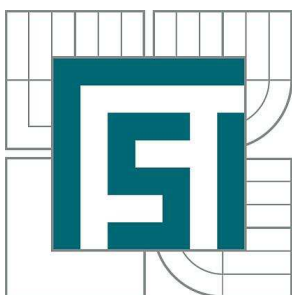


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

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 PORTÁLOVÉ FRÉZKY

DESIGN OF PORTAL MILLING MACHINE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

PETR KEJDA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. PETR BLECHA, Ph.D.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Petr Kejda

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

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

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

Konstrukce portálové frézky

v anglickém jazyce:

Design of portal milling machine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Student provede rešerši v oblasti portálových frézek. Na základě rešerše zvolí technické parametry konstruovaného stroje. Provede základní konstrukční výpočty a vlastní konstrukci obráběcího stroje v 3D modelu.

Součástí bakalářské práce bude výkres sestavy obráběcího stroje a v elektronické příloze 3D model stroje.

Cíle bakalářské práce:

Rešerše v oblasti portálových frézek.

Volba technických parametrů konstruovaného stroje.

Kontrolní konstrukční výpočty.

Zjednodušený konstrukční návrh portálové frézky.

Součástí bakalářské práce bude výkres sestavy obráběcího stroje a v elektronické příloze 3D model stroje.

Seznam odborné literatury:

Marek, J. a kol; Konstrukce CNC obráběcích strojů, ISBN 978-80-254-7980-3

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

www.kovosvit.cz

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

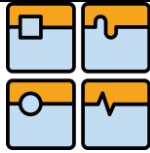
Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 20.11.2012

L.S.

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

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



ABSTRAKT

Předmětem této bakalářské práce je konstrukce portálového frézovacího stroje. V první části je provedena rešerše současně dostupných portálových frézovacích strojů. Druhá část obsahuje návrh portálové frézky a jejích základních parametrů. Poté následují základní výpočty vybraných součástí konstruovaného stroje včetně návrhu pohonů. Součástí bakalářské práce je 3D model a výkres sestavy.

KLÍČOVÁ SLOVA

Obráběcí stroj, portálová frézka, spodní gántry,

ABSTRACT

The subject of this thesis is the construction of the portal milling machine. In the first part is the research of currently available gantry milling machines. The second part includes a proposal gantry milling machine and its basic parameters. Then there follow basic calculations of components designed machines including design drives. The bachelor's thesis contains a 3D model and assembly drawings.

KEYWORDS

Metal cutting machine, portal milling machine, gantry,

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KEJDA, P. *Konstrukce portálové frézky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 37 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D..



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Tímto prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, pod vedením a s pomocí doc. Ing. Petra Blechy Ph.D. Všechny použité literární zdroje jsem uvedl v seznamu literatury. Bakalářská práce je z hlediska obsahu majetkem Fakulty strojního inženýrství VUT v Brně a může být využita ke komerčním účelům jen se souhlasem vedoucího bakalářské práce a děkana FSI VUT v Brně.

V Brně.....

.....
Vlastnoruční podpis autora



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval svému vedoucímu práce doc. Ing. Petru Blechovi, Ph.D za odborné vedení a podmětné připomínky, které přispěly při tvorbě této práce.

**OBSAH:**

Úvod.....	5
1 Definice a popis portálové frézky	6
1.1 Stavba portálových frézek	6
1.2 Pracovní stůl	6
1.2.1 Stojany	7
1.2.2 Příčnick.....	7
1.2.3 Příčné saně	7
1.2.4 Vřeteník	8
1.2.5 Vřeteno	8
1.3 Typy portálových frézek.....	8
1.3.1 Frézka s posuvným portálem (Spodní gantry).....	9
1.3.2 Portálová frézka typu horní gantry	9
1.3.3 Portálová frézka s posuvným stolem	10
1.3.4 Speciální typy portálových frézek	10
1.3.5 Gravírování	11
2 Volba technických parametrů konstruovaného stroje	11
2.1 Volba nástroje.....	12
2.2 Výpočet řezných parametrů.....	12
2.3 Volba pohonu vřetena.....	15
2.4 Kontrola vhodnosti použitého vřetena.....	16
3 Návrh a kontrola vybraných částí stroje	17
3.1 Lineární vedení	17
3.1.1 Výpočet lineárního vedení v ose X.....	17
3.1.2 Výpočet trvanlivosti vybraného lineárního vedení v ose X:.....	18
3.1.3 Výpočet lineárního vedení v ose Y	19
3.1.4 Výpočet trvanlivosti vybraného lineárního vedení v ose Y:.....	20
3.1.5 Výpočet lineárního vedení v ose Z	22
3.1.6 Výpočet trvanlivosti vybraného lineárního vedení v ose Z:	23
3.2 Výpočet kuličkových šroubů	24
3.2.1 Kontrola kuličkového šroubu v ose X	25
3.2.2 Kontrola kuličkového šroubu v ose Y	26
3.2.3 Kontrola kuličkového šroubu v ose Z.....	28
3.3 Návrh pohonů kuličkových šroubů.....	30
4 Konstrukční řešení navrhnutého stroje.....	31
Závěr.....	32
Seznam použitých symbolů.....	33
Seznam použité literatury	35
Seznam příloh	37



ÚVOD

Frézování je metoda obrábění, při níž nástroj odebrává požadovaný přebytečný materiál z obrobku. Frézování slouží zejména k obrábění rovinných ploch. Hlavní rotační pohyb zde vykonává nástroj, který je zpravidla mnohábřitý a nazývá se fréza. Vedlejší pohyb (posuv a přísuv) vykonává nejčastěji obrobek. Frézovací stroje můžeme podle typu konstrukce rozdělit na konzolové, stolové, rovinné a speciální. Dále z hlediska řízení se rozlišují na frézky ovládané ručně a řízené programově.[1]

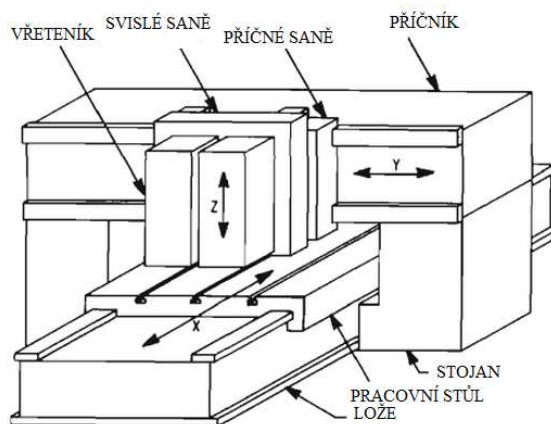


1 DEFINICE A POPIS PORTÁLOVÉ FRÉZKY

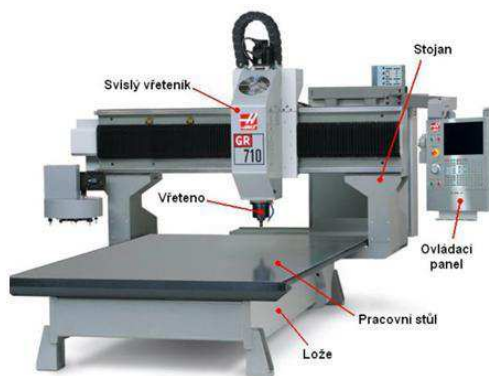
Portálové frézky jsou zpravidla určeny k obrábění rovinných ploch u velkých obrobků. [3] Používají se především pro obrábění složitých tvarů např. lisovacích nástrojů, zápustek, výrobu forem a velmi složitých obrobků velkých rozměrů, které vyžadují obrábění v tří až pěti souvisle řízených osách. Často jsou díky svým rozměrům a možnosti dělat na nich kromě frézování více různých operací najednou nazývány obráběcími centry.

1.1 STAVBA PORTÁLOVÝCH FRÉZEK

Jak už v názvu napovídá, tak jednou z hlavních částí, ze kterých je celá portálová frézka tvořena, je portál. Tento portál se sestává ze dvou stojanů, které se nacházejí po bocích pracovního stolu. Typ portálové frézky se odvíjí od konstrukce stojanu a pracovního stolu. Stojany jsou pevně spojeny příčným, na kterém se pohybují horizontální saně. Na těchto saních se nachází svislé saně, po kterých se pohybuje smykadlo.[2]



Obr. 1.1 Popis hlavních částí stroje, typ portálová frézka s posuvným stolem[5]

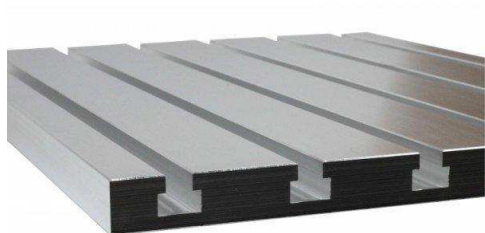


Obr. 1.2 Portálová frézka typu spodní gantry, typ HAAS GR-712[5]

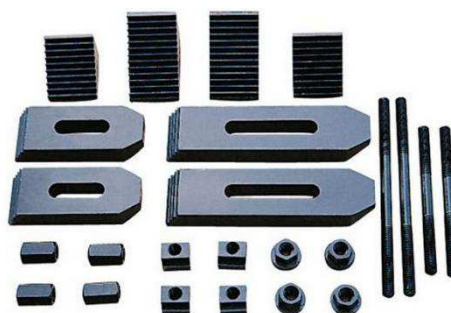
1.2 PRACOVNÍ STŮL

Dle konstrukce rozlišujeme pracovní stoly na:

- Pracovní stůl ze šedé litiny s příčnými T drážkami** - je určen pro normalizované T matice, které pomocí upínek slouží k přesnému upínání přípravků, děliček a svěráku.



