



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

KONSTRUKCE KONZOLY S POLOHOVACÍM STOLEM PRO KONZOLOVOU FRÉZKU

DESIGN OF A CONSOLE WITH ADJUSTABLE WORKTABLE FOR A CONSOLE MILLING
MACHINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JAKUB BETLACH

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. PETR BLECHA, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systému a robotiky

Akademický rok: 2013/14

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jakub Betlach

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

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

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

Konstrukce konzoly s polohovacím stolem pro konzolovou frézku

v anglickém jazyce:

Design of a console with adjustable worktable for console milling machine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Student na základě rešerše určí technické parametry a provede konstrukční návrh konzoly s polohovacím stolem určené k montáži na konzolovou frézku. Konstrukční návrh bude obsahovat rovněž potřebné konstrukční výpočty.

Cíle diplomové práce:

- 1) Určení technických parametrů konzoly.
- 2) Konstrukční návrh konzoly s polohovacím stolem.
- 3) Technické výpočty.
- 4) Vybraná výkresová dokumentace konzoly s polohovacím stolem (výkres sestavy + 3 výrobní výkresy).
- 5) 3D CAD model konstruované části stroje.
- 6) Model konstruované části stroje v prostředí imersní virtuální reality.

Seznam odborné literatury:

Marek, J.; Konstrukce CNC obráběcích strojů, ISSN 1212-2572

Borský, V.; Obráběcí stroje, ISBN 80-214-0470-1

Borský, V.; Základy stavby obráběcích strojů, VUT Brno

www stránky výrobců obráběcích strojů

www.infozdroje.cz

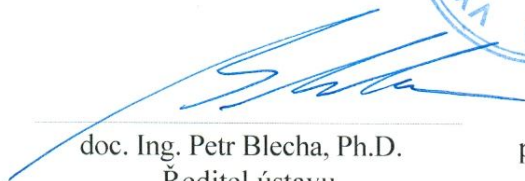
www.mmspektrum.com

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

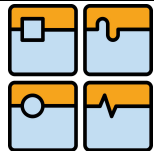
Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 19.11.2013




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


prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan

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

ABSTRAKT

Tato diplomová práce obsahuje řešení v oblasti konzolových frézek a zabývá se stavbou konzolového polohovacího stolu. Součástí diplomové práce jsou potřebné výpočty, výkres sestavy polohovacího stolu, vybraná výkresová dokumentace, 3D model a model v prostředí imerzní virtuální reality.

KLÍČOVÁ SLOVA

Frézka, polohovací stůl, kuličkový šroub, lineární valivé vedení, pohon, ...

ABSTRACT

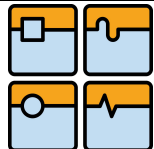
This diploma thesis includes research in the structural parts of milling machines and designs of a console adjustable. This diploma thesis includes necessary calculations, adjustable worktable assembly drawing, selected drawing documentation, 3D model and model in an immersive virtual reality.

KEYWORDS

Milling machine, adjustable worktable, ball screw, roller linear guide, drive, ...

Bibliografická citace

BETLACH, J. Konstrukce konzoly s polohovacím stolem pro konzolovou frézku. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 72s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D..

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 7
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

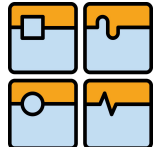
ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci Konstrukce konzoly s polohovacím stolem pro konzolovou frézku vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Petra Blechy, Ph.D. a uvedl v seznamu všechny použité literární zdroje.

V Brně dne 26.5. 2014 .



Podpis autora

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 9
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval doc. Ing. Petru Blechovi, Ph.D. za rady a cenné připomínky, kterými přispěl k vypracování této diplomové práce.

OBSAH

1.	ÚVOD.....	13
2.	ROZDĚLENÍ FRÉZOVACÍCH STROJŮ	14
2.1	Konzolová frézka	14
2.2	Hlavní části konzolových frézek	15
3.	PŘEHLED VYBRANÝCH KONZOLOVÝCH FRÉZEK	15
3.1	TOS Olomouc, s.r.o.....	15
3.2	Pinnacle Machine Tool Co., Ltd.	17
4.	TECHNOLOGICKÉ PODMÍNKY PŘI FRÉZOVÁNÍ.....	18
4.1	Řezné podmínky při frézování.....	18
4.2	Stanovení řezných sil při frézování.....	19
4.2.1	Sousledné frézování	19
4.2.2	Nesousledné frézování.....	19
4.2.3	Vzorce pro výpočet řezných sil při obvodovém, čelním a závrtném frézování	20
4.2.4	Výpočet řezných sil.....	22
5.	NÁVRH KONZOLY S POLOHOVACÍM STOLEM.....	24
5.1	Návrh osy X	24
5.1.1	Návrh kuličkového šroubu osy X.....	25
5.1.2	Volba pohonu pro osu X.....	27
5.1.3	Návrh valivého vedení v ose X.....	31
5.2	Návrh osy Y	35
5.2.1	Návrh kuličkového šroubu osy Y.....	35
5.2.2	Volba pohonu osy Y	37
5.2.3	Návrh valivého vedení v ose Y	40
5.3	Návrh osy Z.....	44
5.3.1	Návrh vyvažovacího zařízení osy Z	44
5.3.2	Návrh kuličkového šroubu osy Z	48
5.3.3	Volba pohonu osy Z	50
5.3.4	Návrh valivého vedení v ose Z	53
5.3.5	Brzda lineárního vedení v ose Z.....	58
5.3.6	Návrh konzoly	58
5.4	Mazání valivého vedení a kuličkového šroubu.....	60
5.5	Odměřovací systém	61

5.6	Krytování jednotlivých os.....	61
6.	ZÁVĚR	62
7.	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	63
8.	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ.....	65
9.	SEZNAM OBRÁZKŮ.....	69
10.	SEZNAM TABULEK	71
11.	SEZNAM PŘÍLOH	72

1. ÚVOD

Moderní obráběcí stroje musí v dnešní době splňovat náročné požadavky na rychlost a přesnost obrábění. Většina celků, z kterých se obráběcí stroje skládají, má vliv na přesnost a rychlost obrábění.

a) Polohování nástroje (obrobku)

Požadujeme tuhost rámu, odolnost vůči vibracím, plynulý pohyb nástroje či obrobku.

b) Vřeteno s vřeteníkem

Požadujeme tuhé uložení, odolnost vůči teplotním změnám, dostatečný přívod řezné kapaliny spolehlivé a rychlé upínání nástrojů.

c) Zásobník nástrojů

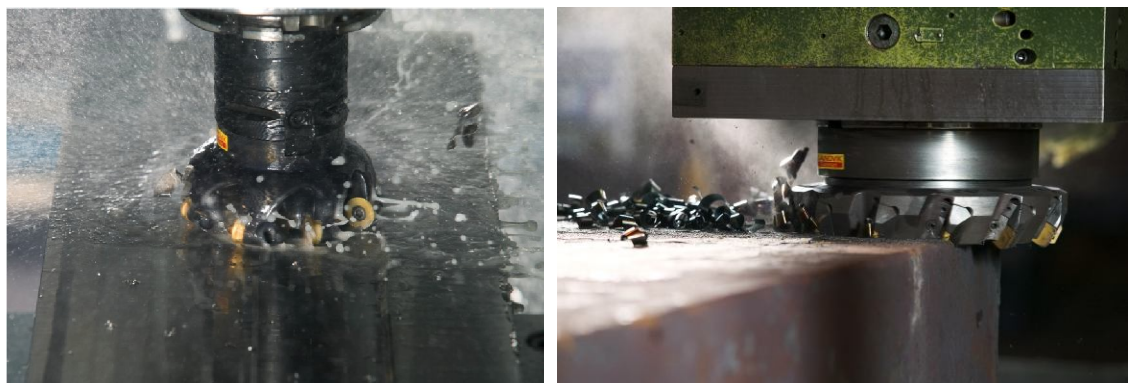
Požadujeme spolehlivou a rychlou výměnu nástrojů.

d) Zásobník obrobků

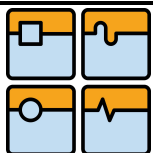
Požadujeme spolehlivou a rychlou výměnu obrobků (využití palet).

Frézování

Mezi nejrozšířenější a nejvýkonnější obráběcí stroje patří stroje frézovací. Jsou určeny nejen pro obrábění rovinných ploch, ale i zakřivených drážek, závitů, zubů ozubených kol apod. [1]



Obr. 1.1, 1.2 Ukázka frézování [3]



2. ROZDĚLENÍ FRÉZOVACÍCH STROJŮ

1) Konzolové

- Svislá osa vřetene
- Vodorovná osa vřetene
- Univerzální

2) Stolové a ložové

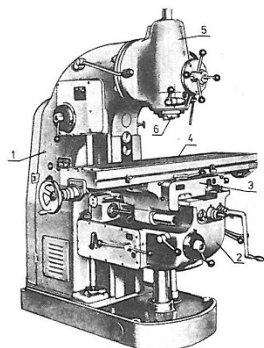
- Svislá osa vřetene
- Vodorovná osa vřetene
- Univerzální

3) Portálové (rovinné)

- Spodní gántry
- Horní gántry
- S pohyblivým stolem

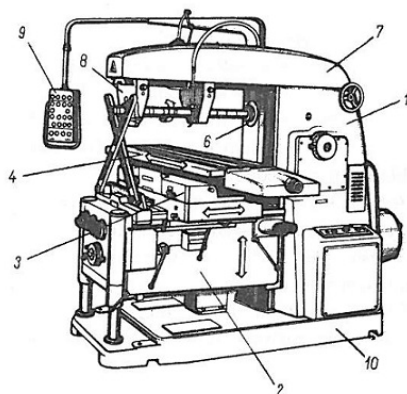
2.1 Konzolová frézka

- Svislé (vertikální) frézky** mají vřeteno ve svislé poloze.
- Vodorovné (horizontální) frézky** mají vřeteno ve vodorovné poloze.
- Univerzální frézky** umožňují natočit pracovní stůl ve vodorovné rovině o 45° na obě strany.



- 1 - stojan
2 - konzola
3 - příčné saně
4 - podélný stůl
5 - vřeteník
6 - vřeteno

Obr. 2.1 Svislá konzolová frézka [4]



- 1 - stojan
2 - konzola
3 - příčné saně
4 - podélný stůl
5 - vřeteno
6 - výsuvné rameno
7 - podpěrné ložisko
8 - ovládací panel
9 - deska rámu

Obr. 2.2 Vodorovná konzolová frézka [4]

Kvalitu a přesnost obrábění na frézovacích strojích ovlivňují především tyto části: rám s vodícími plochami, stůl, vřeteno s vřeteníkem, posuvová soustava, náhon vřetena, apod.

2.2 Hlavní části konzolových frézek

- **Stojan** je nosná část všech ostatních mechanismů frézek. Je vyroben z litiny a uvnitř vyztužen žebry. Ve spodní části je spojen se základovou deskou, která obsahuje nádrže s chladicí kapalinou.
- **Konzola** je součást skříňového tvaru, která je posuvně uložena na svislém vedení na stojanu. Obsahuje převody pro ruční a strojní posuvy.
- **Příčné saně** umožňují příčné nastavení podélného stolu. Na horní ploše příčných saní je vedení podélného stolu. U univerzálních frézek je na příčných saních uložena točnice.
- **Podélný stůl** se pohybuje ve vodorovné rovině. Pracovní plocha stolu je opatřena T drážkami, do kterých se vkládají upínací šrouby.
- **Vřeteník** je pevně uložen v horní části stojanu a je v něm otočně uloženo vřeteno, které slouží k upínání nástrojů.
- **Výsuvné rameno** mají vodorovné a univerzální frézky. Je uloženo v rybinovém vedení horní části, vysunutí je závislé na délce frézovacího trnu.
- **Podpěrné rameno** je uloženo ve výsuvném ramenu a je v něm otočně uložen letmý konec frézovacího trnu. [5]

3. PŘEHLED VYBRANÝCH KONZOLOVÝCH FRÉZEK

3.1 TOS Olomouc, s.r.o.



Tab. 3.1 Parametry konzolové frézky F2V-R [6]

F2V-R		
Rozměr pracovní plochy	[mm]	300x1300
Maximální zatížení stolu	[kg]	200
Pracovní zdvih		
- podélný X	[mm]	840
- příčný Y	[mm]	376
- svislý Z	[mm]	420
Pracovní posuv		
- rozsah X, Y	[mm/min]	28 – 1000
- rozsah Z	[mm/min]	8,5 - 300
Rychloposuv		
- X, Y	[mm/min]	1500
- Z	[mm/min]	450

Tab. 3.2 Parametry konzolové frézky FGV 32 [6]

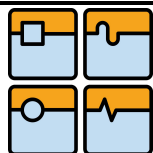
FGV 32		
Rozměr pracovní plochy	[mm]	360x1400
Maximální zatížení stolu	[kg]	250
Pracovní zdvih		
- podélný X	[mm]	1000
- příčný Y	[mm]	300
- svislý Z	[mm]	420
Pracovní posuv		
- rozsah X, Y	[mm/min]	20 – 900
- rozsah Z	[mm/min]	5,7 - 250
Rychloposuv		
- X, Y	[mm/min]	1635
- Z	[mm/min]	460

Tab. 3.3 Parametry konzolové frézky FV 30 CNC A [6]

FV 30 CNC A		
Rozměr pracovní plochy	[mm]	305x1300
Maximální zatížení stolu	[kg]	360
Pracovní zdvih		
- podélný X	[mm]	760
- příčný Y	[mm]	380
- svislý Z	[mm]	450
Pracovní posuv		
- rozsah X, Y, Z	[mm/min]	2,5 - 3000
Rychloposuv		
- X, Y	[mm/min]	7000
- Z	[mm/min]	5000



Obr. 3.1a, b, c Konzolové frézky TOS Olomouc:
a) F2V-R [6], b) FGV 32 [6], c) FV 30 CNC A [6]



3.2 Pinnacle Machine Tool Co., Ltd.

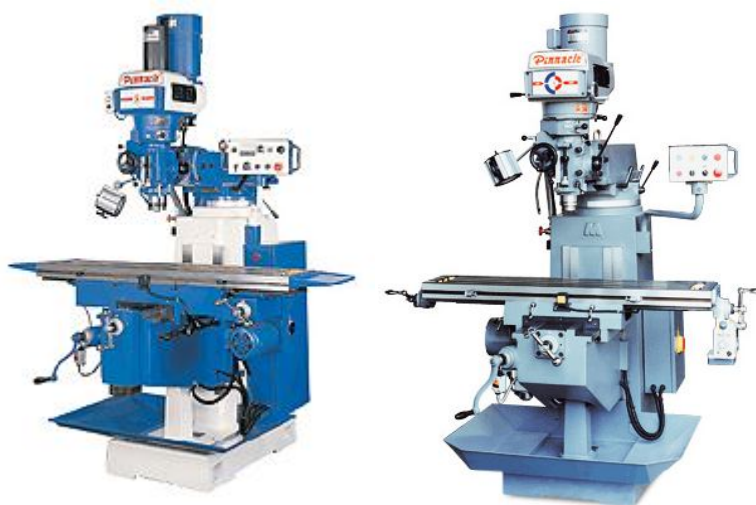


Tab. 3.4 Parametry konzolové frézky PK-FV3 [7]

PK-FV3		
Rozměr pracovní plochy	[mm]	305x1524
Maximální zatížení stolu	[kg]	230
Pracovní zdvih		
- podélný X	[mm]	800
- příčný Y	[mm]	400
- svislý Z	[mm]	380

Tab. 3.5 Parametry konzolové frézky PK-GRSM-V [7]

PK-GRSM-V		
Rozměr pracovní plochy	[mm]	254x1270
Maximální zatížení stolu	[kg]	230
Pracovní zdvih		
- podélný X	[mm]	800
- příčný Y	[mm]	380
- svislý Z	[mm]	380



Obr. 3.2a, b Konzolové frézky Pinnacle: a) PK-FV3 [7], b) PK-GRSM-V [7]

4. TECHNOLOGICKÉ PODMÍNKY PŘI FRÉZOVÁNÍ

Parametry pro konstrukční návrh konzoly s polohovacím stolem, budu volit pro střední velikost frézovacího stroje. Tento polohovací stůl bude použit na frézce, která umožňuje obrábět ocel frézami od průměru 10 mm do průměru 125 mm.

4.1 Řezné podmínky při frézování

Při frézování stanovujeme tyto řezné podmínky: **hloubku záběru, posuv na zub a řeznou rychlost.** [2, 7]

– **hloubka záběru**

hrubování	10÷20 mm i více
středně těžké obrábění	2÷10 mm
na čisto	0,5÷2 mm

– **posuv na zub**

Tab. 4.1 Orientační posuvy na jeden zub f_z [mm / z] pro frézy ze slinutých karbidů [2]

Druh frézy	Oceli o pevnosti R_m [MPa]		
	500 ÷ 800	800 ÷ 1000	1000 ÷ 1200
Čelní frézy	0,10 ÷ 0,25	0,10 ÷ 0,15	0,07 ÷ 0,13
Válcové frézy	0,15 ÷ 0,25	0,15 ÷ 0,25	0,06 ÷ 0,10
Frézovací hlavy	0,20 ÷ 0,30	0,10 ÷ 0,20	0,10 ÷ 0,15

– **řezná rychlost**

Tab. 4.2 Orientační řezné rychlosti [m/min] pro čelní frézování frézami ze slinutých karbidů [7]

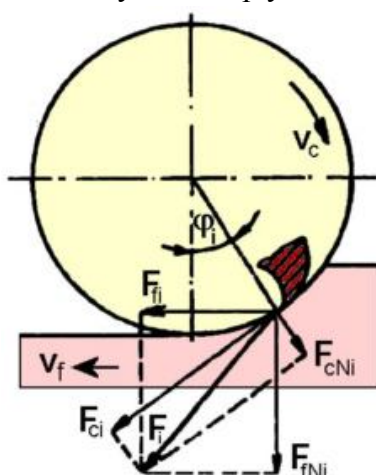
Obráběný materiál	Pevnost [MPa]	Řezná rychlost v_c [m/min]	
		Hrubování	Dokončování
Nelegovaná ocel	< 500	200 ÷ 250	250 ÷ 300
	500 ÷ 600	150 ÷ 200	200 ÷ 250
	600 ÷ 700	130 ÷ 170	170 ÷ 200
	700 ÷ 850	110 ÷ 140	140 ÷ 170
	850 ÷ 1000	90 ÷ 110	110 ÷ 130
Legovaná nástrojová ocel	700 ÷ 850	100 ÷ 130	130 ÷ 160
	850 ÷ 1000	70 ÷ 90	90 ÷ 100
	1000 ÷ 1200	30 ÷ 65	65 ÷ 80
	1200 ÷ 1400	20 ÷ 40	40 ÷ 60
	1400 ÷ 1800	10 ÷ 30	30 ÷ 50

4.2 Stanovení řezných sil při frézování

Velikost a směr řezných sil, které zatěžují ložiska vřetene, obrobek a následně i polohovací stůl, se liší dle typu použité frézy a frézovací technologie.

