKEN s.r.o, dostupná z WWW:<http://www.emugefranken.cz/soubory/13cz.pdf>
- [16.] Firemní literatura firmy Omlat, dostupná z WWW:
http://www.omlat.com/UploadedImage/products/215200914532_omlat_milling.pdf
- [17.] Firemní literatura firmy Fischer Precise Groupe AG, dostupná z WWW:
<http://www.fischerprecise.com/de/main/produkte/fischer-spindel/fraessspindel/>
- [18.] Firemní literatura firmy Franz Kessler GmbH
- [19.] Servomotor In *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida) : Wikipedia Foundation, 4. 11. 2003 , 4. 4. 2010 [cit. 2010-05-13]. Dostupné z WWW: <<http://de.wikipedia.org/wiki/Servomotor>>.
- [20.] Servomotor In *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida) : Wikipedia Foundation, 27. 9. 2005, 8. 1. 2010 [cit. 2010-05-13]. Dostupné z WWW: <<http://cs.wikipedia.org/wiki/Servomotor>>.
- [21.] Firemní literatura firmy PSL a.s., dostupná z WWW:
<http://www.psl.sk/sk/index.php?pgid=19&prod=7>
- [22.] Firemní literatura firmy Heidenhain s.r.o., dostupná z WWW:
http://www.heidenhain.cz/cs_CZ/produkty_a_pouziti/mereni_uhlu/uhlove_snimace/bez_vlastniho_ulozeni/
- [23.] Firemní literatura firmy Kostyrka
- [24.] Firemní literatura firmy THK GmbH, dostupná z WWW:
http://www.thk.com/cz/products/class/crossroller_r/index.html

6. Příloha

Obsah přílohy A

1. Výpočet zátěžného spektra univerzální frézovací hlavy	2
1.1 Pracovní cyklus: maximální zatížení	2
1.1.1 Ocel	2
1.1.2 Hliník	4
1.2 Pracovní cyklus: Střední obrábění	6
1.2.1 Ocel	6
1.2.2 Litina GG30	8
1.2.3 Hliník	10
1.3 Pracovní cyklus: Dokončovací operace	12
1.3.1 Ocel	12
1.3.2 Litina GG30	14
1.3.3 Hliník	16
1.4 Pracovní cyklus: Vrtání	18
1.4.1 Ocel	18
1.4.2 Hliník	20
2. Výpočet pohonů osy C	22
2.1 Vstupní údaje	22
2.2 Výpočet	23
2.3 Volba pohonu	33

Příloha B

Výkresová dokumentace

- Sestava univerzální frézovací hlavy
- Kusovník
- Výrobní výkres součástí