Obr. 1.3 Pracovní stůl s T drážkami [6]



Obr. 1.4 Sada Upínek M6 (drážka T8)[6]



- b) **Vakuový stůl** – představuje velmi snadné a rychlé upnutí nejčastěji „deskového“ obrobku. Princip je založen na pracovní desce s čtvercovým rastrem pro vakuové přípravky, ve které je integrován rozvod vakua.[16]



Obr. 1.5 Vakuový stůl od firmy EXEL CNC AUTOMATION [7]

- c) **Posuvné trámce SCHMALZ** – jedná se o netradiční způsob upínání především deskových materiálů. Jsou uloženy v kuličkových vedeních a jejich upnutí je zajištěno pomocí dvoukomorového rozvodu vakua a pomocí přísavek.[8]



Obr. 1.6 Posuvné trámce SCHMALZ [8]

1.2.1 STOJANY

Jsou odlitky nebo svařence, které bývají opatřeny žebry pro zvýšení tuhosti. V jejich horní části jsou spojeny s pevným příčnickem. Stojany se pohybují po vodících lištách lože, a proto musí být vybaveny elementy vedení. [3]

1.2.2 PŘÍČNÍK

Je tuhý odlitek, který je na svých koncích pevně spojen se stojany. Pro zvýšení tuhosti a schopnosti absorbovat chvění se dutina příčnicku v některých případech plní polymerbetonem. Na čelní straně příčnicku je umístěno vedení pro příčné saně a na zadní straně bývá umístěno vedení chladicího a hydraulického agregátu. [3]

1.2.3 PŘÍČNÉ SANĚ

Představuje je tvarově velmi složitý odlitek, jehož zadní strana je opatřena kluznými a valivými elementy, které tvoří kombinované vedení a zajišťují pohyb příčných saní po vodících plochách příčnicku. Na přední straně je vedení pro pohyb smykadla. Vedení se skládá z předepnutých valivých elementů. [3]



1.2.4 VŘETENÍK

Těleso vřeteníku má tvar dutého čtvercového průřezu. Na zadní straně vřeteníku je vedení, složené z kalených lišt, které umožňuje svislý pohyb vřeteníku ve vedení příčných saní. Pohon vřetena je zpravidla zajištěn pomocí servopohonu, kde je točivý moment přenášen přes ozubený řemen na osu vřetena. Pro možnost použití většího rozsahu otáček je zde nejčastěji třístupňová převodovka nebo frekvenční měnič. [3]

1.2.5 VŘETENO

Vřeteno je jednou z nejdůležitějších součástí celého stroje, proto jsou na něj kladeny velmi vysoké nároky a to především tyto[3]:

- d) přesnost chodu* (velikost radiálního a axiálního házení),
- e) dokonalé uložení* (vřeteno nesmí měnit svoji polohu v důsledku změny velikosti zatížení),
- f) dokonalé vedení* (má velký vliv na přesnost a na trvanlivost ložisek),
- g) vysoká účinnost uložení* (ztráty musí být co nejmenší – vzniká z nich teplo a to je nežádoucí),
- h) tuhost* (vřeteno musí odolávat deformaci, která má hlavní vliv na přesnost práce frézovacího stroje),
- i) dynamická stabilita* (odolnost vůči chvění – velký vliv na kvalitu obrobené plochy)

Vřeteno zde představuje zpravidla vřetenová hlava. Existují dva druhy: standardní nevýměnné vřetenové hlavy, které jsou pevně zabudovány v čele vřeteníku a automatické výměnné hlavy, které jsou určeny pro automatické upnutí na čelo vřeteníku. [3]



Obr. 1.7 Typy frézovacích hlav od firmy Zimmermann [10]

1.3 TYPY PORTÁLOVÝCH FRÉZEK

Dle nejběžněji používané konstrukce pracovního stolu rozlišujeme portálové frézky na: portálovou frézku typu spodní gantry, portálovou frézku typu horní gantry a portálovou frézku s posuvným stolem. Mezi méně časté se považují portálové frézky se dvěma vřeteny nebo gravírovací frézky.



1.3.1 FRÉZKA S POSUVNÝM PORTÁLEM (SPODNÍ GANTRY)

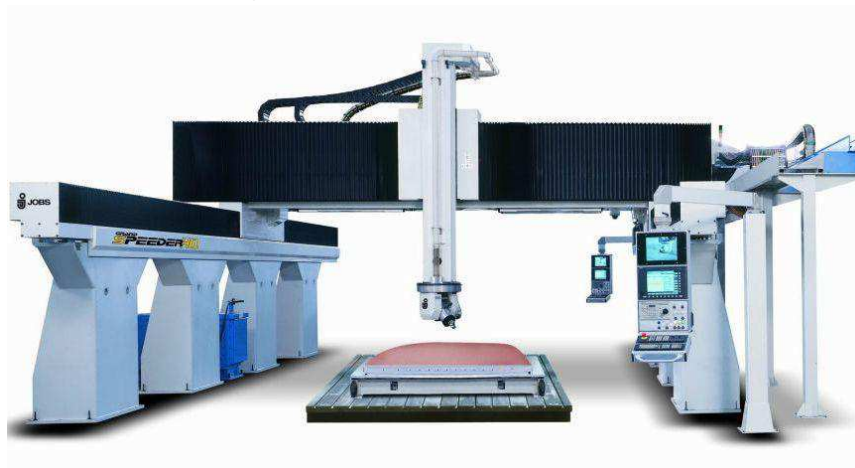
Pro tento typ, jak už v názvu napovídá, je charakteristický pohyblivý, respektive posuvný portál. Mezi hlavní výhody tohoto typu stroje patří pracovní stůl, který je pevný s neměnnou výškou, umožňující snadné upnutí a manipulaci rozměrných obrobků. Také v porovnání s frézkou s posuvným stolem je tato frézka výrazně méně náročná na velikost zastavěné plochy. [3]



Obr. 1.8 Portálová frézka PFM 4000 [11]

1.3.2 PORTÁLOVÁ FRÉZKA TYPU HORNÍ GANTRY

Pro tento typ je charakteristické, že zde stojany připomínají zdi obytného domu, po kterých se pohybuje příčník. Na příčniku se nachází mechanismus vřetenové hlavy, který se může pohybovat ve třech osách X, Y a Z a umožňuje až 5osé obrábění. [3]



Obr. 1.9 Portálová frézka SPEEDER, typu horní gantry, JOBS [12]



1.3.3 PORTÁLOVÁ FRÉZKA S POSUVNÝM STOLEM

Hlavním rozdílem od dvou předchozích typů frézek je pohyblivý stůl. Délka lože u této frézky je více než dvojnásobná, z toho vyplývá, že tento obráběcí stroj je velmi náročný na velikost zastavěné plochy. Portál je zde pevný a proto odpadá problém s jeho polohováním. Příčnick zde bývá pevný nebo může být i posuvný.

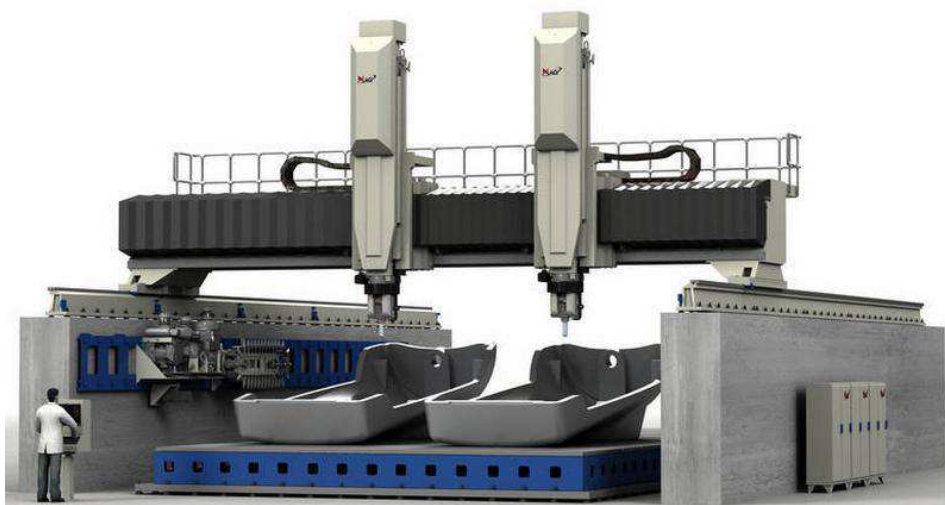


Obr. 1.10 Portálová frézka s posuvným stolem PMB 200140 od firmy PROFIMACH [13]

1.3.4 SPECIÁLNÍ TYPY PORTÁLOVÝCH FRÉZEK

a) Portálové centrum se dvěma vřeteny.