4.2.1 Sousedné frézování

Při sousledném frézování je směr rotace nástroje ve směru posuvu obrobku. Průřez třísky narůstá plynule od maxima do nuly. [9]



VÝHODY:

- hladší obrobená plocha
- řezné síly směřují příznivě do materiálu
- vyšší trvanlivost nástroje [9]

NEVÝHODY:

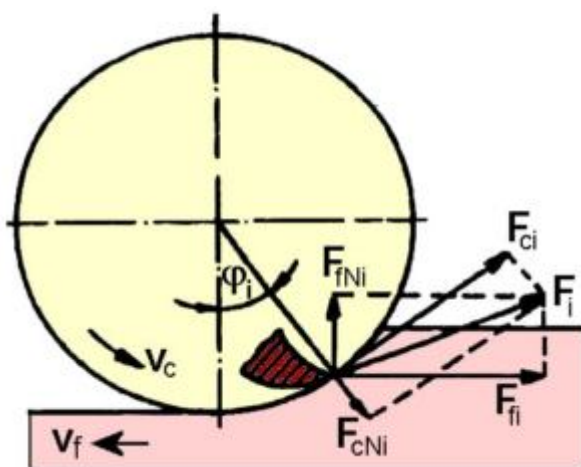
- silové rázy (možnost použití frézy se šikmými zuby)
- vymezení vůle u posuvového mechanismu
- nevhodný pro polotovary s tvrdou kůrou [9]

Obr. 4.1 Řezné síly na zubu při sousledném frézování [9]

F_i – celková řezná síla, F_{ci} – řezná síla, F_{cNi} – kolmá řezná síla,
 F_{fi} – posuvová síla, F_{fNi} – kolmá posuvová síla

4.2.2 Nesousledné frézování

Při nesousledném frézování je směr rotace nástroje proti směru posuvu obrobku. Průřez třísky narůstá plynule od nuly do maxima. [9]



VÝHODY:

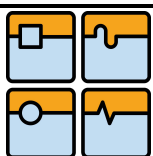
- klidný záběr bez rázů
- nižší požadavky na tuhost soustavy S-N-O
- vhodný i pro polotovary s tvrdou kůrou [9]

NEVÝHODY:

- nižší kvalita obrobené plochy
- řezné síly směřují nepříznivě ven z materiálu
- nižší trvanlivost nástroje [9]

Obr. 4.2 Řezné síly na zubu při nesousledném frézování [9]

F_i – celková řezná síla, F_{ci} – řezná síla, F_{cNi} – kolmá řezná síla,
 F_{fi} – posuvová síla, F_{fNi} – kolmá posuvová síla



4.2.3 Vzorce pro výpočet řezných sil při obvodovém, čelním a závrtném frézování

Výpočet řezných sil je proveden dle [2, 9, 10].

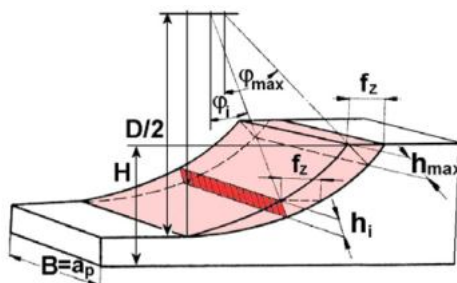
OBVODOVÉ A ČELNÍ FRÉZOVÁNÍ

Při výpočtu řezných sil při frézování vycházíme ze silových poměrů na jednom zubu. Řezná síla F_{ci} je vyjádřena pomocí měrné řezné síly k_{ci} a průřezu třísky A_{Di} :

$$F_{ci}' = k_{ci} \cdot A_{Di} \quad [\text{N}] . \quad (4.1)$$

Jmenovitý průřez třísky A_{Di} při válcovém frézování je vyjádřen pomocí vztahu:

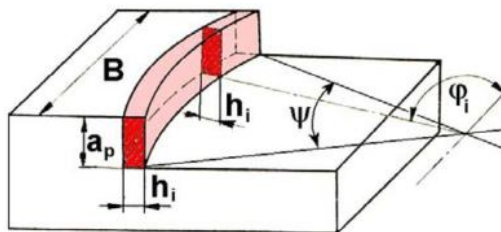
$$A_{Di} = h_i \cdot a_p = f_z \cdot a_p \cdot \sin \varphi_i \quad [\text{mm}^2] , \quad (4.2)$$



Obr. 4.3 Průřez třísky při válcovém frézování [9]

a jmenovitý průřez třísky A_{Di} při čelním frézování, když je úhel nastavení hlavního ostří $\kappa_r = 90^\circ$. Pak je vyjádřen pomocí vztahu:

$$A_{Di} = b \cdot h_i = a_p \cdot f_z \cdot \sin \varphi_i \quad [\text{mm}^2] . \quad (4.3)$$



Obr. 4.4 Průřez třísky při čelním frézování [9]

Maximální velikost průřezu třísky je při $\varphi_i = 90^\circ$, proto:

$$A_{Dmax} = a_p \cdot f_z \quad [\text{mm}^2] . \quad (4.4)$$

Měrná řezná síla k_{ci} při válcovém frézování je vyjádřena pomocí vztahu:

$$k_{ci} = \frac{C_{Fc}}{h_i^{1-x}} = \frac{C_{Fc}}{(f_z \cdot \sin \varphi_i)^{1-x}} \quad [\text{Mpa}] , \quad (4.5)$$

a po dosazení (4.2) a (4.5) do (4.1) a po úpravě dostaneme výsledný vztah pro F_{ci} :

$$F_{ci} = C_{Fc} \cdot a_p \cdot f_z^x \cdot \sin^x \varphi_i \quad [\text{N}] . \quad (4.6)$$

Při čelním frézování se řezná síla F_{ci} vyjádří stejným způsobem:

$$F_{ci} = k_{ci} \cdot A_{Di} = k_{ci} \cdot a_p \cdot f_z \cdot \sin \varphi_i \quad [\text{N}] ,$$

$$k_{ci} = \frac{C_{Fc}}{h_i^{1-x}} = \frac{C_{Fc}}{(f_z \cdot \sin \kappa_r \cdot \sin \varphi_i)^{1-x}} \quad [\text{MPa}] , \quad (4.7)$$

$$F_{ci} = C_{Fc} \cdot a_p \cdot f_z^x \cdot \sin \kappa_r^{x-1} \cdot \sin^x \varphi_i \quad [\text{N}] . \quad (4.8)$$

Jelikož při frézování je většinou v záběru několik zubů současně. Výsledné síly poté záleží na počtu zubů frézy. Celková řezná síla F_c se pro válcové frézování vypočítá pomocí vztahu:

$$F_c = \sum_{i=1}^{n_z} F_{ci} = C_{Fc} \cdot a_p \cdot f_z^x \cdot \sum_{i=1}^{n_z} \sin^x \varphi_i \quad [\text{N}] \quad (4.9)$$

a pro čelní frézování pomocí vztahu:

$$F_c = \sum_{i=1}^{n_z} F_{ci} = C_{Fc} \cdot a_p \cdot f_z^x \cdot \sin^{(x-1)} \kappa_r \cdot \sum_{i=1}^{n_z} \sin^x \varphi_i \quad [\text{N}] . \quad (4.10)$$

Hodnoty konstant C_{Fe} a exponentů x pro frézování válcovými frézami, jsou stanoveny empiricky.

Tab. 4.3 Hodnoty konstant C_{Fe} a exponentů x pro frézování válcovými frézami [2]

Obráběný materiál	Válcové frézy	
	C_{Fe}	x
Nelegovaná ocel $R_m = 450 \text{ MPa}$ 650 MPa 850 MPa	1200	0,63
	1380	0,72
	1600	0,72
Legovaná nástrojová ocel $R_m = 550 \text{ MPa}$ 800 MPa 900 MPa	1390	0,66
	1440	0,72
	1740	0,74

ZÁVRTNÉ FRÉZOVÁNÍ

Při výpočtu posuvové (axiální) síly při závrtném frézování vycházím z katalogu výrobce nástrojů [10]. Závrtné frézování uvažuji jako vrtání s nástrojem, který má úhel nastavení hlavního ostří $\kappa_r = 90^\circ$. Síla je pak vyjádřena pomocí vztahu:

$$F_f = 0,63 \cdot \frac{f \cdot k_c \cdot D_c}{2} [N], \quad (4.11)$$

kde posuv na otáčku f je:

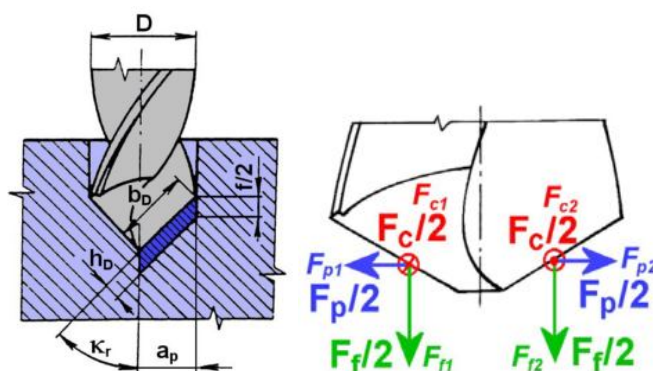
$$f = f_z \cdot z [mm] \quad (4.12)$$

a specifická řezná rychlost k_c je:

$$k_c = \frac{K_{c1.1}}{h^{m_c}} [N] \quad (4.13)$$

a tloušťka třísky h je:

$$h = f_z \cdot \sin \kappa_r [mm]. \quad (4.14)$$



Obr. 4.5a, b Vrtání: a) Průřez třísky, b) Rozklad sil [11]

4.2.4 Výpočet řezných sil

Parametry pro konstrukční výpočet konzoly volím pro střední velikost frézovacího stroje. Tento konzolový stůl bude použit na frézce, která umožňuje obrábět ocel frézami od průměru 10 mm do průměru 160 mm. Z těchto podmínek jsem stanovil parametry, ze kterých bude vycházet návrh konzoly s polohovacím stolem.

Volba frézovacích nástrojů:

Frézovací nástroje volím od firmy PRAMET Tools, s.r.o. [12]:



- Válcové frézování SLSN-J2R190H50
- Čelní frézování 160C10R-S90AP16D
- Závrtné frézování E2R L NEPU



Obr. 4.6a, b, c Zvolené frézovací nástroje PRAMET [12]
a) Válcová fréza, b) Čelní válcová fréza, c) Stopková fréza

Hodnoty potřebné pro výpočet řezných sil:

Tab. 4.4 Zvolené (známé) hodnoty pro výpočet řezných sil

			Válcová frézování	Čelní frézování	Závrtné frézování
Průměr nástroje	$\varnothing D_c$	[mm]	80	160	20
Počet zubů nástroje	z	[-]	4	10	2
Posuv na zub	f_z	[mm/z]	0,20	0,15	0,10
Šířka řezu	a_p	[mm]	90	13	-
Úhel nastavení ostří	κ_r	[°]	90	90	90
Konstanta při frézování válcovou frézou	C_{Fc}	[-]	1390	1390	-
Exponent při frézování válcovou frézou	x	[-]	0,72	0,72	-
Úhel posuvového pohybu	φ	[°]	35	180	-
Specifický řezný odpor	$k_{c1.1}$	[N/mm ²]	-	-	1700
Exponent při vrtání	m_c	[-]	-	-	0,25

Výpočet řezných sil:

- ŘEZNÉ SÍLY PŘI VÁLCOVÉM ZRÉZOVÁNÍ

Celková řezná síla F_c je vyjádřena dle vzorce (4.9) :

$$F_c = 26\,310 \text{ [N]} .$$

Posuvová síla F_f a kolmá posuvová síla F_{fN} (obr. 4.1, 4.2) je vyjádřena dle literatury [2]:

$$F_f = 1,2 \cdot F_c = 31\,580 \text{ [N]} , \quad (4.15)$$

$$F_{fN} = 0,8 \cdot F_c = 21\,050 \text{ [N]} . \quad (4.16)$$

ŘEZNÉ SÍLY PŘI ČELNÍM FRÉZOVÁNÍ

Celková řezná síla F_c je vyjádřena dle vzorce (4.10) :

$$F_c = 18\,210 \text{ [N]} .$$

Posuvová síla F_f a kolmá posuvová síla F_{fN} (obr. 4.1, 4.2) je vyjádřena dle literatury [2]:

$$F_f = 1,2 \cdot F_c = 21\,850 \text{ [N]} , \quad (4.17)$$

$$F_{fN} = 0,8 \cdot F_c = 14\,570 \text{ [N]} . \quad (4.18)$$

- ŘEZNÉ SÍLY PŘI ZÁVRTNÉM FRÉZOVÁNÍ

Posuvová síla při závrtném frézování F_{fz} (obr. 4.5) je vyjádřena dle vzorce (4.11) :

$$F_{fz} = 3\,810 \text{ [N]} . \quad (4.19)$$

5. NÁVRH KONZOLY S POLOHOVACÍM STOLEM

Při návrhu konzoly s polohovacím stolem jsem vycházel z parametrů zvolených na základě rešerše. Pracovní zdvihy v jednotlivých osách volím:

- podélný X = 1000 mm
- příčný Y = 400 mm
- svislý Z = 350 mm

5.1 Návrh osy X

Rozměry pracovního stolu, které potřebuji pro následující výpočty, volím dle rešerše. Pro uchycení obrobku jsou využity T-drážky o velikosti 14, dle ČSN 02 1030.

Tab. 5.1 Zvolené parametry pracovního stolu

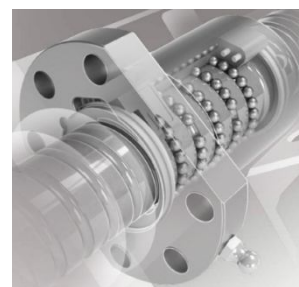
Název veličiny		Hodnota	
Délka pracovního stolu	L_{st}	[mm]	1300
Šířka stolu	B_{st}	[mm]	300
Maximální hmotnost obrobku	m_o	[kg]	200
Materiál stolu ocel	ρ_{st}	[kg/m ³]	7850

5.1.1 Návrh kuličkového šroubu osy X

Přímočarý pohyb jednotlivých os můžeme zajistit několika způsoby [1]:

- Lichoběžníkový šroub s kluznou maticí – malé posuvové rychlosti, velké tření v závitu, trhavý rozběh
- Kuličkový šroub s maticí – využívá valivé tření, vysoká účinnost, možnost úplného odstranění vůlí
- Ozubený hřeben a pastorek – z důvodu větších rozměrů využití především u velkých strojů

Posuvová osa X zajišťuje podélný pohyb stolu v ose X. Pohyb v ose X je zajištěn pomocí KŠM, které volím od firmy HIWIN s.r.o. [13]. Kuličkový šroub a kolejnice valivého vedení je připevněna k pohyblivému stolu. Vozíky valivého vedení a matice kuličkového šroubu je připevněna k pohyblivému stolu, pohybujícímu se v příčné ose Y.



Obr. 5.1 kuličkový šroub s maticí [13]

Návrh kuličkového šroubu pro osu X

Výpočet kuličkového šroubu je proveden dle katalogu firmy Hiwin [13]. Volím kuličkový šroub pro zvýšená zatížení označení 50-16B3, který je na jedné straně uložen pevně a na druhé straně posuvně z důvodu vymezení tepelných dilatací. Zvolený kuličkový šroub je třeba zkontrolovat pomocí následujícího výpočtu na vzpěr, maximální otáčky, otáčkový D_n faktor a životnost.

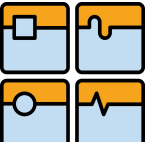
Hodnoty potřebné pro následující výpočet jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 5.2 Zvolené (známé) hodnoty potřebné pro výpočet kuličkového šroubu v ose X

Název veličiny		Hodnota	
Rychlost rychloposuvu	v_{rp}	[m/min]	10
Čas rozběhu na v_{rp}	t_r	[s]	0,1
Průměr kuličkového šroubu	D_k	[mm]	50
Malý průměr kuličkového šroubu	d_k	[mm]	45,8
Stoupání závitu kuličkového šroubu	P_{ks}	[mm]	16
Vzdálenost mezi ložisky	l_d	[mm]	1 210
Nepodepřená délka hřídele šroubu	l_k	[mm]	1 100
Koeficient (uložení při vzpěru)	k_k	[-]	2,05
Koeficient (uložení pro otáčky)	k_d	[-]	1,88
Dynamická tuhost KŠM	C_{dyn}	[N]	330 000
Maximální řezná síla	F_{fmax}	[N]	31 580

1) KONTROLA VZPĚRNÉ TUHOSTI

Kuličkový šroub je zatěžován pouze axiální silou od obrábění F_f , jelikož je umístěn ve vodorovné poloze.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 26
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Teoretická maximální axiální síla působící na kuličkový šroub:

$$F_k = k_k \cdot \frac{d_k^4}{l_k^2} \cdot 10^5 = 745 \text{ [kN]} . \quad (5.1)$$

Dovolená axiální síla:

$$F_{kmax} = F_k \cdot 0,5 = 373 \text{ [kN]} . \quad (5.2)$$

Kontrola maximální působící síly vyvolané obráběním:

$$F_{fmax} < F_{kmax} , \quad (5.3)$$

$$31\,577 \text{ [N]} < 373\,000 \text{ [N]} \rightarrow \text{VYHOVUJE} .$$

2) KONTROLA MAXIMÁLNÍCH OTÁČEK

Kuličkové šrouby nesmějí pracovat v oblastech kritických otáček, proto:

kritické otáčky kuličkového šroubu jsou:

$$n_k = k_d \cdot \frac{d_k}{l_d^2} \cdot 10^8 = 5\,880 \text{ [min}^{-1}\text{]} . \quad (5.4)$$

Dovolené otáčky kuličkového šroubu jsou:

$$n_{max} = n_k \cdot 0,8 = 4\,710 \text{ [min}^{-1}\text{]} . \quad (5.5)$$

Otáčky kuličkového šroubu při rychloposuvu:

$$n_{kš} = \frac{v_{rp}}{P_k} = 625 \text{ [min}^{-1}\text{]} . \quad (5.6)$$

Kontrola maximálních otáček kuličkového šroubu:

$$n_{kš} < n_{max} , \quad (5.7)$$

$$625 \text{ [min}^{-1}\text{]} < 4\,705 \text{ [min}^{-1}\text{]} \rightarrow \text{VYHOVUJE} .$$

3) KONTROLA OTÁČKOVÉHO FAKTORU D_n

Dovolený D_n faktor pro broušené kuličkové šrouby je 90 000 [mm/min], proto:

$$D_n = d_k \cdot n_{kš} = 28\,630 \text{ [mm/min]} , \quad (5.8)$$

$$28\,630 < 90\,000 \rightarrow \text{VYHOVUJE} .$$

4) KONTROLA ŽIVOTNOSTI

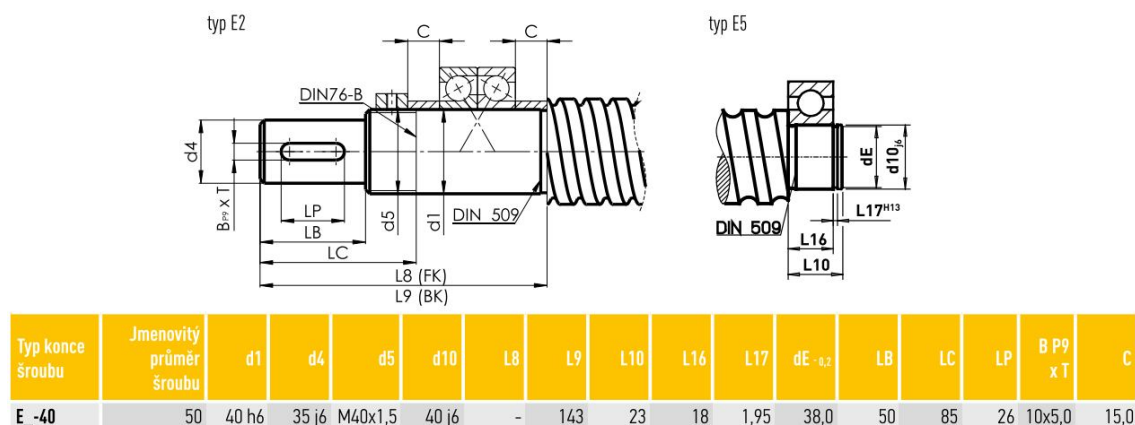
Životnost kuličkového šroubu v otáčkách L_n :

$$L_n = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 \cdot 10^6 = 1,14 \cdot 10^9 [ot]. \quad (5.9)$$

Životnost kuličkového šroubu v provozních hodinách L_h :

$$L_h = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_m \cdot 60} = 30,44 \cdot 10^3 [hod]. \quad (5.10)$$

Z předešlého výpočtu vidíme, že zvolený kuličkový šroub označení 50-16B3 vyhovuje. Kuličkový šroub je na straně motoru uložen pevně, toto uložení neumožňuje axiální ani radiální pohyb. Pevné uložení je zajištěno pomocí ložiskového domku s ložiskem označení BK 40, který doporučuje výrobce. Druhý konec kuličkového šroubu je uložen v axiálním směru volně a umožňuje posun vlivem tepelných deformací. Toto uložení je provedeno pomocí ložiskového domku s ložiskem označení BF 40. Jelikož jsem zvolil standardní provedení uložení, volím i standardizované zakončení konců kuličkového šroubu dle katalogu výrobce, na jedné straně E2-40 a na druhé E5-40. Mazání kuličkového šroubu je zajištěno automatickým mazacím systémem FlexxPump od stejného výrobce.



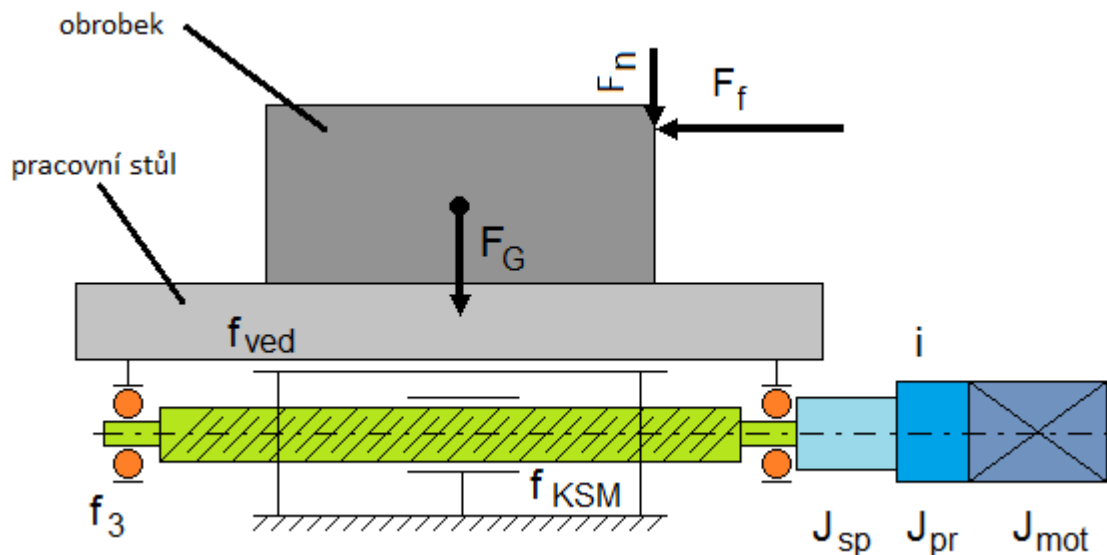
Neoznačené rozměry v [mm]

Obr. 5.2- Zakončení konců kuličkového šroubu [13]

5.1.2 Volba pohonu pro osu X

Pro pohon posuvové soustavy, volím synchronní servomotor od výrobce SIEMENS, s.r.o. Tento typ motoru vyhovuje požadavkům na zrychlení i celkovému dynamickému chodu soustavy. Jelikož u střídavých synchronních servomotorů nedochází k omezení výkonu – maximální moment i při maximálních otáčkách, volím mezi motor a kuličkový šroub axiální jednostupňovou planetovou převodovku s převodovým stupněm $i=7$. Tato převodovka je dodávána k motoru a je vyrobena s minimální vůlí v ozubení. Při použití planetové převodovky můžu zvolit servomotor

menších rozměrů a s menším výkonem. To je důležité jak z konstrukčního hlediska, tak i z hlediska nižší energetické náročnosti. Hřídel převodovky s kuličkovým šroubem je spojen napřímo pomocí pružné spojky. Následující výpočet servomotoru je na základě literatury [1]. Hodnoty potřebné pro výpočet jsou v tab. 5.3.



Obr. 5.3 Posuvová soustava v ose X

Tab. 5.3 Zvolené (známé) hodnoty potřebné pro výpočet pohonu pro osu X

Název veličiny		Hodnota	
Přibližná hmotnost stolu	m_s	[kg]	180
Hmotnost obrobku	m_o	[kg]	200
Axiální síla působící na šroub	F_m	[N]	31 580
Stoupání závitu kuličkového šroubu	P_{ks}	[m]	0,016
Průměr kuličkového šroubu	D_k	[m]	0,05
Moment setrvačnosti motoru	J_{mot}	[kgm ²]	$22 \cdot 10^{-4}$
Moment setrvačnosti brzdy	J_{br}	[kgm ²]	$8,6 \cdot 10^{-4}$
Moment setrvačnosti převodovky	J_{pr}	[kgm ²]	$9,01 \cdot 10^{-4}$
Moment setrvačnosti spojky	J_{sp}	[kgm ²]	$4,8 \cdot 10^{-4}$
Délka kuličkového šroubu	L_{KSM}	[m]	1,2
Součinitel tření v KŠM redukováný na poloměr šroubu	f_{KSM}	[-]	0,003
Součinitel tření ve valivém vedení	f_{ved}	[-]	0,005
Převodový poměr	i	[-]	7
Účinnost kuličkového šroubu	η_{KSM}	[-]	0,92
Účinnost valivého vedení	η_{ved}	[-]	0,98
Účinnost ložisek	η_{loz}	[-]	0,92
Účinnost převodovky	η_{pr}	[-]	0,98

Návrh velikosti posuvového servo motoru se musí provádět z hlediska statického, kinematického a dynamického.

1) STATICKÉ HLEDISKO

Celková účinnost posuvové soustavy:

$$\eta_c = \eta_{KSM} \cdot \eta_{ved} \cdot \eta_{loz}^2 \cdot \eta_{pr} = 0,75 [-]. \quad (5.11)$$

Minimální moment motoru z pohledu statiky:

$$M_{kmins} = \frac{F_m \cdot P_{ks}}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_c} = 15 [Nm]. \quad (5.12)$$

2) KINEMATICKÉ HLEDISKO

Lineární zrychlení přesouvaných hmot:

$$a_{hmot} = \frac{v_{rp}}{t_r} = 1,67 [m/s^2]. \quad (5.13)$$

Úhlové zrychlení kuličkového šroubu:

$$\varepsilon_{ks} = \frac{a_{hmot} \cdot 2 \cdot \pi}{P_{ks}} = 655 [rad/s^2] \quad (5.14)$$

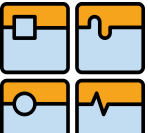
a pak úhlové zrychlení motoru:

$$\varepsilon_{mot} = \varepsilon_{ks} \cdot i = 4\,580 [rad/s^2]. \quad (5.15)$$

Dle předchozích rovnic (5.12) až (5.15) volím předběžně servomotor výrobce SIEMENS [15]. Označení zvoleného motoru je 1FK7085, krouticí moment $M_k = 22Nm$. Motory z této řady se dle katalogu výrobce hodí pro pohony posuvových os obráběcích strojů. Motor je vybaven brzdou. Dále k motoru volím axiální jednostupňovou planetovou převodovku SP140S [15], která je navržena pro použití se zvoleným motorem. Převodovka je s kuličkovým šroubem spojena pružnou spojkou EVK 070 [14].



Obr. 5.4 a) Servomotor s převodovkou SIEMENS [15], b) Pružná spojka [14]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 30
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

3) DYNAMICKÉ HLEDISKO

Moment zátěže od tíhové složky je při úhlu sklonu vedení stolu v ose X $\alpha = 0^\circ$ roven:

$$M_{GT} = \frac{m_c \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot P_{ks}}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_c} = 0 \text{ [Nm]}. \quad (5.16)$$

Moment zátěže od třecích sil přesouvaných hmot:

$$M_G = \frac{m_c \cdot g \cdot f_{ved} \cdot \cos \alpha \cdot P_{ks}}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_c} = 9,08 \cdot 10^{-3} \text{ [Nm]}. \quad (5.17)$$

Když síla předepnutí kuličkového šroubu je:

$$F_p = 0,35 \cdot F_f = 11\,050 \text{ [N]}, \quad (5.18)$$

pak ztrátový moment zátěže od předepnutí v KŠM je:

$$M_{KSM} = \frac{F_p \cdot P_{ks} \cdot (1 - \eta_{KSM}^2)}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_{loz}^2 \cdot \eta_{pr}} + \frac{0,5 \cdot m_c \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f_{ved} \cdot d_k \cdot f_{KSM}}{i \cdot \eta_{pr} \cdot \eta_{loz}^2} \quad (5.19)$$

$$M_{KSM} = 0,74 \text{ [Nm]}$$

a dynamický moment zátěže redukováný na hřídel motoru:

$$M_{zdrhm} = M_{GT} + M_G + M_{KSM} = 0,75 \text{ [Nm]}. \quad (5.20)$$

Moment setrvačnosti kuličkového šroubu jsem vypočítal zjednodušeně jako moment setrvačnosti válce, proto:

$$J_{KSM} = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 7830 \cdot L_{KSM} \cdot \left(\frac{d_k}{2}\right)^4 = 4,06 \cdot 10^{-3} \text{ [kgm}^2\text{]}. \quad (5.21)$$

Redukovaný moment posuvových hmot je:

$$J_m = m_c \cdot \left(\frac{P_{ks} \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi}\right)^2 = 2,46 \cdot 10^{-3} \text{ [kgm}^2\text{]}. \quad (5.52)$$

a celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru je:

$$J_{rhm} = J_{mot} + J_{pr} + \frac{J_{sp}}{i^2} + \frac{J_{KSM}}{i^2} + \frac{J_m}{i^2} = 4,1 \cdot 10^{-3} \text{ [kgm}^2\text{]}. \quad (5.23)$$

Potřebný moment motoru z hlediska dynamiky je:

$$M_{kmind} = J_{rhm} \cdot \varepsilon_{mot} + M_{zdrhm} = 19,6 \text{ [Nm]}. \quad (5.24)$$

Otáčky kuličkového šroubu při jmenovitých otáčkách motoru jsou:

$$n_{kjm} = \frac{n_{jm}}{i} = 430 [\text{min}^{-1}] . \quad (5.25)$$

Když porovnáme výsledky výpočtů (5.25) a (5.6) vidíme, že otáčky zvoleného motoru jsou dostatečné.

Dynamický poměr momentu setrvačnosti redukováných hmot a motoru:

$$\Delta_{dyn} = \frac{J_{rhm}}{J_{mot}} = 1,87 [-] . \quad (5.26)$$

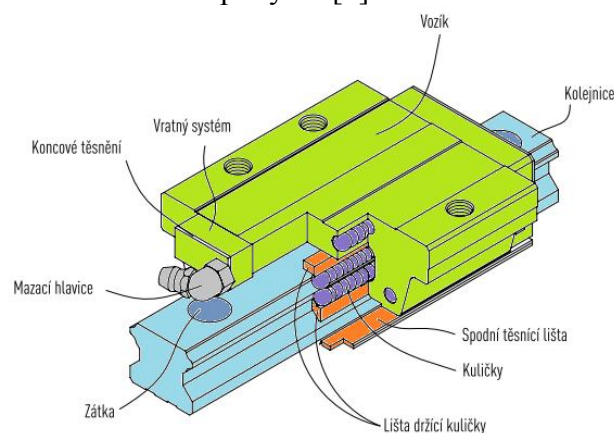
Z předchozích výsledků vidíme, že dynamický poměr momentu setrvačnosti redukováných hmot a motoru nabývá správné hodnoty, protože pro kvalitní dynamické poměry musí nabývat hodnoty 1,5 až 3. Zvolený servomotor s krouticím momentem $M_k=22 \text{ Nm}$ vyhovuje jak z hlediska statických, tak i dynamických poměrů.

Kódové označení zvoleného motoru je 1FK7085-4CF71-1AB1 .

Kódové označení zvolené převodovky je SP140S-MF1.

5.1.3 Návrh valivého vedení v ose X

Vedení posuvových soustav lze řešit několika způsoby. Prvním způsobem je kluzné vedení hydrodynamické, při tomto způsobu uložení však dochází k trhavým pohybům. Dalším řešením je uložení hydrostatické, při kterém dochází ke kapalinovému tření. Tento způsob uložení je však jak konstrukčně tak ekonomicky náročnější. Pro volím třetí způsob uložení valivé. Tento způsob uložení odstraňuje nedostatky uložení kluzného jako je vznik trhavého pohybu v důsledku velkého rozdílu mezi součinitelem tření za klidu a za pohybu. [1]



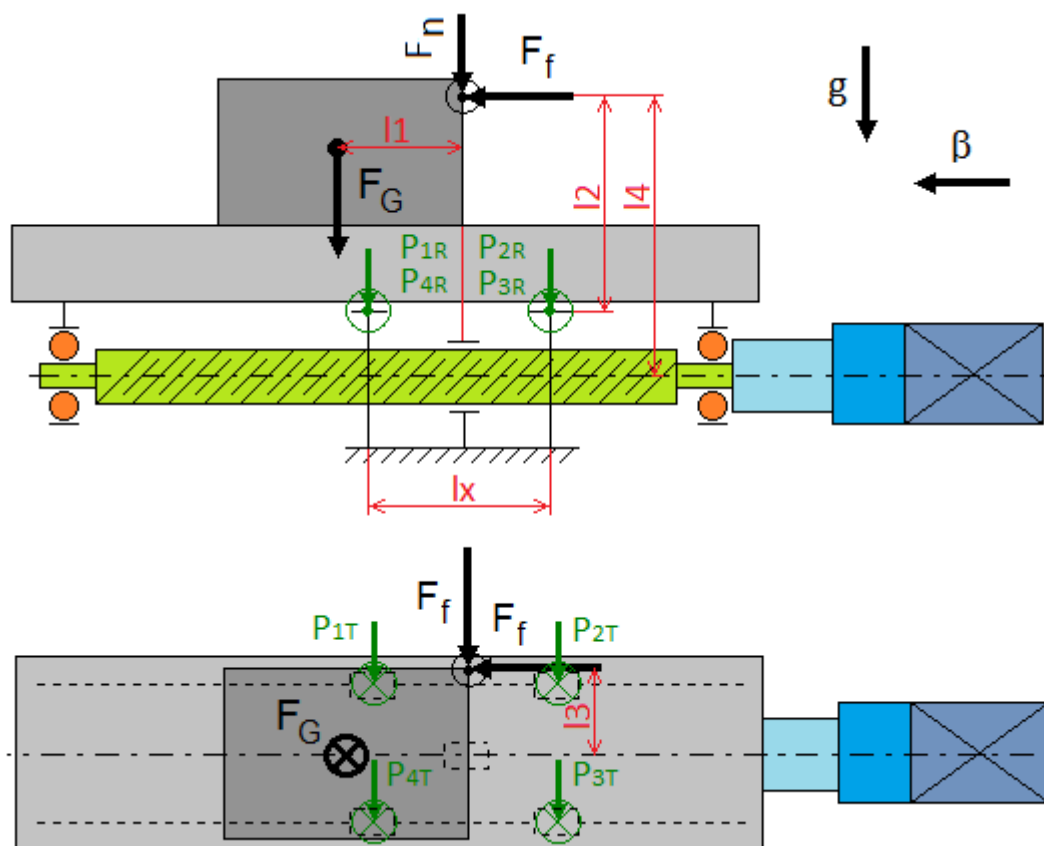
Obr. 5.5 Valivé vedení HIWIN [13]

Valivé vedení volím od firmy HIWIN [13]. Vedení v ose X je navrženo tak, že kolejnice jsou připojeny k pracovnímu stolu a pohybují se proti nehybným vozíkům. Výpočet valivého vedení je proveden dle katalogu výrobce [13, 16]. K volbě

příslušných valivých vozíků potřebuji znát statické a dynamické zatížení jednotlivých vozíků. Silové zatížení stolu a vozíků je vyobrazeno na obr. 5.6, hodnoty potřebné pro výpočet jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 5.4 Zvolené (známé) hodnoty potřebné pro výpočet zatížení vozíků v ose X

Název veličiny		Hodnota	
Řezná síla vyvolaná obráběním	F_f	[N]	31 580
Hmotnost stolu a obrobku	m_c	[kg]	320
Vzdál. těžiště stolu a obrobku k vedení (osa x)	l_1	[m]	0,2
Vzdálenost působíště řezné síly od vedení (osa y)	l_2	[m]	0,3
Vzdálenost působíště řezné síly od vedení (osa z)	l_3	[m]	0,125
Vzdálenost řezné síly od osy KŠM	l_4	[m]	0,36
Vzdálenost mezi vozíky	l_x	[m]	0,4
Velikost rychloposuvu	v_{rp}	[m/min]	10
Gravitační zrychlení	g	[m/s ²]	9,81
Doba rozběhu	t_r	[s]	0,1



Obr. 5.6 Zatížení vozíků v ose X

ZATÍŽENÍ VOZÍKŮ PŘI ZRYCHLOVÁNÍ NA RYCHLOPOSUV:

Velikost zrychlení při akceleraci na rychlost rychloposuvu je:

$$\beta_r = \frac{v_{rp}}{t_r} = 1,67 [m/s^2] . \quad (5.27)$$

Radiální zatížení vozíků 1 a 4:

$$P_{1R} = P_{4R} = \frac{m_c \cdot g}{4} + \frac{m_c \cdot \beta_r \cdot l_4}{2 \cdot l_x} + \frac{m_c \cdot g \cdot l_1}{2 \cdot l_x} = 2\,150 [N] \quad (5.28)$$

a radiální zatížení vozíků 2 a 3:

$$P_{2R} = P_{3R} = \frac{m_c \cdot g}{4} - \frac{m_c \cdot \beta_r \cdot l_4}{2 \cdot l_x} - \frac{m_c \cdot l_1}{2 \cdot l_x} = -290 [N] . \quad (5.29)$$

Velikost zatížení při zpomalování z rychloposuvu bude mít stejné velikosti, akorát se přesune ze zadních vozíků na přední.

ZATÍŽENÍ VOZÍKŮ PŘI OBVODOVÉM FRÉZOVÁNÍ:

Radiální zatížení vozíků 1 a 4:

$$P_{1R} = P_{4R} = \frac{m_c \cdot g}{4} + \frac{m_c \cdot g \cdot l_1}{2 \cdot l_x} + \frac{F_f \cdot l_4}{2 \cdot l_x} + \frac{F_{fN}}{4} = 21\,340 [N] \quad (5.30)$$

a radiální zatížení vozíků 2 a 3:

$$P_{2R} = P_{3R} = \frac{m_c \cdot g}{4} - \frac{m_c \cdot g \cdot l_1}{2 \cdot l_x} - \frac{F_f \cdot l_4}{2 \cdot l_x} - \frac{F_{fN}}{4} = -8\,950 [N] . \quad (5.31)$$

Tečné zatížení vozíků 1, 2, 3, 4:

$$P_{1T} = P_{2T} = P_{3T} = P_{4T} = \frac{F_f}{4} = 7\,890 [N] . \quad (5.32)$$

ZATÍŽENÍ VOZÍKŮ PŘI ZÁVRTNÉM FRÉZOVÁNÍ:

Radiální zatížení vozíků 1, 4:

$$P_{1R} = P_{4R} = \frac{m_c \cdot g}{4} + \frac{m_c \cdot g \cdot l_1}{2 \cdot l_x} + \frac{F_{fz}}{4} = 2\,850 [N] . \quad (5.33)$$

Radiální zatížení vozíků 2, 3:

$$P_{2R} = P_{3R} = \frac{m_c \cdot g}{4} - \frac{m_c \cdot g \cdot l_1}{2 \cdot l_x} + \frac{F_{fz}}{4} = 980 \text{ [N]}. \quad (5.33)$$

VÝPOČET ŽIVOTNOSTI VALIVÉHO VEDENÍ

Ekvivalentní dynamické zatížení vozíku je:

$$P_{EX} = X \cdot P_{RmaxX} + Y \cdot P_{TmaxX} = 27\,890 \text{ [N]}. \quad (5.34)$$

Typ	HGW15CC	HGW20CC	HGW20HC	HGW25CC	HGW25HC	HGW30CC	HGW30HC	HGW35CC	HGW35HC	HGW45CC	HGW45HC	HGW55CC	HGW55HC	HGW65CC	HGW65HC
Dynamická únosnost C_{dyn} [N]	11380	17750	21180	26480	32750	38740	47270	49520	60210	77570	94540	114440	139350	163630	208360
Statická únosnost C_0 [N]	25310	37840	48840	56190	76000	83060	110130	102870	136310	155930	207120	227810	301260	324710	457150
Statický moment	M_x [Nm]	170	380	480	640	870	1400	1730	2290	3010	4000	5660	7490	10020	14150
	M_y [Nm]	150	270	470	510	880	1470	1200	2080	2350	4070	4060	7010	6440	11120
	M_z [Nm]	150	270	470	510	880	1470	1200	2080	2350	4070	4060	7010	6440	11120

Obr. 5.7 Hodnoty únosnosti vozíků HIWIN HG [13]

Dle ekvivalentního dynamického zatížení 5.34, volím kuličkový vozík od výrobce HIWIN řada HG se zvýšenou tuhostí a odolností vůči vibracím. Označení zvoleného vozíku je HGW25HC.