Mezi výhody takto uspořádaného portálového centra patří na prvním místě maximální využitelnost pracovního místa. U tohoto stroje lze obrábět jeden obrobek současně pomocí obou vřeten nebo lze využít funkce, kdy jsou dva stejné obrobky obráběny ve stejný čas, každý obrobek pomocí jedné vřetenové hlavy. [9]



Obr. 1.11 Portálové centrum U5-1500DR od firmy MAG [14]

**b) Gravírování**

Za gravírování považujeme druh třískového obrábění, které nahradilo ruční rytí a můžeme pomocí něho vytvořit nápis, logo či téměř jakýkoliv ornament. [15] Nejčastěji se gravíruje do hliníku, mosazi nebo nerezzi. Největší využití nachází u výroby pečetidel, raznic, pamětních desek, nápisů, bannerů a dárkových předmětů.



Obr. 1.12 Gravírovací frézka GV 21 2A, výrobce GRAVOS [16]



Obr. 1.13 Gravírovaná cedule, materiál mosaz, firma Belmodel [17]

2 VOLBA TECHNICKÝCH PARAMETRŮ KONSTRUOVANÉHO STROJE

V této kapitole budu volit základní parametry konstruovaného stroje, mezi které zařadím: oblast použití konstruovaného stroje, pracovní rozsah, vhodný nástroj, výkon vřetena.

a) Oblast použití konstruovaného stroje:

Obráběný materiál, pro který budu volit řezný nástroj a řezné podmínky, budou neželezné materiály – konkrétně se bude jednat o snadno obrobitelnou slitinu mědi o tvrdosti do 110 HB. Dále do této skupiny spadají zejména plast, dřevo, slitiny hliníku a mnoho dalších. Také chci, aby za snížených řezných podmínek, konstruovaný stroj mohl být použitý i k obrábění jiných materiálů a to zejména oceli a litiny.

b) Pracovní rozsah:

Bude se jednat o portálový frézovací stroj střední velikosti s pracovním rozsahem:

v ose X: 2000 mm

v ose Y: 1200 mm

v ose Z: 500 mm



2.1 VOLBA NÁSTROJE

Pro univerzálnost jsem zvolil řadu monolitních fréz SUMA od české firmy Pramet Tools, s.r.o. Mají pozitivní řeznou geometrii a velmi odolný povlak. Tato kombinace jim umožňuje obrábět v širokém rozsahu materiálů skupin P, M, N i S. Nejproduktivnějším typem monolitních fréz jsou pak frézy hrubovací. Mají dělené ostří a nerovnoměrnou mezizubovou mezeru. Tato skutečnost se v řezu projevuje klidným chodem, dobrým vyprazdňováním a dlouhou životností nástroje. [18]



Obr. 2.1 Sada monolitních fréz od firmy Pramet Tools[18]



Obr. 2.2 Univerzální fréza R4H N SUMA[18]


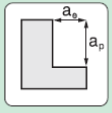
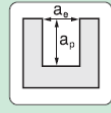
2.2 VÝPOČET ŘEZNÝCH PARAMETRŮ

Pro výpočet jednotlivých řezných parametrů jsou použity doporučené hodnoty řezné rychlosti a velikost posuvu pro obrábění neželezných materiálů (dle normy ČSN ISO 513 se jedná o skupinu N) z firemního katalogu společnosti Pramet Tools, s.r.o.[18] Hodnoty řezných podmínek pro skupinu neželezných materiálů jsou uvedeny v tabulce 2.1.

Jako šířku záběru je nutné uvažovat celý průměr frézy. Hloubka záběru je volena poloviční, než je předepsaná maximálně možná, s ohledem na střední velikost stroje.



Tab. 2.1 Řezné podmínky pro nástroj a primárně obráběný materiál – neželezné materiály [18]

									
D	Z	v_c	f_z	n	v_f	a_p	a_e	a_p	a_e
3,0	4	250	0,023	26539	2442	4,5	2,00	3,0	3,00
4,0	4	250	0,030	19904	2389	6,0	2,60	4,0	4,00
5,0	4	250	0,040	15924	2548	7,5	3,20	5,0	5,00
6,0	4	250	0,045	13270	2389	9,0	4,00	6,0	6,00
8,0	4	250	0,060	9952	2389	12,0	5,50	8,0	8,00
10,0	4	250	0,065	7962	2070	15,0	6,50	10,0	10,00
12,0	4	250	0,070	6635	1858	18,0	8,00	12,0	12,00
16,0	4	250	0,070	4976	1393	24,0	11,00	16,0	16,00
20,0	4	250	0,070	3981	1115	30,0	13,00	20,0	20,00

Tab. 2.2 Parametry frézy s označením 20R4H100-38A20-C4 SUMA a doporučené řezné podmínky dané výrobcem[18]

Průměr frézy	$d=20$ mm
Ortogonální úhel čela	$\gamma=10^\circ$
Efektivní počet zubů	$z=4$
Šířka záběru	$a_e=20$ mm
Hloubka řezu	$a_{pmax}=20$ mm
Řezná rychlost	$v_c=250$ m/min
Posuv na zub	$f_z=0,07$ mm

Tab. 2.3 Volené řezné podmínky

Šířka záběru	$a_e=20$ mm
Hloubka řezu	$a_p=10$ mm
Měrná řezná síla	$k_{c1}=550$ N/mm ²
Hodnota nárůstu řezné síly	$mc=0,25$



Tab. 2.4 Materiálové charakteristiky pro určení měrné řezné síly[19]

MC kód	Materiálová skupina	Materiálová podskupina	Způsob výroby	Tepelné zpracování	nom.	Měrná řezná síla, k_{c1} (N/mm ²)	m_c			
N1.1.Z.UT	slitiny hliníku	1	komerčně čistý	Z	UT	v původním stavu	30 HB	0.25		
N1.2.Z.UT		2	slitiny AlSi, Si <1%	Z			odlévané	60 HB	0.25	
N1.2.Z.AG		2		S	slinuté	AG stárnuté	100 HB	0.25		
N1.2.S.UT		2		S	slinuté	UT v původním stavu	75 HB	0.25		
N1.2.C.NS		2		C	odlévané	NS	nespecifikováno	80 HB	0.25	
N1.3.C.UT		3		C		UT v původním stavu	75 HB	0.25		
N1.3.C.AG		3		C		AG stárnuté	90 HB	0.25		
N1.4.C.NS		4		C		NS	nespecifikováno	130 HB	0.25	
N2.0.C.UT		slitiny hořčíku		0	hlavní skupina	C	odlévané	UT v původním stavu	70 HB	
N3.1.U.UT		slitiny mědi		1	bezolovnaté slitiny mědi (včetně elektrolytické mědi)	U	nespecifikováno	UT	100 HB	0.25
N3.2C.UT	2			olovnaté mosazi & bronzy (Pb <1%)	C	odlévané	UT	90 HB	0.25	
N3.3.S.UT	2		snadno obrobitelné slitiny mědi (Pb >1%)	S	slinuté	UT	35 HB			
N3.3.U.UT	3		vysokopevné bronzy (>225HB)	U	nespecifikováno	UT	110 HB	0.25		
N3.4.C.UT	4		hlavní skupina	C	odlévané	UT	300 HB			
N4.0.C.UT	slitiny zinku	0	hlavní skupina	C	odlévané	UT v původním stavu	70 HB			

Výpočet otáček vřetena[18]:

$$n = \frac{v_c [m/min] \cdot 1000}{\pi \cdot d [mm]} = \frac{250 \cdot 1000}{\pi \cdot 20} = 3979 \text{ ot/min} \quad (2.1)$$

Výpočet posuvu stolu[18]:

$$v_f = f_z [mm] \cdot z \cdot n [ot/min] = 0,07 \cdot 4 \cdot 3979 = 1114 \text{ mm/min} \quad (2.2)$$

Výpočet množství odebraného materiálu[18]:

$$Q = a_p [mm] \cdot a_e [mm] \cdot v_f [mm/min] = 10 \cdot 20 \cdot 1114 = 222\,800 \text{ mm}^3/min \quad (2.3)$$

Výpočet průměrné tloušťky třísky[18]:

$$h_m = f_z [mm] \cdot \sqrt{\frac{a_e [mm]}{d [mm]}} = 0,07 \cdot \sqrt{\frac{20}{20}} = 0,07 \text{ mm} \quad (2.4)$$