Tab. 5.5 Zvolené (známé) hodnoty potřebné pro výpočet životnosti vozíků v ose X

Název veličiny		Hodnota	
Radiální koeficient pro ekvivalentní dynamické zatížení	X	[-]	1
Tečný koeficient pro ekvivalentní dynamické zatížení	Y	[-]	0,83
Faktor tvrdosti	f_H	[-]	1
Faktor teploty	f_T	[-]	1
Faktor zatížení	f_w	[-]	1,2
Délka zdvihu v ose X	L_{ZX}	[mm]	1 000
Počet cyklů za minutu	n_c	[min ⁻¹]	5

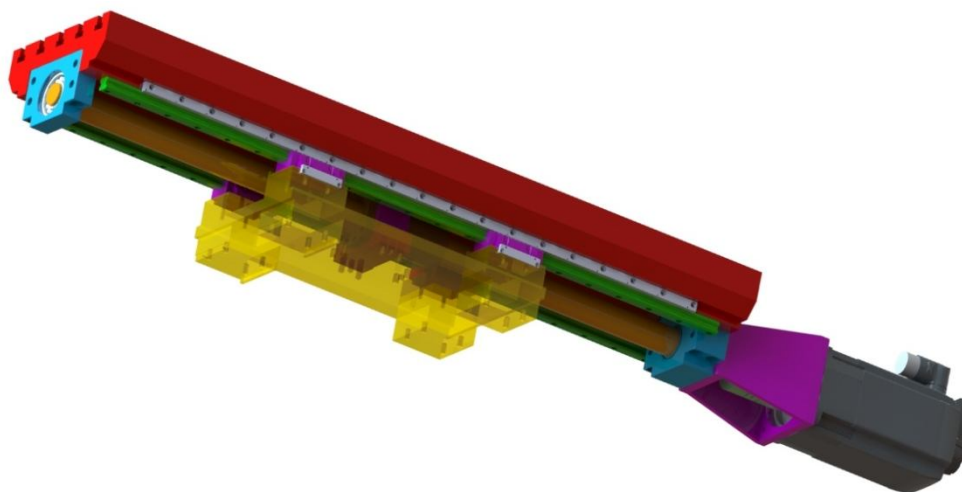
Pak nominální životnost vozíku v kilometrech je:

$$L_{mvX} = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot C_{dynvX}}{f_w \cdot P_{EX}} \right)^3 \cdot 50\,000 = 46,85 \cdot 10^3 [km] \quad (5.35)$$

a životnost v hodinách je:

$$L_{hvX} = \frac{L_{mvX} \cdot 10^6}{2 \cdot L_{zX} \cdot n_c \cdot 60} = 78,08 [hod] . \quad (5.36)$$

Zvolené kuličkové vedení HGW25HC je dle vypočítané životnosti dostatečné, a proto ho volím pro osu X. Celé označení zvoleného je HGW25HC-2R1220ZOH2ZZ. Pro osu X je potřeba dvou kolejnic o délce 1220 mm a čtyř vozíků.



Obr. 5.8 Posuvová soustava osy X s pracovním stolem

5.2 Návrh osy Y

Rozměry stolu, který se pohybuje v ose Y a na kterém je upevněna posuvová soustava osy X a pracovní stůl, jsem volil na základě řešerše a rozměrů posuvové soustavy osy X.

5.2.1 Návrh kuličkového šroubu osy Y

Tab. 5.6 Zvolené (známé) hodnoty potřebné pro výpočet kuličkového šroubu v ose Y

Název veličiny		Hodnota	
Rychlost rychloposuvu	v_{rp}	[m/min]	10
Čas rozběhu na v_{rp}	t_r	[s]	0,1
Průměr kuličkového šroubu	D_k	[mm]	50
Malý průměr kuličkového šroubu	d_k	[mm]	45,8
Stoupání závitu kul. šroubu	P_{ks}	[mm]	16
Vzdálenost mezi ložisky	l_{dY}	[mm]	725
Nepodepřená délka hřídele šroubu	l_{kY}	[mm]	600

Koeficient (uložení při vzpěru)	k_k	[-]	2,05
Koeficient (uložení pro otáčky)	k_d	[-]	1,88
Dynamická tuhost KŠM	C_{dyn}	[N]	330 000
Maximální řezná síla	F_{fmax}	[N]	31 580

Výpočet kuličkového šroubu v ose Y je opět proveden dle katalogu firmy Hiwin [13], výpočet kuličkového šroubu v ose Y se od výpočtu kuličkového šroubu v ose X liší pouze hmotnostním zatížením a velikostí zdvihu. Předběžně volím stejný kuličkový šroub pro zvýšená zatížení označení 50-16B3, který je na jedné straně uložen pevně a na druhé straně posuvně z důvodu vymezení tepelných dilatací. Hodnoty potřebné pro následující výpočet jsou uvedeny v tab. 5.6.

1) KONTROLA VZPĚRNÉ TUHOSTI

Kuličkový šroub je zatěžován pouze axiální silou od obrábění F_f , jelikož je umístěn ve vodorovné poloze.

Teoretická maximální axiální síla působící na kuličkový šroub:

$$F_{kY} = k_k \cdot \frac{d_k^4}{l_{kY}^2} \cdot 10^5 = 2\,500 \text{ [kN]}. \quad (5.37)$$

Dovolená axiální síla:

$$F_{kmaxY} = F_{kY} \cdot 0,5 = 1\,250 \text{ [kN]}. \quad (5.38)$$

Kontrola maximální působící síly vyvolané obráběním:

$$F_{fmax} < F_{kmaxY}, \quad (5.39)$$

$$31,6 \text{ [kN]} < 1\,250 \text{ [kN]} \rightarrow \text{VYHOVUJE}.$$

2) KONTROLA MAXIMÁLNÍCH OTÁČEK

Kritické otáčky kuličkového šroubu:

$$n_{kY} = k_d \cdot \frac{d_k}{l_{dY}^2} \cdot 10^8 = 16\,400 \text{ [min}^{-1}\text{]}. \quad (5.40)$$

Dovolené otáčky:

$$n_{maxY} = n_{kY} \cdot 0,8 = 13\,100 \text{ [min}^{-1}\text{]}. \quad (5.41)$$

Otáčky šroubu při rychloposuvu:

$$n_{kš} = \frac{v_{rp}}{P_k} = 625 \text{ [min}^{-1}\text{]}. \quad (5.42)$$

Kontrola maximálních otáček šroubu:

$$n_{kš} < n_{maxY} , \quad (5.43)$$

$$625 [min^{-1}] < 13\,100 [min^{-1}] \rightarrow VYHOVUJE .$$

3) KONTROLA OTÁČKOVÉHO FAKTORU D_n

D_n faktor pro broušené šrouby je 90 000 [mm/min]

$$D_n = d_k \cdot n_{kš} = 28\,600 [mm/min] , \quad (5.43)$$

$$28\,600 < 90\,000 \rightarrow VYHOVUJE .$$

4) KONTROLA ŽIVOTNOSTI

Životnost kuličkového šroubu v otáčkách L_n :

$$L_n = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 \cdot 10^6 = 1,14 \cdot 10^9 [ot] . \quad (5.45)$$

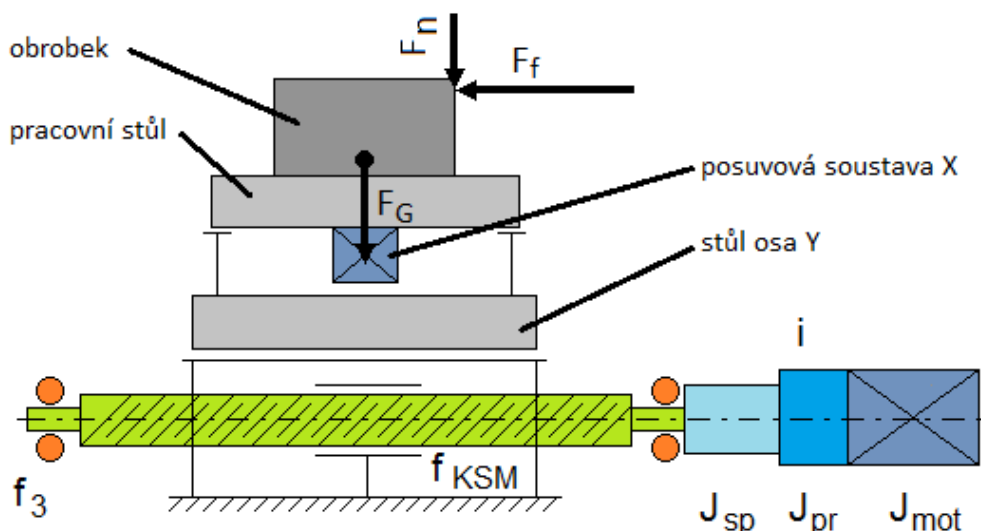
Životnost kuličkového šroubu v provozních hodinách:

$$L_h = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_m \cdot 60} = 30,44 \cdot 10^3 [hod] . \quad (5.46)$$

Z předešlého výpočtu vidíme, že zvolený kuličkový šroub označení 50-16B3 vyhovuje i pro osu Y. Jelikož zvolený kuličkový šroub je stejný jako v ose X, je zakončení, mazání a uložení kuličkového šroubu také stejné jako v ose X.

5.2.2 Volba pohonu osy Y

Pro pohon posuvové soustavy, volím stejný servomotor jako pro osu X. Mezi motorem a kuličkovým šroubem bude taktéž vložena planetová převodovka s převodovým stupněm $i=7$ a pružná spojka jako u osy X. Následující výpočet je proveden na základě literatury [1]. Hodnoty potřebné pro výpočet jsou v tab. 5.3.



Obr. 5.9 Posuvová soustava v ose Y

Tab. 5.7 Zvolené (známé) hodnoty potřebné pro výpočet pohonu pro osu Y

Název veličiny		Hodnota	
Délka stolu Y	L_{stY}	[mm]	510
Šířka stolu Y	B_{stY}	[mm]	305
Celková hmotnost (obrobek + posuvová soustava X + stůl pro osu Y)	m_{cY}	[kg]	490
Materiál stolu ocel	ρ_{st}	[kg/m ³]	7850
Axiální síla působící na šroub	F_m	[N]	31 577
Moment setrvačnosti motoru	J_{mot}	[kgm ²]	$22 \cdot 10^{-4}$
Moment setrvačnosti převodovky	J_{pr}	[kgm ²]	$9,01 \cdot 10^{-4}$
Moment setrvačnosti brzdy	J_{br}	[kgm ²]	$8,6 \cdot 10^{-4}$
Moment setrvačnosti spojky	J_{sp}	[kgm ²]	$4,8 \cdot 10^{-4}$
Délka kuličkového šroubu	L_{KSMY}	[m]	0,4
Součinitel tření v KŠM redukováný na poloměr šroubu	f_{KSM}	[-]	0,003
Součinitel tření ve valivém vedení	f_{ved}	[-]	0,005
Převodový poměr	i	[-]	7
Účinnost kuličkového šroubu	η_{KSM}	[-]	0,92
Účinnost valivého vedení	η_{ved}	[-]	0,98
Účinnost ložisek	η_{loz}	[-]	0,92
Účinnost převodovky	η_{pr}	[-]	0,98

Návrh velikosti posuvového servo motoru se musí provádět z hlediska statického, kinematického a dynamického.

Výpočet servo motoru v ose Y je z hlediska statického a kinematického shodný s výpočtem v ose X (rovnice 5.11 až 5.15 str. 29)

DYNAMICKÉ HLEDISKO

Moment zátěže od tíhové složky je při úhlu sklonu vedení stolu v ose Y $\alpha = 0^\circ$ roven:

$$M_{GTY} = \frac{m_{cY} \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot P_{ks}}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_c} = 0 \text{ [Nm]}. \quad (5.47)$$

Moment zátěže od třecích sil přesouvaných hmot:

$$M_{GY} = \frac{m_{cY} \cdot g \cdot f_{ved} \cdot \cos \alpha \cdot P_{ks}}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_c} = 11,7 \cdot 10^{-3} \text{ [Nm]}. \quad (5.48)$$

Když síla předepnutí kuličkového šroubu je:

$$F_p = 0,35 \cdot F_f = 11\,050 \text{ [N]}, \quad (5.49)$$

pak ztrátový moment zátěže od předepnutí v KŠM je:

$$M_{KSMY} = \frac{F_p \cdot P_{ks} \cdot (1 - \eta_{KSM}^2)}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_{loz}^2 \cdot \eta_{pr}} + \frac{0,5 \cdot m_{cY} \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot f_{ved} \cdot d_k \cdot f_{KSM}}{i \cdot \eta_{pr} \cdot \eta_{loz}^2}$$

$$M_{KSMY} = 0,74 \text{ [Nm]} \quad (5.50)$$

a dynamický moment zátěže redukováný na hřídel motoru:

$$M_{zdrhmY} = M_{GTY} + M_{GY} + M_{KSMY} = 0,76 \text{ [Nm]}. \quad (5.51)$$

Moment setrvačnosti kuličkového šroubu jsem vypočítal zjednodušeně jako moment setrvačnosti válce, proto:

$$J_{KSMY} = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 7830 \cdot L_{KSMY} \cdot \left(\frac{d_k}{2}\right)^4 = 1,35 \cdot 10^{-3} \text{ [kgm}^2\text{]}. \quad (5.52)$$

Redukovaný moment posuvových hmot je:

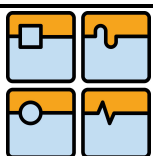
$$J_{mY} = m_{cY} \cdot \left(\frac{P_{ks} \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi}\right)^2 = 3,18 \cdot 10^{-3} \text{ [kgm}^2\text{]} \quad (5.53)$$

a celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru je:

$$J_{rhmy} = J_{mot} + J_{pr} + \frac{J_{sp}}{i^2} + \frac{J_{KSMY}}{i^2} + \frac{J_{mY}}{i^2} = 4,06 \cdot 10^{-3} \text{ [kgm}^2\text{]}. \quad (5.54)$$

Potřebný moment motoru z hlediska dynamiky je:

$$M_{kmindY} = J_{rhmy} \cdot \varepsilon_{mot} + M_{zdrhmY} = 19,4 \text{ [Nm]}. \quad (5.55)$$



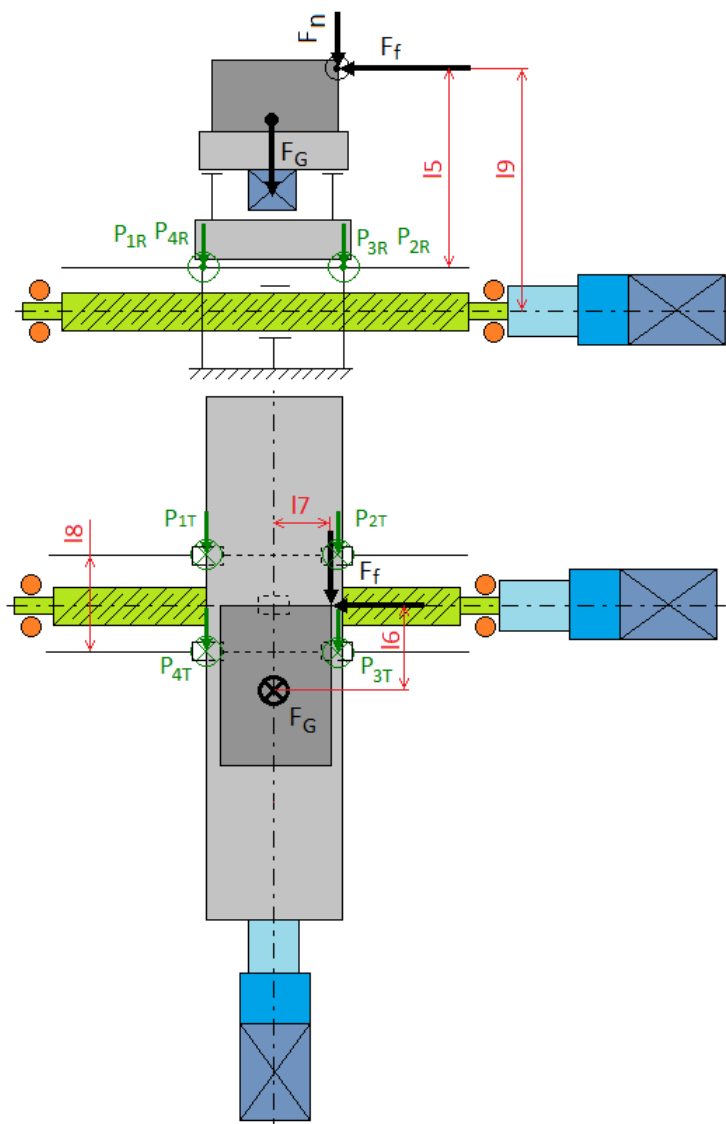
Dynamický poměr momentu setrvačnosti redukovaných hmot a motoru:

$$\Delta_{dynY} = \frac{J_{rhmY}}{J_{mot}} = 1,85 [-]. \quad (5.56)$$

Z předchozích výsledků vidíme, že dynamický poměr momentu setrvačnosti redukovaných hmot a motoru nabývá správné hodnoty, protože pro kvalitní dynamické poměry musí nabývat hodnoty 1,5 až 3. Zvolený servomotor s krouticím momentem $M_k=22$ Nm vyhovuje jak z hlediska statických, tak i dynamických poměrů.

5.2.3 Návrh valivého vedení v ose Y

Valivé vedení volím opět od firmy HIWIN [13]. Vedení je navrženo tak, že kolejnice jsou připojeny ke konzole a ke stolu osy Y jsou připojeny pohyblivé vozíky, čili opačně než u osy X. Výpočet valivého vedení je proveden opět dle katalogu výrobce [13, 16]. Silové zatížení stolu je vyobrazeno na obr. 5.10, hodnoty potřebné pro výpočet jsou v tab. 5.8.