Výpočet specifické řezné síly[18]:

$$k_c = h_m^{-mc} [mm] \cdot k_{c1} [N/mm^2] \cdot \left(1 - \frac{\gamma_0 [^\circ]}{100}\right) = 0,07^{-0,25} \cdot 550 \cdot \left(1 - \frac{10}{100}\right) = 962,4 \text{ N/mm} \quad (2.5)$$

Výpočet řezné síly[18]:

$$F_c = k_c [N/mm] \cdot a_p [mm] \cdot f_z [mm] = 962,4 \cdot 10 \cdot 0,07 = 673,7 \text{ N} \quad (2.6)$$

**Výpočet kroutícího momentu[18]:**

$$M_k = F_c[N] \cdot \frac{d[mm] \cdot 10^{-3}}{2} = 673,7 \cdot \frac{20 \cdot 10^{-3}}{2} = 6,74 \text{ Nm} \quad (2.7)$$

Výpočet potřebného výkonu elektromotoru[18]:

$$P_{\text{el.mot.}} = \frac{a_p[mm] \cdot a_e[mm] \cdot v_f[mm] \cdot k_c[mm]}{60 \cdot 10^6} = \frac{10 \cdot 20 \cdot 1114 \cdot 962,4}{60 \cdot 10^6} = 3,57 \text{ kW} \quad (2.8)$$

Výpočet řezných parametrů byl stanoven i pro další materiály a výsledky jsou zaznamenány v tab. 2.5

Tab. 2.5 Vypočtené řezné podmínky pro obráběné materiály

Materiál dle ISO 513	Průměr frézy* d [mm]	Hloubka řezu** a _p [mm]	Řezná rychlost v [m/min]	Posuv na 1 zub f _z [mm]	Otáčky n [1/min]	Měrná řezná síla*** k _{ct} [N/mm ²]	Řezná síla F _c [N]	Kroutící moment M _k [Nm]	Výkon P _c [kW]
N - neželezný kov	3	3	250	0,023	26539	550	87	0,13	0,47
	8	8	250	0,06	9952	550	480	1,92	2,55
	20	10	250	0,07	3981	550	674	6,74	3,57
P - ocel < 30 HRC K - litina	3	3	100	0,019	10616	1800	248,7	0,37	0,53
	8	4	100	0,05	3981	1800	685,2	2,74	1,45
	20	4	100	0,06	1592	1800	786	7,88	1,67
P - ocel 30-45 HRC	3	3	80	0,019	8493	3200	442,2	0,66	0,75
	8	2	80	0,05	3185	3200	609	2,44	1,04
	20	2,5	80	0,06	1274	3200	872,9	8,73	1,48
M - ocel	3	3	60	0,015	6369	2400	277,7	0,42	0,35
	8	3	60	0,035	2389	2400	524,4	2,1	0,67
	20	3	60	0,045	955	2400	633	6,33	0,81

Vysvětlivky k tabulce 2.5:

*průměr frézy je volen nejmenší, střední a největší pro řadu monolitních fréz R4H N C SUMA

**hloubka řezu je volena s ohledem na nástroj, výkon vřetena a tuhost konstrukce stroje

***měrná řezná síla je zvolena pro nejtvrdší materiál v dané skupině obráběných materiálů.[19]

2.3 VOLBA POHONU VŘETENA

Správná volba vřetena je velmi důležitá a proto je nutné ji věnovat velkou pozornost. Dle tab. 2.5 bylo zjištěno, že největší výkon je potřeba při obrábění neželezných kovů ($P_{\text{max}} = 3,57 \text{ kW}$) a největší kroutící moment vyšel u frézování oceli s tvrdostí 30 – 45 HRC ($M_k = 8,73 \text{ Nm}$). Na základě těchto hodnot vypočtených parametrů výkonu a kroutícího momentu volím elektrovřeteno od firmy HSD SpA typu ES929 – H6161H0837 jehož parametry jsou v tabulce 2.6.



Tab. 2.6 Parametry elektrovřetena HSD ES 929 [20]

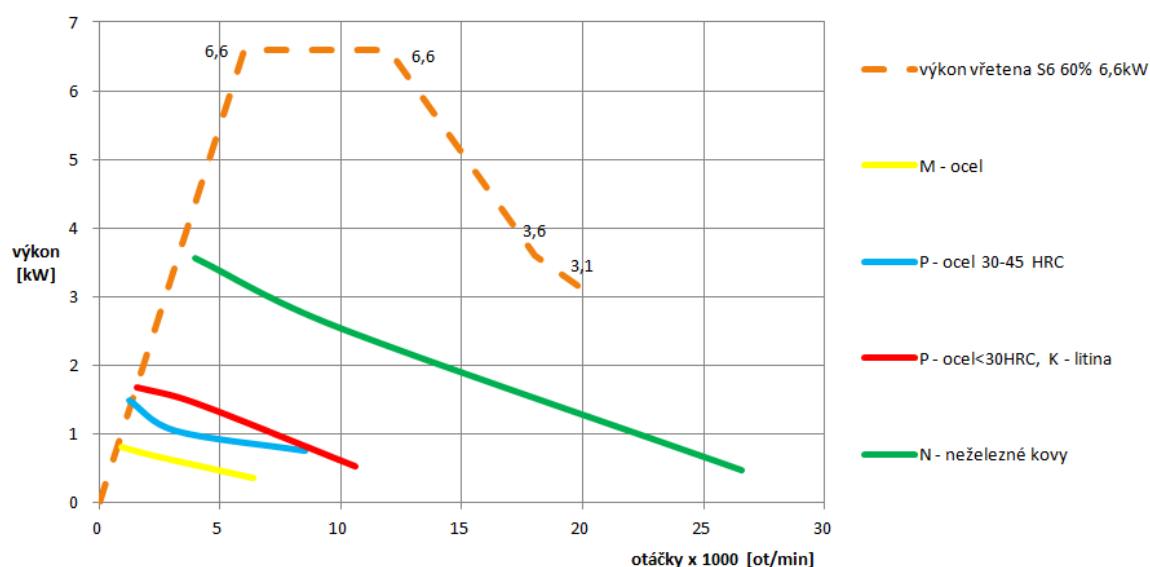
Typ	ES929 – H6161H0837
Výkon	6,6 kW (S6 60%)
Otáčky	200 – 20000 ot/min
Krouticí moment	10,5 Nm
Jmenovitá frekvence	200 Hz
Jmenovité napětí	380 V
Jmenovitá účinnost	0,8
Hmotnost	28 kg



Obr. 2.3 Elektrovřeteno ES929 - H6161H0837 od firmy HSD AsP [20]

2.4 KONTROLA VHODNOSTI POUŽITÉHO VŘETENA

V následujícím grafu na obr. 2.4 je patrné v jaké oblasti závislosti výkonu na otáčkách u zvoleného vřetena se budeme pohybovat při obrábění jednotlivých materiálů. Zvolené elektrovřeteno vyšlo jako nejvhodnější pro obrábění neželezných kovů, což je správně, protože neželezné kovy, mezi něž patří slitiny mědi, jsou považovány za primárně obráběný materiál.



Obr. 2.4 Závislost výkonu elektrovřetena na otáčkách s porovnáním potřebného výkonu při obrábění jednotlivých materiálů



3 NÁVRH A KONTROLA VYBRANÝCH ČÁSTI STROJE

Tato kapitola bude zaměřena na pevnostní výpočty navržených částí stroje, mezi které patří: lineární vedení a pohybové šrouby ve třech osách souřadného systému.