Obr. 5.10 Schéma zatížení posuvového systému v ose Y

Tab. 5.8 Zvolené (známé) hodnoty potřebné pro výpočet zatížení vozíků v ose Y

Název veličiny		Hodnota	
Řezná síla vyvolaná obráběním	F_f	[N]	31 580
Hmotnost stolu a obrobku	m_{cY}	[kg]	490
Vzdálenost působíště řezné síly k vedení (osa y)	l_5	[m]	0,500
Vzdálenost od těžiště k vedení (osa x)	l_6	[m]	0,200
Vzdálenost působíště řezné síly k vedení (osa z)	l_7	[m]	0,125
Vzdálenost mezi vozíky	l_8	[m]	0,395
Vzdálenost působíště řezné síly od osy kuličkového šroubu Y	l_9	[m]	0,490
Velikost rychloposuvu	v_{rp}	[m/min]	10
Gravitační zrychlení	g	[m/s ²]	9,81
Doba rozběhu	t_r	[s]	0,1

ZATÍŽENÍ VOZÍKŮ PŘI ZRYCHLOVÁNÍ NA RYCHLOPOSUV:

Velikost zrychlení při akceleraci na rychlost rychloposuvu je:

$$\beta_r = \frac{v_{rp}}{t_r} = 1,67 [m \cdot s^{-2}] . \quad (5.57)$$

Radiální zatížení vozíků 1 a 2:

$$P_{1R} = P_{2R} = \frac{m_{cY} \cdot g}{4} - \frac{m_{cY} \cdot g \cdot l_6}{2 \cdot l_8} - \frac{m_{cY} \cdot \beta_r \cdot l_9}{2 \cdot l_8} = -520 [N] \quad (5.58)$$

a radiální zatížení vozíků 3 a 4:

$$P_{3R} = P_{4R} = \frac{m_{cY} \cdot g}{4} + \frac{m_{cY} \cdot g \cdot l_6}{2 \cdot l_8} + \frac{m_{cY} \cdot \beta_r \cdot l_9}{2 \cdot l_8} = 2\,930 [N] . \quad (5.59)$$

Velikost zatížení při zpomalování z rychloposuvu bude mít stejné velikosti, akorát se přesune ze zadních vozíků na přední.

ZATÍŽENÍ VOZÍKŮ PŘI OBVODOVÉM FRÉZOVÁNÍ:

Radiální zatížení vozíku 1:

$$P_{1R} = \frac{m_{cY} \cdot g}{4} - \frac{m_{cY} \cdot g \cdot l_6}{2 \cdot l_8} + \frac{F_f \cdot l_9}{2 \cdot l_8} + \frac{F_{fN}}{4} = 24\,830 [N] \quad (5.60)$$

a radiální zatížení vozíku 2:

$$P_{2R} = \frac{m_{cY} \cdot g}{4} - \frac{m_{cY} \cdot g \cdot l_6}{2 \cdot l_8} - \frac{F_f \cdot l_9}{2 \cdot l_8} + \frac{F_{fN}}{4} = -14\,340 \text{ [N]} \quad (5.61)$$

a radiální zatížení vozíku 3:

$$P_{3R} = \frac{m_{cY} \cdot g}{4} + \frac{m_{cY} \cdot g \cdot l_6}{2 \cdot l_8} - \frac{F_f \cdot l_9}{2 \cdot l_8} + \frac{F_{fN}}{4} = -11\,900 \text{ [N]} \quad (5.62)$$

a radiální zatížení vozíku 4:

$$P_{4R} = \frac{m_{cY} \cdot g}{4} + \frac{m_{cY} \cdot g \cdot l_6}{2 \cdot l_8} + \frac{F_f \cdot l_9}{2 \cdot l_8} + \frac{F_{fN}}{4} = 27\,270 \text{ [N]}. \quad (5.63)$$

Tečné zatížení vozíků 1, 2, 3, 4:

$$P_{1T} = P_{2T} = P_{3T} = P_{4T} = \frac{F_f}{4} = 7\,890 \text{ [N]}. \quad (5.64)$$

ZATÍŽENÍ VOZÍKŮ PŘI ZÁVRTNÉM FRÉZOVÁNÍ:

Radiální zatížení vozíků 1, 2:

$$P_{1R} = P_{2R} = \frac{m_{cY} \cdot g}{4} - \frac{m_{cY} \cdot g \cdot l_6}{2 \cdot l_8} + \frac{F_{fz}}{4} = 960 \text{ [N]}. \quad (5.65)$$

Radiální zatížení vozíků 3, 4:

$$P_{3R} = P_{4R} = \frac{m_{cY} \cdot g}{4} + \frac{m_{cY} \cdot g \cdot l_6}{2 \cdot l_8} + \frac{F_{fz}}{4} = 7\,680 \text{ [N]}. \quad (5.66)$$

VÝPOČET ŽIVOTNOSTI VALIVÉHO VEDENÍ

Ekvivalentní dynamické zatížení vozíku je:

$$P_{EY} = X \cdot P_{RmaxY} + Y \cdot P_{TmaxY} = 33\,820 \text{ [N]}. \quad (5.67)$$

Typ	Dynamická únosnost C_{dyn} [N]	Statická únosnost C_0 [N]	Statický moment		
HGW15CC	11380	25310	M_x [Nm]	170	150
HGW20CC	17750	37840	M_y [Nm]	270	270
HGW20HC	21180	48840	M_z [Nm]	470	470
HGW25CC	26480	56190		640	510
HGW25HC	32750	76000		870	880
HGW30CC	38740	83060		1060	850
HGW30HC	47270	110130		1400	1470
HGW35CC	49520	102870		1730	1200
HGW35HC	60210	136310		2290	2080
HGW45CC	77570	155930		3010	2350
HGW45HC	94540	207120		4000	4070
HGW55CC	114440	227810		5660	4060
HGW55HC	139350	301260		7490	7010
HGW65CC	163630	324710		10020	6440
HGW65HC	208360	457150		14150	11120

Obr. 5.11 Hodnoty únosnosti vozíků HIWIN HG [13]

Dle ekvivalentního dynamického zatížení, volím kuličkový vozík od výrobce HIWIN řada HG se zvýšenou tuhostí a odolností vůči vibracím. Označení zvoleného vozíku je HGW30CC.

Tab. 5.9 Zvolené (známé) hodnoty potřebné pro výpočet životnosti vozíků v ose Y

Název veličiny		Hodnota	
Radiální koeficient pro ekvivalentní dynamické zatížení	X	[-]	1
Tečný koeficient pro ekvivalentní dynamické zatížení	Y	[-]	0,83
Faktor tvrdosti	f_H	[-]	1
Faktor teploty	f_T	[-]	1
Faktor zatížení	f_w	[-]	1,2
Délka zdvihu v ose Y	L_{ZY}	[mm]	400
Počet cyklů za minutu	n_c	[min ⁻¹]	10

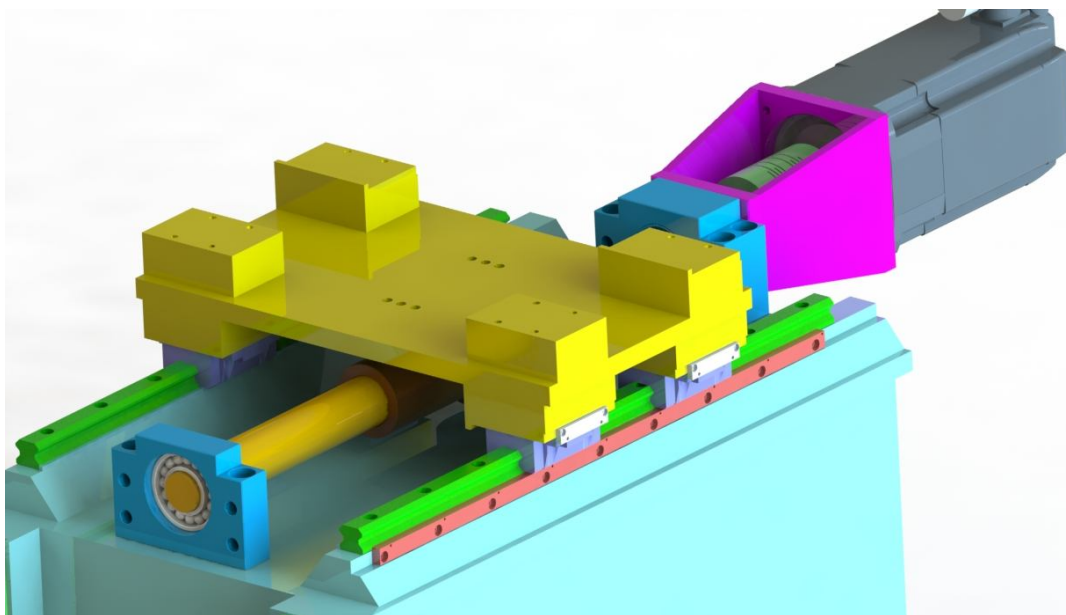
Nominální životnost vozíku v kilometrech je:

$$L_{mvY} = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot C_{dynY}}{f_w \cdot P_{EY}} \right)^3 \cdot 50\,000 = 43,48 \cdot 10^3 \text{ [km]} \quad (5.68)$$

a životnost v hodinách je:

$$L_{hvY} = \frac{L_{mvY} \cdot 10^6}{2 \cdot L_{ZY} \cdot n_c \cdot 60} = 97,6 \cdot 10^3 \text{ [hod]}. \quad (5.69)$$

Zvolené kuličkové vedení HGW30CC je dle vypočítané životnosti dostatečné, a proto ho volím pro osu X. Celé označení zvoleného je HGW30CC-2R700ZOH2ZZ. Pro osu X je potřeba dvou kolejnic o délce 700 mm a čtyř vozíků.



Obr. 5.11 Posuvová soustava osy Y a X s pracovním stolem

5.3 Návrh osy Z

Rozměry konzoly, která se pohybuje v ose Z a na které je upevněna posuvová soustava osy Y a X s pracovním stolem, jsem volil na základě řešerše a rozměrů posuvové soustavy osy X a Y.

Uložení osy Z je oproti uložení v osách X a Y odlišné. Uložení je opět valivé, ale pohybuje se ve vertikálním směru místo v horizontálním. Návrh pohonu osy Z bude opět použit servomotor. Jelikož v ose Z pracujeme s velkými posuvnými hmotami ve vertikálním směru, bude osa Z z důvodu snížení energetických a pořizovacích nákladů vybavena vyvažovacím zařízením. Díky tomuto zařízení budu moci použít menší elektromotor.

5.3.1 Návrh vyvažovacího zařízení osy Z

MOŽNOSTI VYVAŽOVÁNÍ SVISLE POSUVNÝCH HMOT

- **Protizávaží** – konstrukčně nejjednodušší způsob. Pomocí lan nebo řetězů je na stoji umístěno protizávaží. Nevýhodou tohoto systému je dvojnásobné zvětšení posuvných hmot s ohledem na setrvačné účinky.
- **Hydraulický** – tato varianta se využívá u středních a velkých strojů. Jedná se o uzavřený hydraulický okruh s pístem a akumulátorem. Nevýhodou tohoto systému je přítomnost hydraulického agregátu a vysokotlakých částí systému.
- **Pneumatický** – tato varianta se využívá u malých a středních strojů. Jedná se o uzavřený pneumatický okruh s pístem a akumulátorem. Nevýhodou je přítomnost dostatečně velké tlakové nádoby.

- **Pomocí přídavného elektromotoru** – tato varianta využívá dalšího elektromotoru, který je řízen tak aby byl zajištěn konstantní krouticí moment na tomto motoru. Motor následně pomocí lana, pohybového šroubu, atd. kompenzuje tíhové síly. Velikou výhodou tohoto systému je možnost využití tohoto přídavného pohonu pro zvýšení dynamiky stroje.

VOLBA A NÁVRH VYVAŽOVACÍHO SYSTÉMU

Pro vyvážení tíhových hmot v ose Z volím dvojčinný pneumatický píst s akumulátorem. Pneumatický systém volím, protože předpokládám využití tlakového vzduchu i v jiných částech stroje, na kterém bude umístěn konstruovaný konzolový stůl. Výsledná vyvažovací síla se bude dáť měnit pomocí regulátoru tlaku vzduchu řízeného ze systému stroje.

Při výpočtu jsem vycházel z délky zdvihu stolu v ose Z a hmotnosti stolu s obrobkem. Abych zamezil změně smyslu zatížení pohonu vlivem silové účinnosti pístu v průběhu zdvihu, vyvažuji pouze 90% hmotnosti stolu s obrobkem. Následující výpočet je proveden dle literatury [17, 18].

Tab. 5.10 Zvolené (známé) hodnoty potřebné pro návrh pneumatického vyvažování

Název veličiny		Hodnota	
Délka zdvihu v ose Z	L_{ZZ}	[mm]	350
Hmotnost stolu s obrobkem v ose Z	m_{cZ}	[kg]	950
Čas rozběhu na v_{rp}	t_r	[s]	0,1
Rychloposuv v ose Z	v_{rpZ}	[m/min]	8
Maximální tlak vzduchu	p_{max}	[bar]	6
Silová účinnost pístu	η_{pist}	[%]	90
Procentuelní velikost vyvažování	λ	[%]	90

Potřebný zdvih pístnice je roven velikosti zdvihu v ose Z a reálný zdvih pístnice je:

$$\Delta L_{pist} = L_{ZZ} + 50mm = 400 [mm]. \quad (5.70)$$

Síla potřebná pro vyvážení konzolového stolu je:

$$F_{vyv} = \frac{m_{cZ} \cdot g \cdot \lambda}{\eta_{pist}} = 9\,300 [N]. \quad (5.71)$$

Dle předchozích výpočtů volím pneumatický píst od firmy FESTO s.r.o. [17]. Označení zvoleného pístu je DNG-160-400-F-PPV A.



Obr. 5.12 Pneumatický píst FESTO [17]

Tab. 5.11 Parametry pneumatického pístu DSGB-125-400-F-PPV A

Název veličiny		Hodnota	
Průměr válce pístu	D_{pist}	[mm]	160
Průměr pístnice	d_{pist}	[mm]	65
Zdvih	Δl	[mm]	400

Plocha pístu je:

$$S_{pist} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{pist}^2 - d_{pist}^2) = 16,79 \cdot 10^{-3} [m^2]. \quad (5.72)$$

Minimální tlak vzduchu v pístu potřebný pro vyvažování je:

$$p_{pist} = \frac{F_{vyv}}{S_{pist}} = 4,71 \cdot 10^5 [Pa] = 5,5 [bar]. \quad (5.73)$$

Objem vzduchu ve válci pístu:

$$V_{valce} = S_{pist} \cdot \Delta L_{pist} = 6,72 \cdot 10^{-3} [m^3]. \quad (5.74)$$

Objem nádrže akumulátoru tlakového vzduchu jsem zvolil 150 litrů. Tuto volbu jsem ověřil pomocí následujících dvou výpočtů.

Tlak vzduchu v pneumatickém obvodu je:

$$p_{obv} = p_{pist} \cdot \frac{V_{ak} + V_{valce}}{V_{ak}} = 5,8 [bar] \quad (5.75)$$

a rovnoměrnost vyvažovací síly (tlaku) je:

$$\theta_{vyv} = \left(1 - \frac{p_{obv} - p_{pist}}{p_{pist}} \right) \cdot 100 = 95,5 [\%]. \quad (5.76)$$

Z výsledku předchozí rovnice vidíme, že velikost akumulátorové nádrže je dostatečná. Zvolený pneumatický píst se zvoleným akumulátorem tlakového vzduchu je vyhovující.

UMÍSTĚNÍ VYVAŽOVACÍHO PÍSTU

Pneumatický píst může být na obráběcím stroji uložen dvěma způsoby, při kterých je namáhán buďto na tah nebo na vzpěr (tlak).

Při *namáhání vzpěrem*, je píst umístěn přímo mezi základnou frézky a konzolovým stolem.

Při *namáhání tahem*, je píst pevně uložen na stojanu frézky a s konzolovým stolem je spojen pomocí ocelového lana. Nevýhodou tohoto způsobu je nutnost využití ocelového lana a kladek, které vede k navýšení dynamických sil avšak namáhání pístu na tah je z hlediska životnosti lepší.

NÁVRH OCELOVÉHO LANA VYVAŽOVACÍHO MECHANISMU

Jelikož předpokládám způsob uložení pneumatického pístu tak aby byl namáhán tahem, provedl jsem návrh potřebného ocelového lana. Následující výpočet je proveden dle [19].

Dle velikosti vypočítané síly potřebné k vyvažování v 5.71 a dle koeficientu minimální bezpečnosti lana $k = 4$ určím průměr a typ ocelového lana. Minimální únosnost lana při koeficientu životnosti 4 je:

$$F_{min} = k \cdot F_{vyv} = 37\,300 \text{ [N]}. \quad (5.77)$$

Dle předchozího výpočtu jsem zvolil ocelové lano STANDARD 6x19 s nekovovou duší. Pro vyvažování budou použita dvě tato lana. Parametry zvoleného ocelového lana jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 5.12 Zvolené (známé) hodnoty pro návrh ocelového lana

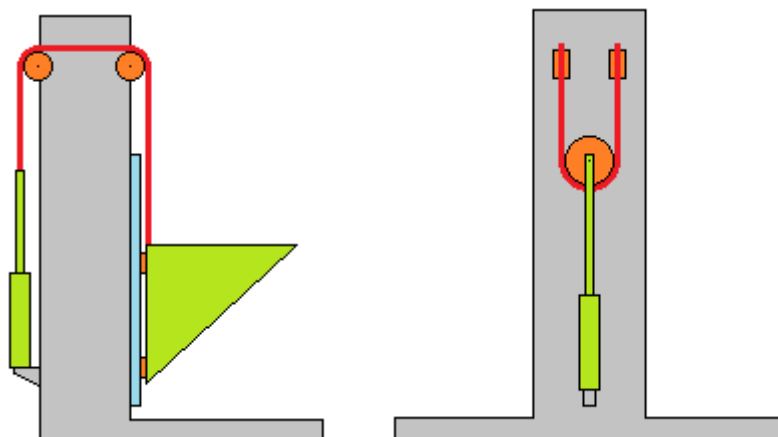
Název veličiny		Hodnota	
Průměr zvoleného lana	D_l	[mm]	6
Minimální únosnost lana	F_{lmin}	[N]	26 850
Síla potřebná k vyvažování	F_{vyv}	[N]	9 300
Pevnost lana	R_{ml}	[MPa]	2 060

Dle literatury [19] by měl být poměr průměru kladky s průměrem lana minimálně 25. Při této hodnotě se únosnost lana zmenší méně než o 5%. Proto se minimální průměr kladky vypočítá:

$$D_{kl} = D_l \cdot 25 = 150 \text{ [mm]}. \quad (5.78)$$

Kontrola bezpečnosti lana:

$$k_l = \frac{F_{lmin} \cdot 2}{F_{vyv}} = 5,76 [-]. \quad (5.79)$$



Obr. 5.13 Uázka uložení pístu vyvažování a ocelového lana

5.3.2 Návrh kuličkového šroubu osy Z

Výpočet kuličkového šroubu v ose Z je opět proveden dle katalogu firmy Hiwin [13], výpočet kuličkového šroubu v ose Z se od výpočtu kuličkového šroubu v ose X a Y liší tím, že je uložen ve svislé poloze. V této poloze přesouvá konzolový stůl. Předběžně volím stejný kuličkový šroub pro zvýšená zatížení označení 50-16B3, který je na jedné straně uložen pevně a na druhé straně posuvně z důvodu vymezení tepelných dilatací. Hodnoty potřebné pro následující výpočet jsou uvedeny v tab. 5.13.

Tab. 5.13 Zvolené (známé) hodnoty potřebné pro výpočet kuličkového šroubu v ose Z

Název veličiny		Hodnota	
Rychlost rychloposuvu	v_{rpZ}	[m/min]	8
Čas rozběhu na v_{rp}	t_r	[s]	0,1
Průměr kuličkového šroubu	D_k	[mm]	50
Malý průměr kuličkového šroubu	d_k	[mm]	45,8
Stoupání závitu kul. šroubu	P_{ks}	[mm]	16
Vzdálenost mezi ložisky	l_{dZ}	[mm]	400
Nepodepřená délka hřídele šroubu	l_{kZ}	[mm]	350
Koeficient (uložení při vzpěru)	k_k	[-]	2,05
Koeficient (uložení pro otáčky)	k_d	[-]	1,88
Dynamická tuhost KŠM	C_{dyn}	[N]	330 000
Normálová řezná síla	F_{fN}	[N]	21 050
Hmotnost stolu s obrobkem v ose Z	m_{cZ}	[kg]	950

KONTROLA VZPĚRNÉ TUHOSTI

Kuličkový šroub je zatěžován jak axiální silou od obrábění F_{fN} tak i silou gravitační. Část gravitační síly je nadlehčována pomocí pneumatického pístu.

Teoretická maximální axiální síla působící na kuličkový šroub:

$$F_{kZ} = k_k \cdot \frac{d_k^4}{l_{kZ}^2} \cdot 10^5 = 7\,400 \text{ [kN]}. \quad (5.80)$$

Dovolená axiální síla:

$$F_{kmaxZ} = F_{kZ} \cdot 0,5 = 3\,700 \text{ [kN]}. \quad (5.81)$$

Maximální axiální síla působící na kuličkový šroub je:

$$F_{fNmax} = F_{fN} + m_{cZ} \cdot g - F_{vyv} = 21,1 \text{ [kN]}. \quad (5.82)$$

Kontrola maximální působící síly vyvolané obráběním:

$$F_{fNmax} < F_{kmaxZ}, \quad (5.83)$$

$$21,1 \text{ [kN]} < 3\,900 \text{ [kN]} \rightarrow \text{VYHOVUJE}.$$

1) KONTROLA MAXIMÁLNÍCH OTÁČEK

Kritické otáčky kuličkového šroubu:

$$n_{kZ} = k_d \cdot \frac{d_k}{l_{dZ}^2} \cdot 10^8 = 53\,800 \text{ [min}^{-1}\text{]}. \quad (5.84)$$

Dovolené otáčky kuličkového šroubu:

$$n_{maxZ} = n_{kZ} \cdot 0,8 = 43\,000 \text{ [min}^{-1}\text{]}. \quad (5.85)$$

Otáčky šroubu při rychloposuvu:

$$n_{kšZ} = \frac{v_{rpZ}}{P_k} = 500 \text{ [min}^{-1}\text{]}. \quad (5.86)$$

Kontrola maximálních otáček šroubu:

$$n_{kšZ} < n_{maxZ}, \quad (5.87)$$

$$500 \text{ [min}^{-1}\text{]} < 43\,000 \text{ [min}^{-1}\text{]} \rightarrow \text{VYHOVUJE}.$$

2) KONTROLA OTÁČKOVÉHO FAKTORU D_n

D_n faktor pro broušené šrouby je 90 000 [mm/min]

$$D_{nZ} = d_k \cdot n_{kšZ} = 22\,900 \text{ [mm/min]}, \quad (5.88)$$

$$22\,900 < 90\,000 \rightarrow \text{VYHOVUJE}.$$

3) KONTROLA ŽIVOTNOSTI

Životnost kuličkového šroubu v otáčkách:

$$L_{nZ} = \left(\frac{C_{dyn}}{F_{fNmax}} \right)^3 \cdot 10^6 = 3,85 \cdot 10^9 \text{ [ot]}. \quad (5.89)$$

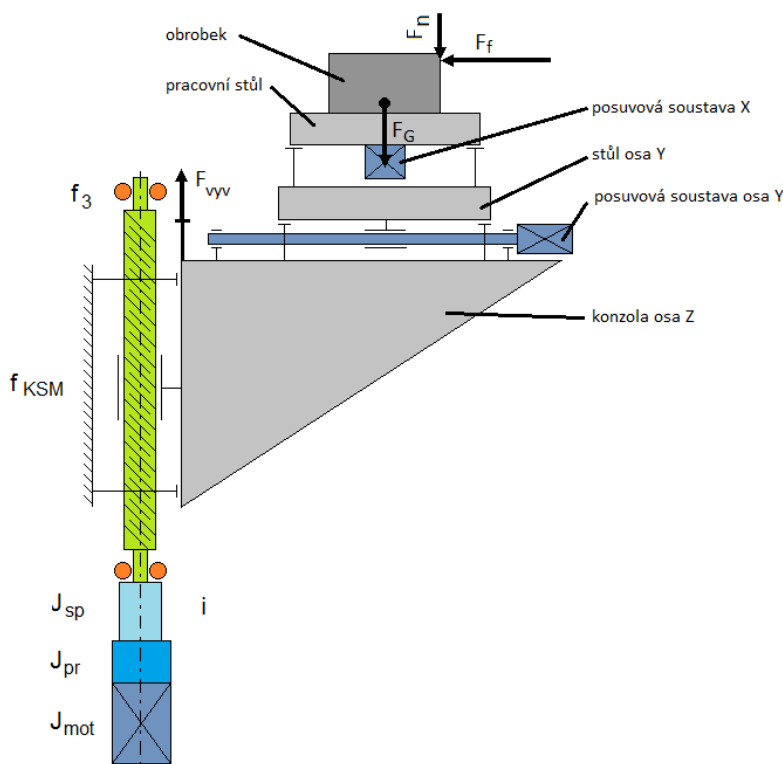
Životnost kuličkového šroubu v provozních hodinách:

$$L_{hZ} = \left(\frac{C_{dyn}}{F_{fNmax}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_{ksZ} \cdot 60} = 128,41 \cdot 10^3 \text{ [hod]}. \quad (5.90)$$

Z předešlého výpočtu vidíme, že zvolený kuličkový šroub označení 50-16B3 vyhovuje i pro osu Z. Jelikož zvolený kuličkový šroub je stejný jako v ose X a Y, je zakončení, mazání a uložení kuličkového šroubu také stejné jako u osy X a Y.

5.3.3 Volba pohonu osy Z

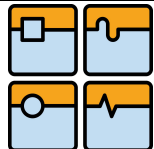
Pro pohon posuvové soustavy osy Z, volím opět servomotor SIEMENS jako u osy X a Y. Mezi motorem a kuličkovým šroubem bude taktéž vložena planetová převodovka s převodovým stupněm $i=2$ a pružná spojka. Následující výpočet je proveden na základě literatury [1]. Hodnoty potřebné pro výpočet jsou v tab. 5.14.



Obr. 5.14 Posuvová soustava v ose Z

Tab. 5.14 Zvolené (známé) hodnoty potřebné pro výpočet pohonu pro osu Z

Název veličiny		Hodnota	
Hmotnost stolu a obrobku v ose Z	m_{cZ}	[kg]	950
Materiál stolu ocel	ρ_{st}	[kg/m ³]	7850
Moment setrvačnosti motoru	J_{mot}	[kg·m ²]	$22 \cdot 10^{-4}$
Moment setrvačnosti převodovky	J_{pr}	[kg·m ²]	$9,01 \cdot 10^{-4}$
Moment setrvačnosti brzdy	J_{br}	[kg·m ²]	$8,6 \cdot 10^{-4}$
Moment setrvačnosti spojky	J_{sp}	[kg·m ²]	$4,8 \cdot 10^{-4}$
Délka kuličkového šroubu	L_{KSMZ}	[m]	0,4
Součinitel tření v KŠM redukováný na poloměr šroubu	f_{KSM}	[-]	0,003
Součinitel tření ve valivém vedení	f_{ved}	[-]	0,005
Převodový poměr	i_Z	[-]	2
Účinnost kuličkového šroubu	η_{KSM}	[-]	0,92
Účinnost valivého vedení	η_{ved}	[-]	0,98
Účinnost ložisek	η_{loz}	[-]	0,92
Účinnost převodovky	η_{pr}	[-]	0,98

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 51
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Návrh velikosti posuvového servo motoru se musí provádět z hlediska statického, kinematického a dynamického.

STATICKÉ HLEDISKO

Celková účinnost posuvové soustavy:

$$\eta_c = \eta_{KSM} \cdot \eta_{ved} \cdot \eta_{loz}^2 \cdot \eta_{pr} = 0,75 [-] . \quad (5.91)$$

Axiální síla působící na kuličkový šroub:

$$F_{mZ} = m_{cZ} \cdot g + F_{fN} - F_{vyv} = 21 [kN] . \quad (5.92)$$

Minimální moment motoru z pohledu statiky:

$$M_{kminsZ} = \frac{F_{mZ} \cdot P_{ks}}{2 \cdot \pi \cdot i_Z \cdot \eta_c} = 10 [Nm] . \quad (5.93)$$

KINEMATICKÉ HLEDISKO

Lineární zrychlení přesouvaných hmot:

$$a_{hmotZ} = \frac{v_{rpZ}}{t_r} = 1,33 [m/s^2] . \quad (5.94)$$

Úhlové zrychlení kuličkového šroubu:

$$\varepsilon_{ksZ} = \frac{a_{hmotZ} \cdot 2 \cdot \pi}{P_{ks}} = 524 [rad/s^2] \quad (5.95)$$

a pak úhlové zrychlení motoru:

$$\varepsilon_{motZ} = \varepsilon_{ksZ} \cdot i = 1\,047 [rad/s^2] . \quad (5.96)$$

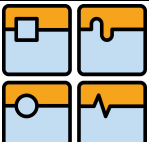
Dle předchozích rovnic (5.93) až (5.96) volím předběžně servomotor výrobce SIEMENS [15]. Označení zvoleného motoru je 1FK7085, krouticí moment $M_k = 22Nm$. Motor je vybaven brzdou. Dále k motoru volím axiální jednostupňovou planetovou převodovku SP140S [15], která je navržena pro použití se zvoleným motorem. Převodovka je s kuličkovým šroubem spojena pružnou spojkou EVK 070 [14].

DYNAMICKÉ HLEDISKO

Moment zátěže od tíhové složky je při úhlu sklonu vedení stolu v ose Z $\alpha_Z = 90^\circ$ roven:

$$M_{GTZ} = \frac{0,1 \cdot m_{cZ} \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot P_{ks}}{2 \cdot \pi \cdot i_Z \cdot \eta_c} = 2 [Nm] . \quad (5.97)$$

Moment zátěže od třecích sil přesouvaných hmot:

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 52
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

$$M_{GZ} = \frac{0,1 \cdot m_{cZ} \cdot f_{ved} \cdot \cos \alpha_Z \cdot P_{ks}}{2 \cdot \pi \cdot i_Z \cdot \eta_c} = 0 \text{ [Nm]}. \quad (5.98)$$

Když síla předepnutí kuličkového šroubu je:

$$F_{pZ} = 0,35 \cdot F_{mZ} = 7\,370 \text{ [N]}, \quad (5.99)$$

pak ztrátový moment zátěže od předepnutí v KŠM je:

$$M_{KSMZ} = \frac{F_{pZ} \cdot P_{ks} \cdot (1 - \eta_{KSM}^2)}{2 \cdot \pi \cdot i_Z \cdot \eta_{loz}^2 \cdot \eta_{pr}} + \frac{0,5 \cdot m_{cZ} \cdot g \cdot \cos \alpha_Z \cdot f_{ved} \cdot d_k \cdot f_{KSM}}{i_Z \cdot \eta_{pr} \cdot \eta_{loz}^2}$$

$$M_{KSMZ} = 1,74 \text{ [Nm]} \quad (5.100)$$

a dynamický moment zátěže redukováný na hřídel motoru:

$$M_{zdrhmZ} = M_{GTZ} + M_{GZ} + M_{KSMZ} = 3,33 \text{ [Nm]}. \quad (5.101)$$

Moment setrvačnosti kuličkového šroubu jsem vypočítal zjednodušeně jako moment setrvačnosti válce, proto:

$$J_{KSMZ} = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 7830 \cdot L_{KSMZ} \cdot \left(\frac{d_k}{2}\right)^4 = 1,35 \cdot 10^{-3} \text{ [kgm}^2\text{]}. \quad (5.102)$$

Redukovaný moment posuvových hmot je:

$$J_{mZ} = m_{cZ} \cdot 0,1 \cdot \left(\frac{P_{ks} \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi}\right)^2 = 6,16 \cdot 10^{-3} \text{ [kgm}^2\text{]} \quad (5.103)$$

a celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru je:

$$J_{rhmZ} = J_{mot} + J_{pr} + \frac{J_{sp}}{i_Z^2} + \frac{J_{KSMZ}}{i_Z^2} + \frac{J_{mZ}}{i_Z^2} = 5,96 \cdot 10^{-3} \text{ [kgm}^2\text{]}. \quad (5.104)$$

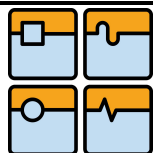
Potřebný moment motoru z hlediska dynamiky je:

$$M_{kmindZ} = J_{rhmZ} \cdot \varepsilon_{motZ} + M_{zdrhmZ} = 9,57 \text{ [Nm]}. \quad (5.105)$$

Dynamický poměr momentu setrvačnosti redukováných hmot a motoru:

$$\Delta_{dynZ} = \frac{J_{rhmZ}}{J_{mot}} = 2,71 [-]. \quad (5.106)$$

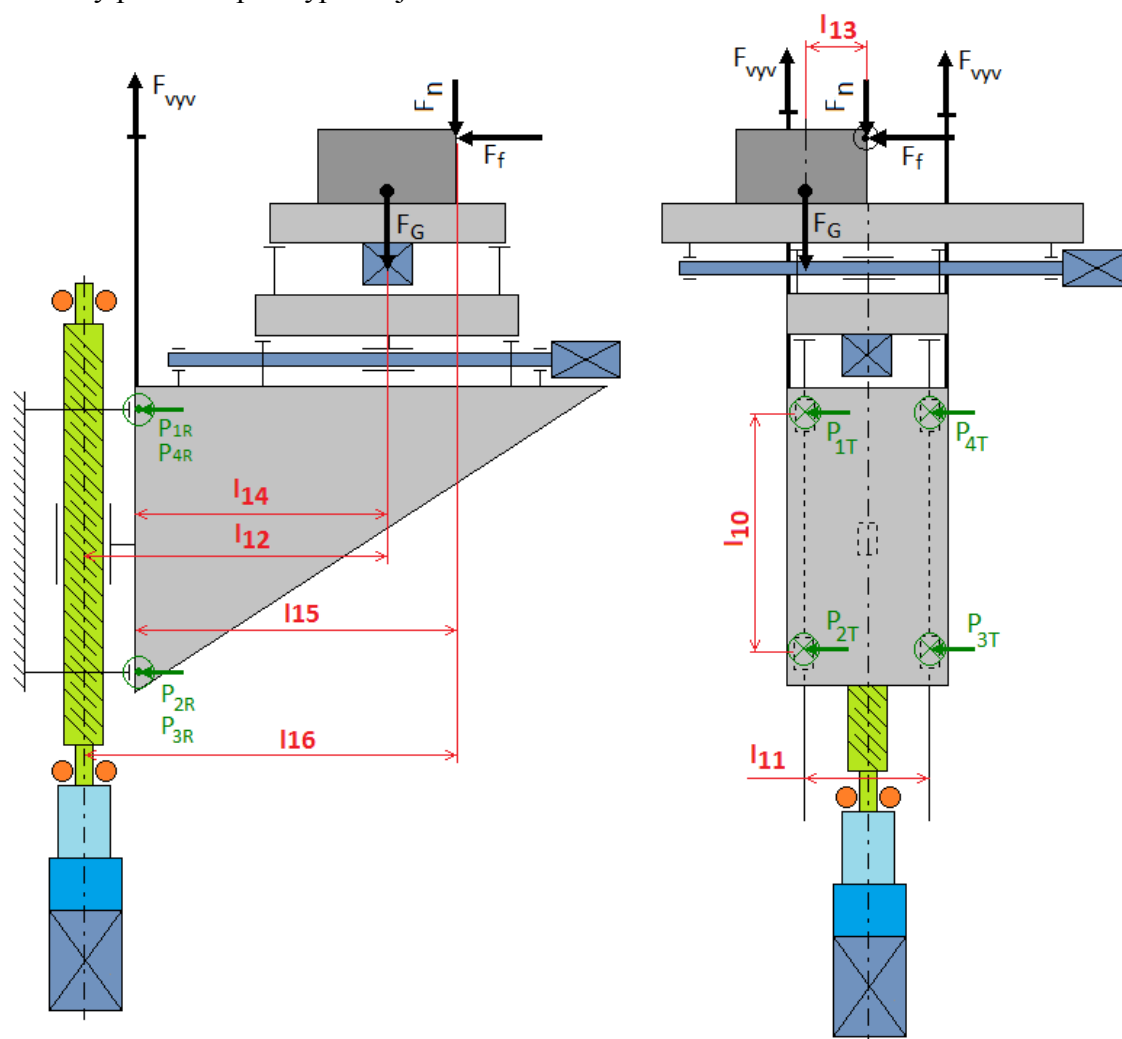
Z předchozích výsledků vidíme, že dynamický poměr momentu setrvačnosti redukováných hmot a motoru nabývá správné hodnoty, protože pro kvalitní dynamické



poměry musí nabývat hodnoty 1,5 až 3. Zvolený servomotor s krouticím momentem $M_k=22 \text{ Nm}$ vyhovuje jak z hlediska statických, tak i dynamických poměrů.

5.3.4 Návrh valivého vedení v ose Z

Valivé vedení volím opět od firmy HIWIN [13]. Vedení je navrženo tak, že kolejnice jsou připojeny ke stojanu frézky a ke konzole jsou připojeny pohyblivé vozíky. Valivé vedení v ose Z, je pak umístěno ve svislé poloze. Výpočet je proveden opět dle katalogu výrobce [13, 16]. Silové zatížení stolu je vyobrazeno na obr. 5.14, hodnoty potřebné pro výpočet jsou v tab. 5.15.