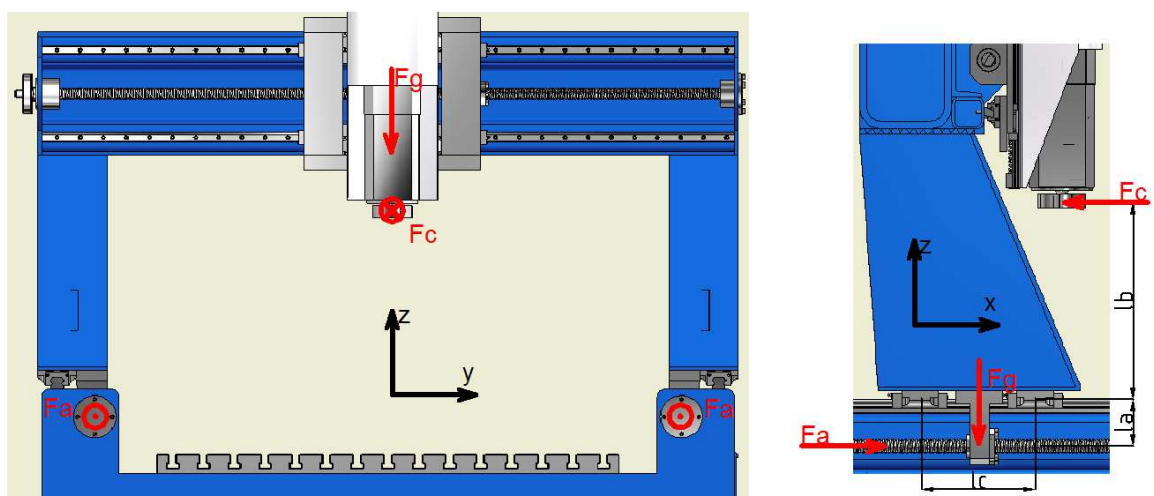
3.1 LINEÁRNÍ VEDENÍ

Pro výbornou přesnost a plynulost posuvů v jednotlivých pracovních osách obráběcího stroje budeme volit valivé vedení. Pro naši aplikaci využijeme lineární vedení o firmy SKF typu LLT. Mezi jejich přednosti patří například: široká škála nabízených velikostí, uspořádání vnitřní geometrie do "X" se stykovým úhlem 45° mezi valivými tělesy a oběžnými dráhami. Cílem tohoto řešení je zajišťovat rovnoměrné rozdělení únosnosti ve všech hlavních směrech zatížení, a tedy vyšší flexibilitu konstrukce, díky němuž lze vedení umístit do libovolné polohy. Toto uložení umožňuje účinnou kompenzaci nerovnoběžností, které se nachází ve víceosém systému, a zajišťuje hladký chod za nejrůznějších podmínek provozu. [21]



Obr. 3.1 Lineární vedení typu LLT od firmy SKF [21]

3.1.1 VÝPOČET LINEÁRNÍHO VEDENÍ V OSE X



Obr. 3.2 Silové působení na lineární vedení v ose X [23]



Tab. 3.1 Volené parametry:

vzdálenost axiální síly (přenášené kuličkovým šroubem) a vozíku	$l_a = 120 \text{ mm}$
vzdálenost řezné síly (při maximálním zdvihu) a vozíku	$l_b = 800 \text{ mm}$
vzdálenost středů vozíků	$l_c = 250 \text{ mm}$
řezná síla (volená vyšší než vypočítaná v předchozí kapitole)	$F_c = 2\,000 \text{ N}$
odhadovaná hmotnost portálu s vřeteníkem	$m_{pv} = 385 \text{ kg}$
počet vozíků	4 ks

Tab. 3.2 Parametry vstupující do výpočtu velikosti sil [22]:

tíhové zrychlení	$g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$
součinitel tření matice a pohybového šroubu	$f_s = 0,003 [-]$

Výpočet tíhové síly :

$$F_g = m_{pv}[\text{kg}] \cdot g[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}] = 385 \cdot 9,81 = 3777 \text{ N} \quad (3.1)$$

Výpočet axiální síly [21]:

$$F_a = F_c[\text{N}] + F_g[\text{N}] \cdot f_s[-] = 2\,000 + 3\,777 \cdot 0,003 = 2\,011 \text{ N} \quad (3.2)$$

Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení jednoho vozíku [21]:

$$P = \left(F_c[\text{N}] \cdot \frac{l_a[\text{mm}]}{2 \cdot l_c[\text{mm}]} \right) + \left(F_a[\text{N}] \cdot \frac{l_b[\text{mm}]}{2 \cdot l_c[\text{mm}]} \right) + \left(\frac{F_g[\text{N}]}{4} \right) = \quad (3.3)$$
$$= \left(2\,000 \cdot \frac{120}{2 \cdot 250} \right) + \left(2\,011 \cdot \frac{800}{2 \cdot 250} \right) + \left(\frac{3777}{4} \right) = 4\,627 \text{ N}$$

Na základě vypočteného ekvivalentního zatížení volím lineární vedení **SKF LLTHC 25 LA**, jehož parametry jsou v tabulce 3.3 [21]

3.1.2 VÝPOČET TRVANLIVOSTI VYBRANÉHO LINEÁRNÍHO VEDENÍ V OSE X:

Tab. 3.3 Parametry vstupující do výpočtu trvanlivosti vozíku[21]:

dynamická únosnost	$C = 24\,400 \text{ N}$
třída předpětí	T1 (předpětí = 2% C)
zdvih vozíku	$s = 2,2 \text{ m}$
frekvence zdvihu	$n_v = 1,2 \text{ zdvih/min}$
požadovaná trvanlivost	$L_{\text{hmin}} = 24\,000 \text{ hod } (\cong 6 \text{ let})$

**Výpočet efektivní únosnosti jednoho vozíku [21]:**

$$C_{ef} = C[N] - C[N] \cdot 0,02 = 24\,400 - 24\,400 \cdot 0,02 = 23\,910\text{N} \quad (3.4)$$

Výpočet trvanlivosti vozíku v metrech [21]:

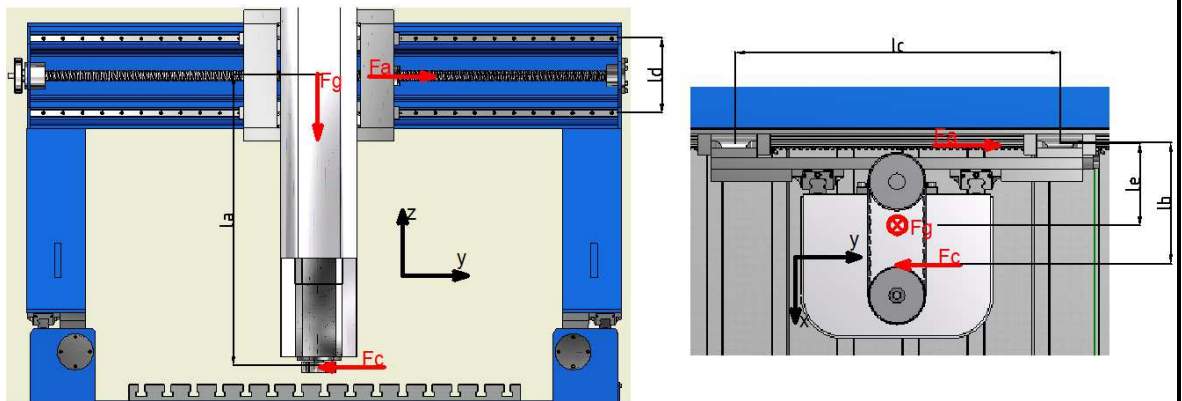
$$L_{10} = \left(\frac{C_{ef}[N]}{P[N]} \right)^3 \cdot 10^5 = \left(\frac{23\,910}{4\,627} \right)^3 \cdot 10^5 = 1,37 \cdot 10^7\text{m} \quad (3.5)$$

Výpočet trvanlivosti vozíku v provozních hodinách [21]:

$$L_{10h} = \frac{L_{10}[m]}{2 \cdot s[m] \cdot n[1/min] \cdot 60} = \frac{1,37 \cdot 10^7}{2 \cdot 2,2 \cdot 1,2 \cdot 60} = 43\,570\text{ hod} \quad (3.6)$$

$$L_{10h} \geq L_{hmin} \quad 43\,570\text{ hod} \geq 24\,000\text{ hod} \quad (3.7)$$

Trvanlivost vozíku vyhovuje => můžeme zvolené lineární vedení **SKF LLTHC 25 LA** použít.

3.1.3 VÝPOČET LINEÁRNÍHO VEDENÍ V OSE Y

Obr. 3.3 Silové působení na lineární vedení v ose Y [23]

Tab. 3.4 Volené parametry:

vzdálenost středu saní a nástroje (při maximální vyložení)	$l_a = 918\text{ mm}$
vzdálenost osy nástroje a vozíku	$l_b = 250\text{ mm}$
vzdálenost středů vozíků	$l_c = 400\text{ mm}$
rozteč mezi kolejnicemi	$l_d = 227\text{ mm}$
vzdálenost těžiště příčných saní a vozíku	$l_e = 130\text{ mm}$
řezná síla (volená vyšší než vypočítaná v předchozí kapitole)	$F_c = 2\,000\text{ N}$
odhadovaná hmotnost vřeteníku	$m_v = 50\text{ kg}$
počet vozíků	4 ks



Tab. 3.5 Parametry vstupující do výpočtu velikosti sil [21]:

tíhové zrychlení	$g=9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$
součinitel tření matice a pohybového šroubu	$f_s=0,003 [-]$

Výpočet tíhové síly [21]:

$$F_g = m_v[kg] \cdot g[m \cdot s^{-2}] = 50 \cdot 9,81 = 490,5N \quad (3.8)$$

Výpočet axiální síly [21]:

$$F_a = F_c[N] + F_g[N] \cdot f_s[-] = 2000 + 490,5 \cdot 0,003 = 2\,001N \quad (3.9)$$

Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení jednoho vozíku [21]:

$$P = \left(F_c[N] \cdot \frac{l_a[\text{mm}]}{2 \cdot l_c[\text{mm}]} \right) + \left(F_c[N] \cdot \frac{l_b[\text{mm}]}{2 \cdot l_d[\text{mm}]} \right) + \left(F_g[N] \cdot \frac{l_e[\text{mm}]}{2 \cdot l_d[\text{mm}]} \right) =$$
$$= \left(2\,000 \cdot \frac{918}{2 \cdot 400} \right) + \left(2\,000 \cdot \frac{250}{2 \cdot 227} \right) + \left(490,5 \cdot \frac{130}{2 \cdot 227} \right) = 3\,537N \quad (3.10)$$

Na základě vypočteného ekvivalentního zatížení volím lineární vedení **SKF LLTHC 20 LA**, jehož parametry jsou v tabulce 3.6. [21]

3.1.4 VÝPOČET TRVANLIVOSTI VYBRANÉHO LINEÁRNÍHO VEDENÍ V OSE Y:

Tab. 3.6 Parametry vstupující do výpočtu trvanlivosti vozíku[21]:

dynamická únosnost	$C = 15\,200 \text{ N}$
třída předpětí	T1 (předpětí = 2% C)
zdvih vozíku	$s=1,2 \text{ m}$
frekvence zdvihu	$n_v=2,4 \text{ zdvih/min}$
požadovaná trvanlivost	$L_{hmin}=24\,000 \text{ hod } (\cong 6\text{let})$

Výpočet efektivní únosnosti jednoho vozíku [21]:

$$C_{ef} = C[N] - C[N] \cdot 0,02 = 15\,200 - 15\,200 \cdot 0,02 = 14\,900N \quad (3.11)$$

Výpočet trvanlivosti vozíku v metrech [21]:

$$L_{10} = \left(\frac{C_{ef}[N]}{P[N]} \right)^3 \cdot 10^5 = \left(\frac{14\,900}{4\,627} \right)^3 \cdot 10^5 = 7,471 \cdot 10^6 m \quad (3.12)$$

Výpočet trvanlivosti vozíku v provozních hodinách [21]:

$$L_{10h} = \frac{L_{10}[m]}{2 \cdot s[m] \cdot n_v[1/min] \cdot 60} = \frac{7,471 \cdot 10^6}{2 \cdot 1,2 \cdot 2,4 \cdot 60} = 21\,620 \text{ hod} \quad (3.13)$$



$$L_{10h} \leq L_{hmin} \quad 21\,620 \text{ hod} \leq 24\,000 \text{ hod} \quad \Rightarrow \text{Nevyhovuje} \quad (3.14)$$

Trvanlivost vozíku nevyhovuje \Rightarrow musíme použít větší lineární vedení tj. **SKF LLTHC 25 A** a je nutné opětovně přepočítat trvanlivost pro toto náhradní vedení. [21]

Výpočet náhradního vozíku:

Tab. 3.7 Parametry vstupující do výpočtu trvanlivosti náhradního vozíku[21]:

dynamická únosnost	$C = 18\,800 \text{ N}$
třída předpětí	T1 (předpětí = 2% C)
zdvih vozíku	$s = 1,2 \text{ m}$
frekvence zdvihu	$n_v = 2,4 \text{ zdvih/min}$
požadovaná trvanlivost	$L_{hmin} = 24\,000 \text{ hod} (\cong 6 \text{ let})$

Výpočet efektivní únosnosti jednoho vozíku [21]:

$$C_{ef} = C[N] - C[N] \cdot 0,02 = 18\,800 - 18\,800 \cdot 0,02 = 18\,420 \text{ N} \quad (3.15)$$

Výpočet trvanlivosti vozíku v metrech [21]:

$$L_{10} = \left(\frac{C_{ef}[N]}{P[N]} \right)^3 \cdot 10^5 = \left(\frac{18\,420}{4\,627} \right)^3 \cdot 10^5 = 1,414 \cdot 10^7 \text{ m} \quad (3.16)$$

Výpočet trvanlivosti vozíku v provozních hodinách [21]:

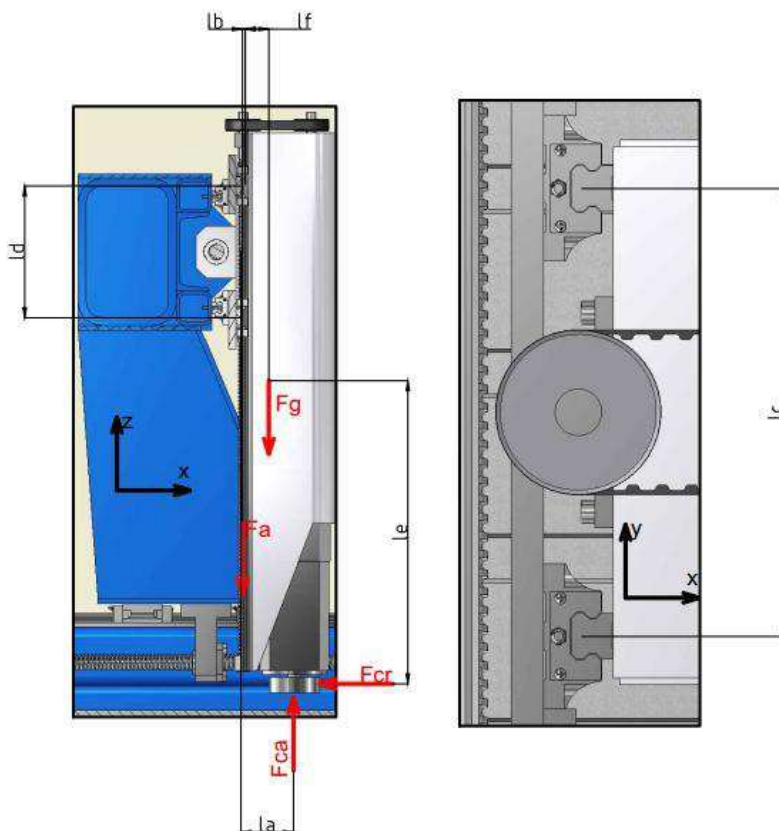
$$L_{10h} = \frac{L_{10}[m]}{2 \cdot s[m] \cdot n_v[1/min] \cdot 60} = \frac{1,414 \cdot 10^7}{2 \cdot 1,2 \cdot 2,4 \cdot 60} = 40\,900 \text{ hod} \quad (3.17)$$

$$L_{10h} \geq L_{hmin} \quad 40\,900 \text{ hod} \geq 24\,000 \text{ hod} \quad \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Trvanlivost náhradního vozíku vyhovuje \Rightarrow můžeme použít toto vedení: **SKF LLTHC 25 A**. [21]



3.1.5 VÝPOČET LINEÁRNÍHO VEDENÍ V OSE Z



Obr. 3.4 Silové působení na lineární vedení v ose Z [23]

Tab. 3.8 Volené parametry:

vzdálenost osy nástroje od vozíku	$l_a = 110 \text{ mm}$
vzdálenost pohybového šroubu a vozíků	$l_b = 30 \text{ mm}$
vzdálenost středů vozíků	$l_c = 194 \text{ mm}$
rozteč mezi kolejnicemi	$l_d = 250 \text{ mm}$
vzdálenost těžiště saní a nástroje (při maximálním vyložení)	$l_e = 500 \text{ mm}$
vzdálenost těžiště příčných saní a vozíku	$l_f = 60 \text{ mm}$
řezná síla (volená vyšší než vypočítaná v předchozí kapitole)	$F_{ca} = F_{cr} = 2000 \text{ N}$
odhadovaná hmotnost vřeteníku	$m_v = 50 \text{ kg}$
počet vozíků	4 ks

Tab. 3.9 Parametry vstupující do výpočtu velikosti sil [21]:

tíhové zrychlení	$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
součinitel tření matice a pohybového šroubu	$f_s = 0,003 [-]$

Výpočet tíhové síly [21]:

$$F_g = m_v [kg] \cdot g [m \cdot s^{-2}] = 50 \cdot 9,81 = 490,5N \quad (3.18)$$



Výpočet axiální síly [21]:

$$F_a = F_c [N] = 2\,000\,N \quad (3.19)$$

Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení jednoho vozíku [21]:

$$P = \left(F_c [N] \cdot \frac{l_a [mm]}{2 \cdot l_d [mm]} \right) + \left(F_a [N] \cdot \frac{l_b [mm]}{2 \cdot l_d [mm]} \right) - \left(F_g [N] \cdot \frac{l_f [mm]}{2 \cdot l_d [mm]} \right) =$$
$$= \left(2\,000 \cdot \frac{110}{2 \cdot 250} \right) + \left(2\,000 \cdot \frac{30}{2 \cdot 250} \right) - \left(490,5 \cdot \frac{60}{2 \cdot 250} \right) = 501\,N \quad (3.20)$$

Výpočet ekvivalentního statického zatížení jednoho vozíku [21]:

Předpokládáme pohyb osy X a maximální vyložení nástroje

$$P_0 = \left(F_g [N] \cdot \frac{l_f [mm]}{2 \cdot l_d [mm]} \right) + \left(F_c [N] \cdot \frac{l_e [mm]}{2 \cdot l_d [mm]} \right) =$$
$$= \left(490,5 \cdot \frac{60}{2 \cdot 250} \right) + \left(2\,000 \cdot \frac{110}{2 \cdot 250} \right) = 2059\,N \quad (3.21)$$

Na základě vypočteného ekvivalentního zatížení volím lineární vedení **SKF LLTHC 15 A**, jehož parametry jsou v tabulce 3.6. [21]

3.1.6 VÝPOČET TRVANLIVOSTI VYBRANÉHO LINEÁRNÍHO VEDENÍ V OSE Z:

Tab. 3.10 Parametry vstupující do výpočtu trvanlivosti vozíku[21]:

dynamická únosnost	$C = 8\,400\,N$
statická únosnost	$C_0 = 15\,400\,N$
třída předpětí	T1 (předpětí = 2% C)
zdvih vozíku	$s = 0,5\,m$
frekvence zdvihu	$n_v = 5\,zdvih/min$
požadovaná životnost	$L_{hmin} = 24\,000\,hod (\cong 6let)$

Výpočet efektivní únosnosti jednoho vozíku [21]:

$$C_{ef} = C [N] - C [N] \cdot 0,02 = 8\,400 - 8\,400 \cdot 0,02 = 8\,232\,N \quad (3.22)$$

Výpočet trvanlivosti vozíku od dynamického zatěžování v metrech [21]:

$$L_{10} = \left(\frac{C_{ef} [N]}{P [N]} \right)^3 \cdot 10^5 = \left(\frac{8\,232}{501} \right)^3 \cdot 10^5 = 4,43 \cdot 10^8\,m \quad (3.23)$$

Výpočet trvanlivosti vozíku od dynamického zatěžování v hodinách [21]:

$$L_{10h} = \frac{L_{10} [m]}{2 \cdot s [m] \cdot n_v [1/min] \cdot 60} = \frac{4,43 \cdot 10^8}{2 \cdot 0,5 \cdot 5 \cdot 60} = 1,28 \cdot 10^6\,hod$$



Výpočet trvanlivosti vozíku od statického zatěžování v metrech [21]:

$$L_{10} = \left(\frac{C_0[N]}{P_0[N]} \right)^3 \cdot 10^5 = \left(\frac{15\,400}{2059} \right)^3 \cdot 10^5 = 4,42 \cdot 10^7 m \quad (3.24)$$

Výpočet trvanlivosti vozíku od statického zatěžování v hodinách [21]:

$$L_{10h} = \frac{L_{10}[m]}{2 \cdot s[m] \cdot n_v[1/min] \cdot 60} = \frac{4,42 \cdot 10^7}{2 \cdot 0,5 \cdot 5 \cdot 60} = 121\,100 \text{ hod} \quad (3.25)$$

$$L_{10h} \geq L_{hmin} \quad 121\,100 \text{ hod} \geq 24\,000 \text{ hod} \quad \Rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (3.26)$$

Trvanlivost vozíku vyhovuje => můžeme použít navržené lineární vedení **SKF LLTHC 15 A**. [21]

3.2 VÝPOČET KULIČKOVÝCH ŠROUBŮ

Pro pohyb portálu a vřetena nám poslouží kuličkové šrouby. Budou vybrány z katalogu firmy Hiwin. Mezi jejich přednosti patří velmi vysoká účinnost – až 98%. Pro náš účel jsou vhodné šrouby se dvěma maticemi, které jsou dodávány předepnuté, což umožňuje bezvúlový provoz i při zatížení. Uložení konců hřídelů v ložiskových domečcích uvažujeme radiální a na druhém konci radioaxiální.



Obr. 3.6 Předepnutá matice přírubová od firmy Hiwin [22]



Obr. 3.5 Příklad uložení kuličkového šroubu firmy Hiwin [22]



3.2.1 KONTROLA KULIČKOVÉHO ŠROUBU V OSE X

Pro pohyb portálu v ose X volím kuličkový šroub s předepnutou maticí s označením DDB3205-R-5EF

Tab. 3.11 Parametry šroubu a matice s označením DDB3205-R-5EF [22]:

průměr šroubu	$d_k = 32 \text{ mm}$
maximální otáčkový faktor	$D_{n\max} = 90\,000 [-]$
stoupání kuličkového závitu	$P = 5 \text{ mm}$
dynamická únosnost	$C_{\text{dyn}} = 20\,700 \text{ N}$
tření v závitu šroubu	$f_s = 0,05$
účinnost	$\eta = 0,88$

Tab. 3.12 Volené parametry [22]:

nepodepřené délka hřídele	$l_k = 2300 \text{ mm}$
vzdálenost mezi ložisky	$l_d = 2460 \text{ mm}$
koeficient uložení	$k_d = 1,88 [-]$
koeficient závislosti na uložení	$k_k = 2,05 [-]$
dovolená bezpečnost na vzpěr	$k_{Dvzp} = 2$
posuvová rychlost při obrábění	$v_f = 1114 \text{ mm/min}$
tíhové zrychlení	$g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$
odhadovaná hmotnost vřeteníku	$m_v = 50 \text{ kg}$
odhadovaná hmotnost portálu	$m_p = 335 \text{ kg}$
požadovaná trvanlivost	$L_{\text{hmin}} = 24\,000 \text{ hod } (\cong 6 \text{ let})$

Kontrola maximálních otáček[22]:

Kritické otáčky[21]:

$$n_k = k_d [-] \cdot \frac{d_k [\text{mm}] \cdot 10^8}{l_d^2 [\text{mm}]} = 1,88 \cdot \frac{32 \cdot 10^8}{2460^2} = 994 \text{ ot/min} \quad (3.27)$$

Výpočet maximálních přípustných otáček[22]:

$$n_{\max} = 0,8 \cdot n_k [\text{ot/min}] = 0,8 \cdot 994 = 795 \text{ ot/min} \quad (3.28)$$

Výpočet provozních otáček:

$$n_p = \frac{v_f [\text{mm/min}]}{P [\text{mm}]} = \frac{1114}{5} = 222,8 \text{ ot/min} \quad (3.29)$$

Kontrola otáčkového faktoru[22]:

$$D_n = n_{\max} [\text{ot/min}] \cdot d_k [\text{mm}] = 795 \cdot 32 = 25\,440 \quad (3.30)$$

$$D_{n\max} \geq D_n \quad 90\,000 \geq 25\,440 \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

**Kontrola vzpěrné tuhosti[22]:**Maximální teoretická dovolená axiální síla:

$$F_k = k_k[-] \cdot 10^5 \cdot \frac{d_k^4 [mm]}{l_d^2 [mm]} = 2,05 \cdot 10^5 \cdot \frac{32^4}{2 \cdot 300^2} = 40\,630\,N \quad (3.31)$$

Maximální dovolená provozní síla[22]:

$$F_{kmax} = 0,5 \cdot F_k [N] = 0,5 \cdot 40\,630 = 20\,320\,N \quad (3.32)$$

Výpočet provozní síly:

$$F_p = F_c [N] + (m_v [kg] + m_p [kg]) \cdot f_s \cdot g [m \cdot s^{-2}] = 2000 + (335 + 50) \cdot 0,05 \cdot 9,81 = 2189\,N \quad (3.33)$$

Výpočet bezpečnosti na vzpěr:

$$k_{vzp} = \frac{F_{kmax} [N]}{F_p [N]} = \frac{20\,320}{2189} = 9,28 \quad (3.34)$$

$$k_{vzp} \geq k_{Dvzp} \quad 9,28 \geq 2 \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kontrola životnosti[22]:

$$L_{10} = \left(\frac{C_{dyn} [N]}{F_p [N]} \right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{20700}{2189} \right)^3 \cdot 10^6 = 8,5 \cdot 10^8 m \quad (3.35)$$

$$L_h = \left(\frac{C_{dyn} [N]}{F_p [N]} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_p [ot/min] \cdot 60} = \left(\frac{20700}{2189} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{222,8 \cdot 60} = 63\,170\,hod \quad (3.36)$$

$$L_h \geq L_{hmin} \quad 63\,170\,hod \geq 24\,000\,hod \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Výpočet hnacího kroučícího momentu[22]:

$$M = \frac{F_p [N] \cdot P [mm]}{2\,000 \cdot \pi \cdot \eta [-]} = \frac{2\,189 \cdot 5}{2\,000 \cdot \pi \cdot 0,88} = 1,98\,Nm \quad (3.37)$$

3.2.2 KONTROLA KULIČKOVÉHO ŠROUBU V OSE Y

Pro pohyb vřetena v ose Y volím kuličkový šroub s předepnutou maticí s označením DDB2505-R-4EF