Obr. 5.15 Schéma zatížení posuvového systému v ose Z

Tab. 5.15 Zvolené (známé) hodnoty potřebné pro výpočet zatížení vozíků v ose Z

Název veličiny		Hodnota	
Řezná síla vyvolaná obráběním	F_f	[N]	31 580
Normálová řezná síla	F_{fN}	[N]	21 050
Hmotnost konzoly a obrobku	m_{cZ}	[kg]	950
Vzdálenost mezi vozíky osy Z	l_{10}	[m]	0,500
Rozteč vedení osy Z	l_{11}	[m]	0,395
Vzdálenost působíště gravitační síly od osy kuličkového šroubu osy Z	l_{12}	[m]	0,500
Vzdálenost působíště gravitační síly od osy kuličkového šroubu osy Z	l_{13}	[m]	0,200
Vzdálenost působíště gravitační síly od vozíků v ose Z	l_{14}	[m]	0,565
Vzdálenost působíště řezné síly od vozíků v ose Z	l_{15}	[m]	0,690
Vzdálenost působíště řezné síly od osy kuličkového šroubu osy Z	l_{16}	[m]	0,750
Velikost rychloposuvu	v_{rpZ}	[m/min]	8
Gravitační zrychlení	g	[m/s]	9,81
Doba rozběhu na rychloposuv	t_r	[s]	0,1

ZATÍŽENÍ VOZÍKŮ PŘI ZRYCHLOVÁNÍ NA RYCHLOPOSUV:

Velikost zrychlení při akceleraci na rychlost rychloposuvu je:

$$\beta_{rZ} = \frac{v_{rpZ}}{t_r} = 1,33 \text{ [m/s}^2\text{]}. \quad (5.107)$$

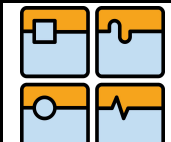
Radiální zatížení vozíků 1 a 4:

$$P_{1R} = P_{4R} = -\frac{m_{cZ} \cdot (g + \beta_r) \cdot l_{12}}{2 \cdot l_{10}} = -5 580 \text{ [N]} \quad (5.108)$$

a radiální zatížení vozíků 2 a 3:

$$P_{2R} = P_{3R} = \frac{m_{cZ} \cdot (g + \beta_r) \cdot l_{12}}{2 \cdot l_{10}} = 5 580 \text{ [N]}. \quad (5.109)$$

Vzorce pro výpočet zatížení při zpomalování z rychloposuvu jsou podobné, akorát od gravitačního zrychlení budeme odečítat velikost zpomalení. Proto bude výsledné radiální zatížení vozíků při zpomalování menší.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 55
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Tečné zatížení vozíků 1 a 4:

$$P_{1T} = P_{4T} = \frac{m_{cZ} \cdot (g + \beta_r) \cdot l_{13}}{2 \cdot l_{10}} = 2\,231 \text{ [N]} \quad (5.110)$$

a tečné zatížení vozíků 2 a 3:

$$P_{2R} = P_{3R} = -\frac{m_{cZ} \cdot (g + \beta_r) \cdot l_{13}}{2 \cdot l_{10}} = -2\,231 \text{ [N]}. \quad (5.111)$$

ZATÍŽENÍ VOZÍKŮ PŘI OBVODOVÉM FRÉZOVÁNÍ:

Radiální zatížení vozíku 1:

$$P_{1R} = -\frac{m_{cZ} \cdot g \cdot l_{12}}{2 \cdot l_{10}} - \frac{F_{fN} \cdot l_{14}}{2 \cdot l_{10}} + \frac{F_f \cdot l_{14}}{2 \cdot l_{10}} = 1\,350 \text{ [N]} \quad (5.112)$$

a radiální zatížení vozíku 2:

$$P_{2R} = \frac{m_{cZ} \cdot g \cdot l_{12}}{2 \cdot l_{10}} + \frac{F_{fN} \cdot l_{14}}{2 \cdot l_{10}} + \frac{F_f \cdot l_{14}}{2 \cdot l_{10}} = 36\,210 \text{ [N]} \quad (5.113)$$

a radiální zatížení vozíku 3:

$$P_{3R} = \frac{m_{cZ} \cdot g \cdot l_{12}}{2 \cdot l_{10}} + \frac{F_{fN} \cdot l_{14}}{2 \cdot l_{10}} - \frac{F_f \cdot l_{14}}{2 \cdot l_{10}} = -1\,350 \text{ [N]} \quad (5.114)$$

a radiální zatížení vozíku 4:

$$P_{4R} = -\frac{m_{cZ} \cdot g \cdot l_{12}}{2 \cdot l_{10}} - \frac{F_{fN} \cdot l_{14}}{2 \cdot l_{10}} - \frac{F_f \cdot l_{14}}{2 \cdot l_{10}} = -36\,210 \text{ [N]}. \quad (5.115)$$

Tečné zatížení vozíků 1, 4:

$$P_{1T} = P_{4T} = \frac{m_{cZ} \cdot g \cdot l_{13}}{2 \cdot l_{10}} + \frac{F_f}{4} = 9\,860 \text{ [N]} \quad (5.116)$$

a tečné zatížení vozíků 2, 3:

$$P_{2T} = P_{3T} = -\frac{m_{cZ} \cdot g \cdot l_{13}}{2 \cdot l_{10}} + \frac{F_f}{4} = 5\,930 \text{ [N]}. \quad (5.117)$$

ZATÍŽENÍ VOZÍKŮ PŘI ZÁVRTNÉM FRÉZOVÁNÍ:

Radiální zatížení vozíků 1, 4:

$$P_{1R} = P_{4R} = -\frac{m_{cZ} \cdot g \cdot l_{12}}{2 \cdot l_{10}} - \frac{F_{fZ} \cdot l_{14}}{2 \cdot l_{10}} = -7\,240 [N] \quad (5.118)$$

a radiální zatížení vozíků 2, 3:

$$P_{2R} = P_{3R} = \frac{m_{cZ} \cdot g \cdot l_{12}}{2 \cdot l_{10}} + \frac{F_{fZ} \cdot l_{14}}{2 \cdot l_{10}} = 7\,240 [N] . \quad (5.119)$$

Tečné zatížení vozíků 1, 4:

$$P_{1T} = P_{4T} = \frac{m_{cZ} \cdot g \cdot l_{13}}{2 \cdot l_{10}} = 1\,970 [N] \quad (5.120)$$

a tečné zatížení vozíků 2, 3:

$$P_{2T} = P_{3T} = -\frac{m_{cZ} \cdot g \cdot l_{13}}{2 \cdot l_{10}} = -1\,970 [N] . \quad (5.121)$$

VÝPOČET ŽIVOTNOSTI VALIVÉHO VEDENÍ

Ekvivalentní dynamické zatížení vozíku je:

$$P_{EZ} = X \cdot P_{RmaxZ} + Y \cdot P_{TmaxZ} = 44\,390 [N] . \quad (5.122)$$

Typ	HGW15CC	HGW20CC	HGW20HC	HGW25CC	HGW25HC	HGW30CC	HGW30HC	HGW35CC	HGW35HC	HGW45CC	HGW45HC	HGW55CC	HGW55HC	HGW65CC	HGW65HC
Dynamická únosnost C_{dyn} [N]	11380	17750	21180	26480	32750	38740	47270	49520	60210	77570	94540	114440	139350	163630	208360
Statická únosnost C_0 [N]	25310	37840	48840	56190	76000	83060	110130	102870	136310	155930	207120	227810	301260	324710	457150
Statický moment	M_x [Nm]	170	380	480	640	870	1060	1200	2290	3010	4000	5660	7490	10020	14150
	M_y [Nm]	150	270	470	510	880	850	1200	2080	2350	4070	4060	7010	6440	11120
	M_z [Nm]	150	270	470	510	880	850	1200	2080	2350	4070	4060	7010	6440	11120

Obr. 5.16 Hodnoty únosnosti vozíků HIWIN HG [13]

Dle ekvivalentního dynamického zatížení, volím kuličkový vozík od výrobce HIWIN řada HG se zvýšenou tuhostí a odolností vůči vibračním. Označení zvoleného vozíku je HGW30HC.

Tab. 5.16 Zvolené (známé) hodnoty potřebné pro výpočet životnosti vozíků v ose Y

Název veličiny		Hodnota	
Radiální koeficient pro ekvivalentní dynamické zatížení	X	[-]	1
Tečný koeficient pro ekvivalentní dynamické zatížení	Y	[-]	0,83
Faktor tvrdosti	f_H	[-]	1
Faktor teploty	f_T	[-]	1
Faktor zatížení	f_w	[-]	1,2
Délka zdvihu v ose X	L_{ZZ}	[mm]	350
Počet cyklů za minutu	n_c	[min ⁻¹]	10

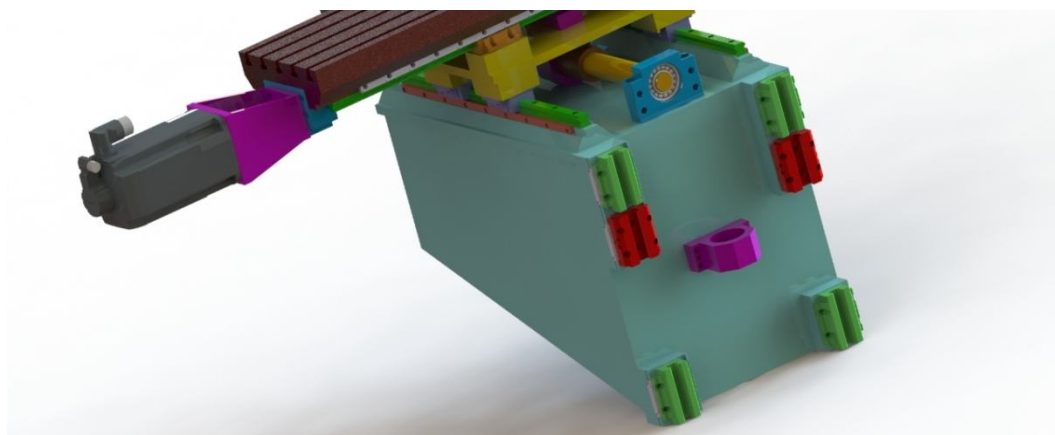
Nominální životnost vozíku v kilometrech je:

$$L_{mvZ} = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot C_{dynvZ}}{f_w \cdot P_{EZ}} \right)^3 \cdot 50\,000 = 34,9 \cdot 10^3 [km] \quad (5.123)$$

a životnost v hodinách je:

$$L_{hvZ} = \frac{L_{mvZ} \cdot 10^6}{2 \cdot L_{ZZ} \cdot n_c \cdot 60} = 83,2 \cdot 10^3 [hod] . \quad (5.124)$$

Zvolené kuličkové vedení HGW30HC je dle vypočítané životnosti dostatečné, a proto ho volím pro osu Z. Celé označení zvoleného je HGW30HC-2R850ZOH2ZZ. Pro osu Z je potřeba dvou kolejnic o délce 850 mm a čtyř vozíků.



Obr. 5.17 Posuvová soustava osy Z

5.3.5 Brzda lineárního vedení v ose Z

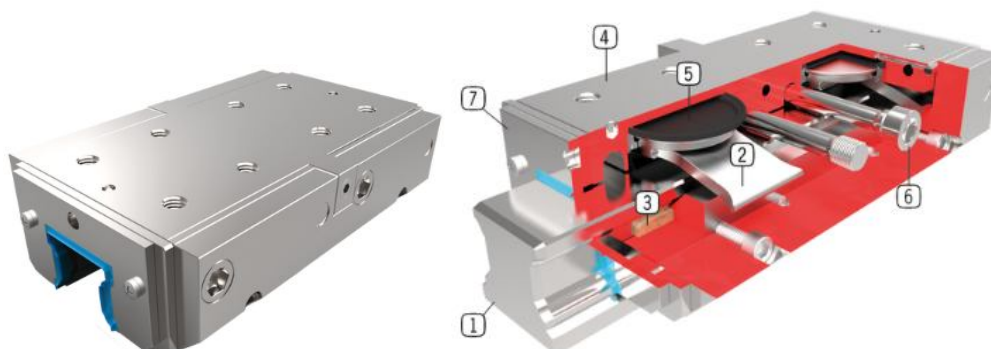
Brzda v ose Z slouží jako bezpečnostní při výpadku energie a jako poziční při vypnutém stroji. Brzda lineárního vedení od ZIMMER GROUP [21] je doporučena výrobcem lineárního valivého vedení HIWIN. Tato společnost dodává brzdy ovládané jak pneumaticky tak i hydraulicky. Svěrná síla brzd je vyvolána pomocí pružin a je rozepínána pomocí tlakového vzduchu nebo oleje.

Brzda musí udržet hmotnost konzolového stolu i s obrobkem.

- Pneumaticky ovládaný brzdňý člen pro kolejnici HGR30 označení MKS3001A působí svěrnou silou 2 000 N.
- Hydraulicky ovládaný brzdňý člen pro kolejnici HGR30 označení KBHS3001CS působí svěrnou silou 7 500 N.

Hmotnost stolu s obrobkem je 950kg, proto potřebuji šest pneumatických brzdňých členů nebo dva hydraulické brzdňé členy.

Proto z důvodu snížení nákladů na pořízení volím dva hydraulicky ovládané brzdňé členy KBHS3001CS.



Obr. 5.18a, b Brzda lineárního vedení [21]

1) kolejnice, 2) pružina, 3) upínací čelisti, 4) základna, 5) membrána, 7) stěrač

5.3.6 Návrh konzoly

Konstrukci konzolového stolu můžeme provést z několika materiálů a několika možnými technologiemi. Konzola může být vyrobena jako odlitek nebo jako svařenec. Odlitky částí rámu jsou vyráběny ze šedé nebo tvárné litiny. Svařence jsou vyráběny z oceli třídy 11. Každá z obou technologií výroby má své výhody i nevýhody:

- Odlitky se vyrábějí zejména při sériové výrobě (nutnost výroby forem). Nevýhodou jsou určitá technologická omezení konstrukce.
- Svařence se vyrábějí při malosériové výrobě a při výrobě menších dílců. Výhodou svařenců je možnost konstrukce složitých tvarů. Nevýhodou je menší tlumení a vznik vnitřního pnutí vlivem svařování, které je potřeba následně odstranit.

Jelikož nepředpokládám sériovou výrobu, navrhuji konzolu polohovacího stolu jako svařenec z oceli 11 523, tato ocel je vhodná po svařované konstrukce strojů namáhané jak staticky tak i dynamicky [20].

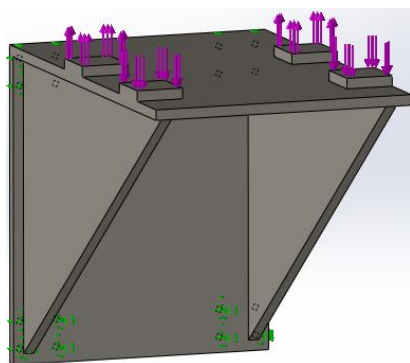
Konstrukce částí rámu nebo stolu obráběcího stroje je složitý proces, který vyžaduje spolupráci několika lidí (konstruktér, technolog, výpočtář). Při výpočtu MKP

potřebujeme jak kvalitní hardware, tak i software. Ve strojírenství se často setkáváme s programem ANSYS, který má velké množství nastavitelných parametrů. Velké množství parametrů vede k modelu, který se velice podobá realitě. Z toho však vyplývají vysoké požadavky na výpočtáře, který program využívá. Proto v praxi existují speciální pozice výpočtářů zabývajících se modelováním MKP.

Proto jsem výpočet MKP provedl pouze orientačně a je nutné ho brát jako prvotní návrh, který by před případnou výrobou bylo nutné zpřesnit osobou, která se zabývá danou problematikou. Prvotní výpočet jsem provedl v programu SolidWorks 2013. Nastavení parametrů sítě s konečným počtem prvků ovlivňuje přesnost výsledků. Má také veliký vliv na časovou náročnost výpočtu. V programu byla automaticky vygenerována síť tvořená 4stěny s 16ti Jakobiho body. Síť byla vytvořena s takovým množstvím prvků, které umožnily automatické vysítování.

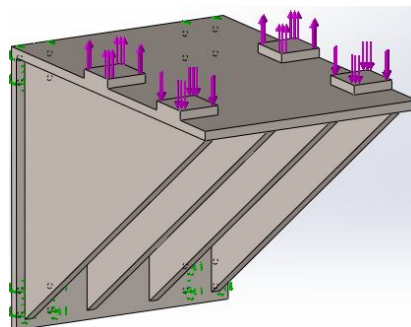
NÁVRH TVARU KONZOLY

VARIANTA č. 1



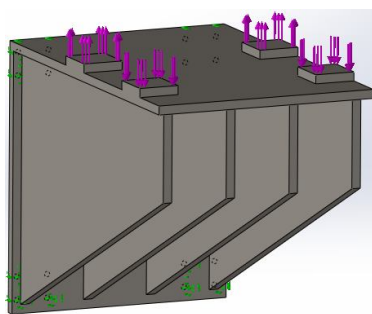
Obr. 5.19 Konzola varianta č.1

VARIANTA č. 2



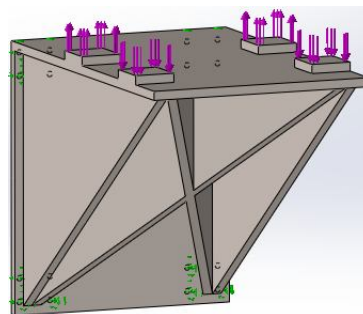
Obr. 5.20 Konzola varianta č.2

VARIANTA č. 3



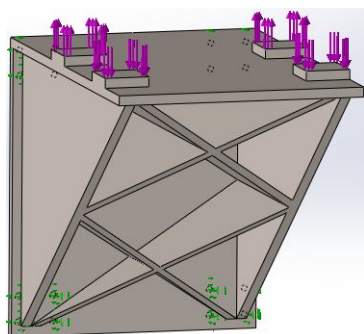
Obr. 5.21 Konzola varianta č.3

VARIANTA č. 4



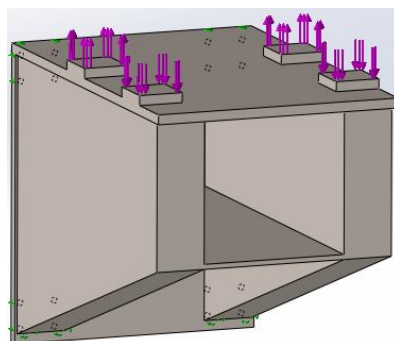
5.22 Konzola varianta č.4

VARIANTA č. 5



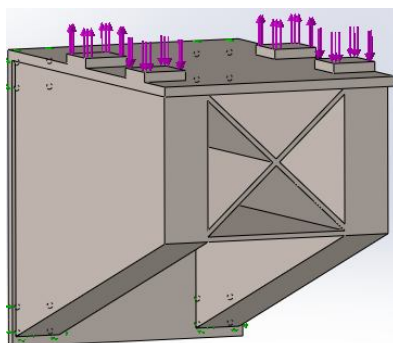
Obr. 5.23 Konzola varianta č.5

VARIANTA č. 6



Obr. 5.24 Konzola varianta č.6

VARIANTA č. 7

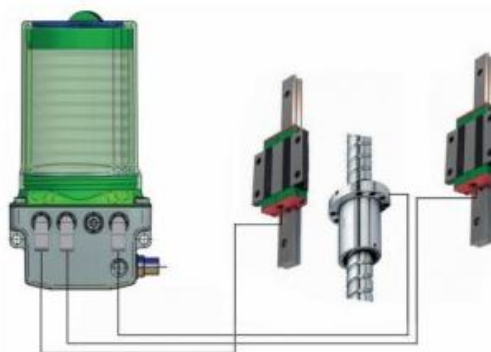


Obr. 5.25 Konzola varianta č.7

Dle výsledků průhybů jednotlivých variant jsem se rozhodl pro varianty 3 nebo 6. Ačkoliv varianta číslo 6 vykazuje menší hodnoty průhybů, je z hlediska technologie výroby svařováním složitější. Proto jsem se předběžně rozhodl zvolit variantu číslo 3. Avšak před konečným rozhodnutím je nutné provést optimalizaci.

5.4 Mazání valivého vedení a kuličkového šroubu

Pro mazání vozíků lineárního valivého vedení, matice kuličkového šroubu a ložisek kuličkového šroubu volím automatický mazací systém FlexxPump, který doporučuje výrobce k valivému vedení i kuličkovému šroubu. Výrobce automatického mazacího systému je ANDANTEK, USA.



Obr. 5.26 Mazací systém FlexxPump [13]

5.5 Odměřovací systém

Odměřovací systém pro osy X, Y, Z jsem zvolil od firmy RENISHAW. Odměrování polohy v jednotlivých osách může být realizováno několika způsoby.



- Prvním způsobem je nepřímé odměrování polohy. U této metody odečítáme natočení servomotoru, které poté přepočítáme na posunutí v lineárním směru.
- Druhým způsobem je přímé odměrování polohy. U této metody odečítáme přímo polohu z pravítka, které je pevně spojeno s polohovanou součástí.

Pro odměrování polohy v jednotlivých osách jsem zvolil přímé odměrování polohy pomocí optického lineárního snímacího systému SiGNUM™ RELM.



Kódové označení zvolených odměrovacích systémů v jednotlivých osách:

- Osa X - RELM IN 20U 1 A 0980 A
- Osa Y - RELM IN 20U 1 A 0430 A
- Osa Z - RELM IN 20U 1 A 0380 A

Obr. 5.27 Odměřovací systém SiGNUM™ RELM

5.6 Krytování jednotlivých os

Jelikož v každé ose jsou použity různé součásti jako jsou valivá vedení, kuličkové šrouby a odměrování. Je nutné tyto části chránit před chladicí kapalinou a třískami, které vznikají při obrábění.

Osu X není potřeba nějak zvláště krytovat, jelikož je umístěna ze spodu pracovního stolu a je tím chráněna svojí polohou.

Osa Y je krytována pomocí plechového teleskopického krytu se zešíkmenou stříškou.

Osa Z je krytována pomocí krycího měchu obdélníkového tvaru.



Tyto druhy krytování lineárních pojezdů dodává několik výrobců. Jedním z těchto výrobců ochranných krytů je například česká firma HESTEGO a.s. [22]

6. ZÁVĚR

Tato diplomová práce je rozdělena do dvou částí a to na rešerši a na vlastní konstrukci polohovacího stolu.

V první části této diplomové práce je cílem rešerše současného trhu v oblasti konzolových frézek. Z této rešerše jsem poté vycházel při stanovení parametrů mého konzolového polohovacího stolu.

V druhé části této diplomové práce je cílem samotný konstrukční návrh polohovacího konzolového stolu. Konzolový stůl se pohybuje ve třech osách. Uložení všech os jsem realizoval pomocí lineárního valivého vedení, které odstraňuje nepříznivé vlastnosti vedení kluzného. Pohon os je zajištěn pomocí kuličkových šroubů, které jsou poháněny servomotory. Mezi kuličkový šroub a motor jsem vložil axiální planetovou převodovku, což mi umožnilo zvolit servomotory menších rozměrů a výkonů. Všechny osy jsou vybaveny přímým odměřovacím systémem. Z důvodu velké hmotnosti stolu s obrobkem jsem osu Z vybavil pneumatickým vyvažovacím zařízením, které mi umožnilo minimalizovat rozměry a výkon servomotoru. Osa Z, je z důvodu bezpečnosti, vybavena hydraulickou brzdou.

Součástí druhé části této diplomové práce, je také vytvoření modelu konzolového polohovacího stolu v prostředí imersní virtuální reality.

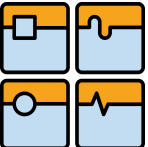
Při návrhu polohovacího konzolového stolu jsem pro vytvoření 3D modelu a výkresové dokumentace využíval program SolidWorks 2013 a pro výpočet program MathCAD 14.

Tab. 6.1 Parametry navrhnutého polohovacího stolu

Název veličiny	Hodnota	
Hmotnost stolu	[kg]	180
Maximální hmotnost obrobku	[kg]	200
Šířka pracovního stolu	[mm]	300
Délka pracovního stolu	[mm]	1300
Zdvih v ose X	[mm]	1000
Zdvih v ose Y	[mm]	400
Zdvih v ose Z	[mm]	350
Rychloposuv osa X,Y	[m/min]	10
Rychloposuv osa Z	[m/min]	8

7. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] MAREK, J. a kol. Konstrukce CNC obráběcích strojů. MM Speciál. Praha: MMs publishing, s.r.o, 2010. 420 s. 2. upravené a doplněné vydání. ISBN: 978-80-254-7980-3.
- [2] KOČMAN, Karel a Jaroslav PROKOP. Technologie obrábění. 2. vyd. Brno: CERM, 2005, 270 s. ISBN 80-214-3068-0.
- [3] SANDVIK COROMANT. Internetové stránky a katalogy. [online]. 2014 [cit. 2014-03-10]. Dostupné z WWW: <http://www.sandvik.coromant.com/cs-cz/knowledge/milling/application_overview/Pages/default.aspx>.
- [4] KONZOLOVÉ FRÉZKY [online]. 2012 [cit. 2014-03-10]. Dostupné z WWW: <<http://strojirenstvi-frezovani.blogspot.cz/2011/02/91-konzolove-frezky-fa-fb-fd.html>>.
- [5] HLAVNÍ ČÁSTI KONZOLOVÝCH FRÉZEK [online]. 2012 [cit. 2014-03-10]. Dostupné z WWW: <<http://strojirenstvi-frezovani.blogspot.cz/2011/02/911-hlavni-casti-konzolovych-frezek.html>>.
- [6] TOS OLOMOUC. Internetové stránky a katalogy. [online]. 2014 [cit. 2014-03-10]. Dostupné z WWW: <<http://www.tos-olomouc.cz/oc-cz/>>.
- [7] PINNACLE MACHINE TOOL Co., Ltd. . Internetové stránky a katalogy. [online]. 2014 [cit. 2014-03-10]. Dostupné z WWW: <www.kom.tul.cz/soubory/tob_rp.pdf>.
- [8] ŘEZNÉ PODMÍNKY PŘI OBRÁBĚNÍ. Katedra obrábění a montáže, TU v Liberci [online]. 2001 [cit. 2014-03-10]. Dostupné z WWW: <<http://www.pinnacle-mc.com/en/>>.
- [9] HUMÁR, Anton. Technologie I – 1. část [online]. Studijní opory pro magisterskou formu studia v oboru "Technologie obrábění". VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2003, 138 s. Dostupné na WWW: <http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/opory-save/TI_TO-1cast.pdf>
- [10] WALTER TOOLS. Internetové stránky a katalogy. [online]. 2014 [cit. 2014-03-10]. Dostupné z WWW: <<http://www.walter-tools.com/SiteCollectionDocuments/download/global/catalogues/en-gb/supplement-catalogue-2013-en.pdf>>.
- [11] HUMÁR, Anton. Technologie I – 2. část [online]. Studijní opory pro magisterskou formu studia v oboru "Technologie obrábění". VUT v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2004, 95 s. Dostupné na WWW: <http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/opory-save/TI_TO-2cast.pdf>

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 64
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [12] PRAMET TOOLS, s.r.o. . Internetové stránky a katalogy. [online]. 2014 [cit. 2014-03-10]. Dostupné z WWW: <<http://www.pramet.com/download.php?id=573>>.
- [13] HIWIN s.r.o. . Internetové stránky a katalogy. [online]. 2014 [cit. 2014-03-10]. Dostupné z WWW: <<http://www.hiwin.cz/cz/download/katalogy>>.
- [14] Schneider Electric Motion. Internetové stránky a katalogy. [online]. 2014 [cit. 2014-03-18]. Dostupné z WWW: <<http://www.regulacni-pohony.cz/index.html>>.
- [15] SIEMENS, s.r.o. Internetové stránky a katalogy. [online]. 2014 [cit. 2014-03-18] Dostupné z WWW: <<http://www1.siemens.cz/ad/current/index.php?ctxnh=3d2cdc7725&ctxp=home>>
- [16] THK CO.,LTD. Internetové stránky a katalogy. [online]. 2014 [cit. 2014-03-18] Dostupné z WWW: <<http://www.thk.com/cz>>
- [17] FESTO, s.r.o. Internetové stránky a katalogy. [online]. 2014 [cit. 2014-04-23] Dostupné z WWW: <http://www.festo.com/cat/cs_cz/>
- [18] Michele, J. Konstrukce malé vertikální CNC frézky. Brno : Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. str. 65. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D..
- [19] Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke, Richard G. Budynas. Konstruování strojních součástí. Brno: VUTUM, 2010. ISBN 97880-214-2629-0.
- [20] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. Strojnické tabulky. Úvaly: Pedagogické nakladatelství ALBRA, 2008. Čtvrté upravené vydání. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [21] FIMMER GROUP. Internetové stránky a katalogy. [online]. 2014 [cit. 2014-05-10] Dostupné z WWW: <<http://www.zimmer-group.de>>
- [22] HESTEGO a.s. Internetové stránky a katalogy. [online]. 2014 [cit. 2014-05-10] Dostupné z WWW: <<http://hestego.cz/>>

8. SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

β_r	[m/s ²]	Zrychlení při akceleraci na rychlost rychloposuvu
Δ_{dyn}	[-]	Dynamický poměr momentu setrvačnosti redukovaných hmot a motoru
Δ_{Lpist}	[mm]	Potřebný zdvih pístnice
ε_{ks}	[rad/s ²]	Úhlové zrychlení kuličkového šroubu
ε_{mot}	[rad/s ²]	Úhlové zrychlení motoru
η_c	[-]	Celková účinnost
η_{KSM}	[-]	Účinnost kuličkového šroubu
η_{loz}	[-]	Účinnost ložisek
η_{pist}	[%]	Silová účinnost pístu
η_{pr}	[-]	Účinnost převodovky
η_{ved}	[-]	Účinnost valivého vedení
φ	[°]	Úhel posuvového pohybu
κ_r	[°]	Úhel nastavení ostří
Θ_{vyv}	[%]	Rovnoměrnost vyvažovací síly
ρ_{st}	[kg/m ³]	Materiál stolu ocel
Δl	[mm]	Zdvih
λ	[%]	Procentuelní velikost vyvažování
A_{Di}	[mm ²]	Jmenovitý průřez třísky
A_{dmax}	[mm ²]	Maximální velikost průřezu třísky
a_{hmot}	[m/s ²]	Lineární zrychlení přesouvaných hmot
a_p	[mm]	Šířka řezu
A_{st}	[mm]	Výška stolu
B_{st}	[mm]	Šířka stolu
C_{dyn}	[N]	Dynamická tuhost KŠM
C_{Fc}	[-]	Konstanta při frézování válcovou frézou
D_c	[mm]	Průměr nástroje
D_k	[mm]	Průměr kuličkového šroubu
d_k	[mm]	Malý průměr kuličkového šroubu
D_k	[m]	Průměr kuličkového šroubu

D_{kl}	[mm]	Průměr kladky
D_l	[mm]	Průměr ocelového lana
D_n	[mm/min]	D_n faktor
D_{pist}	[mm]	Průměr válce pístu
d_{pist}	[mm]	Průměr pístnice
f	[mm]	Posuv na otáčku
F_{ci}	[N]	Řezná síla
F_{cNi}	[N]	Kolmá řezná síla
F_f, F_{fi}	[N]	Posuvová síla
F_{fmax}	[N]	Maximální řezná síla
F_{fNi}	[N]	Normálová posuvová síla
F_{fz}	[N]	Posuvová síla při závrtném frézování
f_H	[-]	Faktor tvrdosti
F_i, F_c	[N]	Celková řezná síla
F_k	[N]	Teoretická maximální axiální síla působící na kuličkový šroub
F_{kmax}	[N]	Dovolená axiální síla
f_{KSM}	[-]	Součinitel tření v KŠM redukovaný na poloměr šroubu
F_m	[N]	Axiální síla působící na šroub
F_{min}	[N]	Minimální únosnost lana
F_p	[N]	Síla předepnutí kuličkového šroubu
f_T	[-]	Faktor teploty
f_{ved}	[-]	Součinitel tření ve valivém vedení
F_{vyv}	[N]	Síla potřebná pro vyvážení
f_w	[-]	Faktor zatížení
f_z	[mm/z]	Posuv na zub
g	[m/s ²]	Gravitační zrychlení
h	[mm]	Tloušťka třísky
i	[-]	Převodový poměr
J_{br}	[kgm ²]	Moment setrvačnosti brzdy
J_{KSM}	[kgm ²]	Moment setrvačnosti kuličkového šroubu
J_m	[kgm ²]	Redukovaný moment posuvových hmot
J_{mot}	[kgm ²]	Moment setrvačnosti motoru
J_{pr}	[kgm ²]	Moment setrvačnosti převodovky

J_{rhm}	[kgm ²]	Celkový moment setrvačnosti redukovaný na hřídel motoru
J_{sp}	[kgm ²]	Moment setrvačnosti spojky
k_c	[N]	Specifická řezná rychlost
$k_{c1.1}$	[N/mm ²]	Specifický řezný odpor
k_{ci}	[MPa]	Měrná řezná síla
k_d	[-]	Koeficient (uložení pro otáčky)
k_k	[-]	Koeficient (uložení při vzpěru)
k_l	[-]	Bezpečnostní koeficient lana
l_1	[m]	Vzdál. těžiště stolu a obrobku k vedení (osa x)
l_2	[m]	Vzdálenost působíště řezné síly od vedení (osa y)
l_3	[m]	Vzdálenost působíště řezné síly od vedení (osa z)
l_4	[m]	Vzdálenost řezné síly od osy KŠM
l_5	[m]	Vzdálenost působíště řezné síly k vedení (osa y)
l_6	[m]	Vzdálenost od těžiště k vedení (osa x)
l_7	[m]	Vzdálenost působíště řezné síly k vedení (osa z)
l_8	[m]	Vzdálenost mezi vozíky
l_9	[m]	Vzdálenost působíště řezné síly od osy kuličkového šroubu Y
l_{10}	[m]	Vzdálenost mezi vozíky osy Z
l_{11}	[m]	Rozteč vedení osy Z
l_{12}	[m]	Vzdálenost působíště gravitační síly od osy kuličkového šroubu osy Z
l_{13}	[m]	Vzdálenost působíště gravitační síly od osy kuličkového šroubu osy Z
l_{14}	[m]	Vzdálenost působíště gravitační síly od vozíků v ose Z
l_{15}	[m]	Vzdálenost působíště řezné síly od vozíků v ose Z
l_{16}	[m]	Vzdálenost působíště řezné síly od osy kuličkového šroubu osy Z
l_d	[mm]	Vzdálenost mezi ložisky
L_h	[ot]	Životnost kuličkového šroubu v otáčkách
L_{hvX}	[hod]	životnost v hodinách
l_k	[mm]	Nepodepřená délka hřídele šroubu
L_{KSM}	[m]	Délka kuličkového šroubu
L_{mvX}	[km]	Životnost vozíku v kilometrech
L_n	[hod]	Životnost kuličkového šroubu v provozních hodinách
L_{st}	[mm]	Délka pracovního stolu

l_x	[m]	Vzdálenost mezi vozíky
L_{zX}	[mm]	Délka zdvihu v ose X
m_c	[-]	Exponent při vrtání
M_G	[Nm]	Moment zátěže od třecích sil přesouvaných hmot
M_{GT}	[Nm]	Moment zátěže od tíhové složky
M_{kmind}	[Nm]	Potřebný moment motoru z hlediska dynamiky
M_{kmins}	[Nm]	Minimální moment motoru z pohledu statiky
M_{KSM}	[Nm]	Ztrátový moment zátěže od předeprnutí v KŠM
m_o	[kg]	Maximální hmotnost obrobku
m_s	[kg]	Hmotnost stolu
M_{zdrhm}	[Nm]	dynamický moment zátěže redukováný na hřídel motoru
n_c	[min ⁻¹]	Počet cyklů za minutu
n_k	[min ⁻¹]	Kritické otáčky kuličkového šroubu
n_{kjm}	[min ⁻¹]	Otáčky kuličkového šroubu při jmenovitých otáčkách motoru
$n_{kš}$	[min ⁻¹]	Otáčky kuličkového šroubu při rychloposuvu
n_{max}	[min ⁻¹]	Dovolené otáčky kuličkového šroubu
P_{EX}	[N]	Ekvivalentní dynamické zatížení vozíku
P_{ks}	[mm]	Stoupání závitu kuličkového šroubu
P_{ks}	[m]	Stoupání závitu kuličkového šroubu
p_{max}	[bar]	Maximální tlak vzduchu
p_{obv}	[bar]	Tlak vzduchu v pneumatickém obvodu
p_{pist}	[bar]	Minimální tlak vzduchu v pístu
P_R	[N]	Radiální zatížení vozíků
P_T	[N]	Tečné zatížení vozíků
R_{ml}	[MPa]	Pevnost lana
S_{pist}	[m ²]	Plocha pístu
t_r	[s]	Čas rozběhu na v_{rp}
v_{rp}	[m/min]	Rychlost rychloposuvu
V_{valce}	[m ³]	Objem vzduchu ve válci
x	[-]	Exponent při frézování válcovou frézou
X	[-]	Radiální koeficient pro ekvivalentní dynamické zatížení
Y	[-]	Tečný koeficient pro ekvivalentní dynamické zatížení
z	[-]	Počet zubů nástroje

9. SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1.1 Ukázka frézování	13
Obr. 1.2 Ukázka frézování	13
Obr. 2.1 Svislá konzolová frézka	14
Obr. 2.2 Vodorovná konzolová frézka	14
Obr. 3.1a, b, c Konzolové frézky TOS Olomouc	16
Obr. 3.2a, b Konzolové frézky Pinnacle	17
Obr. 4.1 Řezné síly na zubu při sousledném frézování	19
Obr. 4.2 Řezné síly na zubu při nesousledném frézování	19
Obr. 4.3 Průřez třísky při válcovém frézování	20
Obr. 4.4 Průřez třísky při čelním frézování	20
Obr. 4.5a, b Vrtání	22
Obr. 4.6a, b, c Zvolené frézovací nástroje PRAMET	23
Obr. 5.1 kuličkový šroub s maticí	25
Obr. 5.2 Zakončení konců kuličkového šroubu	27
Obr. 5.3 Posuvová soustava v ose X	28
Obr. 5.4a Servomotor s převodovkou SIEMENS	29
Obr. 5.4b Pružná spojka	29
Obr. 5.5 Valivé vedení HIWIN	31
Obr. 5.6 Zatížení vozíků v ose X	32
Obr. 5.7 Hodnoty únosnosti vozíků HIWIN HG	34
Obr. 5.8 Posuvová soustava osy X s pracovním stolem	35
Obr. 5.9 Posuvová soustava v ose Y	38
Obr. 5.10 Schéma zatížení posuvového systému v ose Y	40
Obr. 5.11 Hodnoty únosnosti vozíků HIWIN HG	43
Obr. 5.11 Posuvová soustava osy Y a X s pracovním stolem	44
Obr. 5.12 Pneumatický píst FESTO	45
Obr. 5.13 Ukázka uložení pístu vyvažování a ocelového lana	47
Obr. 5.14 Posuvová soustava v ose Z	50
Obr. 5.15 Schéma zatížení posuvového systému v ose Z	53
Obr. 5.16 Hodnoty únosnosti vozíků HIWIN HG	56
Obr. 5.17 Posuvová soustava osy Z	57

Obr. 5.18a, b Brzda lineárního vedení	58
Obr. 5.19 Konzola varianta č.1	59
Obr. 5.20 Konzola varianta č.2	59
Obr. 5.21 Konzola varianta č.3	59
Obr. 5.22 Konzola varianta č.4	59
Obr. 5.23 Konzola varianta č.5	60
Obr. 5.24 Konzola varianta č.6	60
Obr. 5.25 Konzola varianta č.7	60
Obr. 5.26 Mazací systém FlexxPump	60
Obr. 5.27 Odměřovací systém SiGNUM™ RELM	61

10. SEZNAM TABULEK

Tab. 3.1 Parametry konzolové frézky F2V-R	15
Tab. 3.2 Parametry konzolové frézky FGV 32	16
Tab. 3.3 Parametry konzolové frézky FV 30 CNC A	16
Tab. 3.4 Parametry konzolové frézky PK-FV3	17
Tab. 3.5 Parametry konzolové frézky PK-GRSM-V	17
Tab. 4.1 Orientační posuvy na jeden zub	18
Tab. 4.2 Orientační řezné rychlosti při čelní frézování	18
Tab. 4.3 Hodnoty konstant C_{Fe} a exponentů x	21
Tab. 4.4 Zvolené (známé) hodnoty pro výpočet řezných sil	23
Tab. 5.1 Zvolené parametry pracovního stolu	24
Tab. 5.2 Hodnoty potřebné pro výpočet kuličkového šroubu v ose X	25
Tab. 5.3 Hodnoty potřebné pro výpočet pohonu pro osu X	28
Tab. 5.4 Hodnoty potřebné pro výpočet zatížení vozíků v ose X	32
Tab. 5.5 Hodnoty potřebné pro výpočet životnosti vozíků v ose X	34
Tab. 5.6 Hodnoty potřebné pro výpočet kuličkového šroubu v ose Y	35
Tab. 5.7 Hodnoty potřebné pro výpočet pohonu pro osu Y	38
Tab. 5.8 Hodnoty potřebné pro výpočet zatížení vozíků v ose Y	41
Tab. 5.9 Hodnoty potřebné pro výpočet životnosti vozíků v ose Y	43
Tab. 5.10 Hodnoty potřebné pro návrh pneumatického vyvažování	45
Tab. 5.11 Parametry pneumatického pístu DSGB-125-400-F-PPV A	46
Tab. 5.12 Hodnoty pro návrh ocelového lana	47
Tab. 5.13 Hodnoty potřebné pro výpočet kuličkového šroubu v ose Z	47
Tab. 5.14 Hodnoty potřebné pro výpočet pohonu pro osu Z	50
Tab. 5.15 Hodnoty potřebné pro výpočet zatížení vozíků v ose Z	54
Tab. 5.16 Hodnoty potřebné pro výpočet životnosti vozíků v ose Y	56
Tab. 6.1 Parametry navrhnutého polohovacího stolu	62

11. SEZNAM PŘÍLOH

- 1) CD
 - elektronická verze diplomové práce
 - 3D model konzolového polohovacího stolu
 - výkres sestavy konzolového polohovacího stolu
 - výrobní výkresy
 - výpočet v programu MathCAD
 - model v prostředí imerzní virtuální reality
- 2) Výpočet v programu MathCAD
- 3) Výkres sestavy vřetene
- 4) Výrobní výkresy