Tab. 3.13 Parametry šroubu a matice s označením DDB2505-R-4EF [22]:

průměr šroubu	$d_k = 25\,mm$
maximální otáčkový faktor	$D_{nmax} = 90\,000 [-]$
stoupání kuličkového závitu	$P = 5\,mm$
dynamická únosnost	$C_{dyn} = 15\,600\,N$
tření v závitu šroubu	$f_s = 0,05$
účinnost	$\eta = 0,88$



Tab. 3.14 Volené parametry [22]:

nepodepřená délka hřídele	$l_k = 1600 \text{ mm}$
vzdálenost mezi ložisky	$l_d = 1750 \text{ mm}$
koeficient uložení	$k_d = 1,88 [-]$
koeficient závislosti na uložení	$k_k = 2,05 [-]$
dovolená bezpečnost na vzpěr	$k_{Dvzp} = 2$
posuvová rychlost při obrábění	$v_f = 1114 \text{ mm/min}$
tíhové zrychlení	$g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$
odhadovaná hmotnost vřeteníku	$m_v = 50 \text{ kg}$
požadovaná trvanlivost	$L_{hmin} = 24\,000 \text{ hod} (\cong 6 \text{ let})$

Kontrola maximálních otáček[22]:Kritické otáčky[22]:

$$n_k = k_d[-] \cdot \frac{d_k[\text{mm}] \cdot 10^8}{l_d^2[\text{mm}]} = 1,88 \cdot \frac{25 \cdot 10^8}{1750^2} = 1535 \text{ ot/min} \quad (3.38)$$

Výpočet maximálních přípustných otáček[22]:

$$n_{\max} = 0,8 \cdot n_k[\text{ot/min}] = 0,8 \cdot 1535 = 1228 \text{ ot/min} \quad (3.39)$$

Výpočet provozních otáček:

$$n_p = \frac{v_f[\text{mm/min}]}{P[\text{mm}]} = \frac{1114}{5} = 222,8 \text{ ot/min} \quad (3.40)$$

Kontrola otáčkového faktoru[22]:

$$D_n = n_{\max}[\text{ot/min}] \cdot d_k[\text{mm}] = 1228 \cdot 25 = 30\,700 \quad (3.41)$$

$$D_{n\max} \geq D_n \quad 90\,000 \geq 30\,700 \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kontrola vzpěrné tuhosti[22]:Maximální teoretická dovolená axiální síla:

$$F_k = k_k[-] \cdot 10^5 \cdot \frac{d_k^4[\text{mm}]}{l_d^2[\text{mm}]} = 2,05 \cdot 10^5 \cdot \frac{25^4}{1600^2} = 31\,280 \text{ N} \quad (3.42)$$

Maximální dovolená provozní síla[22]:

$$F_{k\max} = 0,5 \cdot F_k[\text{N}] = 0,5 \cdot 31\,280 = 15\,640 \text{ N} \quad (3.43)$$

Výpočet provozní síly:

$$F_p = F_c[\text{N}] + m_v[\text{kg}] \cdot f_s[-] \cdot g[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}] = 2000 + 50 \cdot 0,05 \cdot 9,81 = 2\,025 \text{ N} \quad (3.44)$$



Výpočet bezpečnosti na vzpěr:

$$k_{vzp} = \frac{F_{kmax}[N]}{F_p[N]} = \frac{15\,640}{2025} = 7.73 \quad (3.45)$$

$$k_{vzp} \geq k_{Dvzp} \quad 7.73 \geq 2 \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kontrola životnosti[22]:

$$L_{10} = \left(\frac{C_{dyn}[N]}{F_p[N]} \right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{15\,600}{2\,025} \right)^3 \cdot 10^6 = 4,58 \cdot 10^8 m \quad (3.46)$$

$$L_h = \left(\frac{C_{dyn}[N]}{F_p[N]} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_p[ot/min] \cdot 60} = \left(\frac{15\,600}{2\,025} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{222,8 \cdot 60} = 34\,220 \text{ hod} \quad (3.47)$$

$$L_h \geq L_{hmin} \quad 34\,220 \text{ hod} \geq 24\,000 \text{ hod} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Výpočet hnacího kroučícího momentu[22]:

$$M = \frac{F_p[N] \cdot P[mm]}{2\,000 \cdot \pi \cdot \eta[-]} = \frac{2\,025 \cdot 5}{2\,000 \cdot \pi \cdot 0,88} = 1,83 Nm \quad (3.48)$$

3.2.3 KONTROLA KULIČKOVÉHO ŠROUBU V OSE Z

Pro pohyb vřetena v ose Y volím kuličkový šroub s předepnutou maticí s označením DDB2005-R-4EF

Tab. 3.15 Parametry šroubu a matice s označením DDB2005-R-4EF [22]:

průměr šroubu	$d_k = 20 \text{ mm}$
maximální otáčkový faktor	$D_{nmax} = 90\,000 [-]$
stoupání kuličkového závitu	$P = 5 \text{ mm}$
dynamická únosnost	$C_{dyn} = 13\,900 \text{ N}$
tření v závitu šroubu	$f_s = 0,05$
účinnost	$\eta = 0,88$

Tab. 3.16 Volené parametry [22]:

nepodepřené délka hřídele	$l_k = 850 \text{ mm}$
vzdálenost mezi ložisky	$l_d = 1\,070 \text{ mm}$
koeficient uložení	$k_d = 1,88 [-]$
koeficient závislosti na uložení	$k_k = 2,05 [-]$
dovolená bezpečnost na vzpěr	$k_{Dvzp} = 2$
posuvová rychlost při obrábění	$v_f = 1114 \text{ mm/min}$
tíhové zrychlení	$g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$
odhadovaná hmotnost vřeteníku	$m_v = 50 \text{ kg}$
požadovaná trvanlivost	$L_{hmin} = 24\,000 \text{ hod} (\cong 6 \text{ let})$

**Kontrola maximálních otáček[22]:**Kritické otáčky[22]:

$$n_k = k_d[-] \cdot \frac{d_k[mm] \cdot 10^8}{l_d^2[mm]} = 1,88 \cdot \frac{20 \cdot 10^8}{1\,070^2} = 3\,284 \text{ ot/min} \quad (3.49)$$

Výpočet maximálních přípustných otáček[22]:

$$n_{\max} = 0,8 \cdot n_k[\text{ot/min}] = 0,8 \cdot 3\,284 = 2\,627 \text{ ot/min} \quad (3.50)$$

Výpočet provozních otáček:

$$n_p = \frac{v_f[mm/min]}{P[mm]} = \frac{1114}{5} = 222,8 \text{ ot/min} \quad (3.51)$$

Kontrola otáčkového faktoru[22]:

$$D_n = n_{\max}[\text{ot/min}] \cdot d_k[mm] = 2\,627 \cdot 25 = 52\,540 \quad (3.52)$$

$$D_{n\max} \geq D_n \quad 90\,000 \geq 52\,540 \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kontrola vzpěrné tuhosti[22]:Maximální teoretická dovolená axiální síla:

$$F_k = k_k[-] \cdot 10^5 \cdot \frac{d_k^4[mm]}{l_d^2[mm]} = 2,05 \cdot 10^5 \cdot \frac{20^4}{850^2} = 45\,400 \text{ N} \quad (3.53)$$

Maximální dovolená provozní síla[22]:

$$F_{k\max} = 0,5 \cdot F_k[N] = 0,5 \cdot 45\,400 = 22\,700 \text{ N} \quad (3.54)$$

Výpočet provozní síly:

$$F_p = F_c[N] - m_v[kg] \cdot g[m \cdot s^{-2}] = 2000 - 50 \cdot 9,81 = 1\,510 \text{ N} \quad (3.55)$$

Výpočet bezpečnosti na vzpěr:

$$k_{vzp} = \frac{F_{k\max}[N]}{F_p[N]} = \frac{22\,700}{1\,510} = 15,04 \quad (3.56)$$

$$k_{vzp} \geq k_{Dvzp} \quad 15,04 \geq 2 \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Kontrola životnosti[22]:

$$L_{10} = \left(\frac{C_{\text{dyn}}[N]}{F_p[N]} \right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{13\,900}{1\,510} \right)^3 \cdot 10^6 = 7,81 \cdot 10^8 \text{ m} \quad (3.57)$$

$$L_h = \left(\frac{C_{\text{dyn}}[N]}{F_p[N]} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_p[\text{ot/min}] \cdot 60} = \left(\frac{13\,900}{1\,510} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{222,8 \cdot 60} = 58\,410 \text{ hod} \quad (3.58)$$



$$L_h \geq L_{hmin} \quad 58\,410 \text{ hod} \geq 24\,000 \text{ hod} \quad \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Výpočet hnacího kroučícího momentu[22]:

$$M = \frac{F_p[N] \cdot P[mm]}{2\,000 \cdot \pi \cdot \eta[-]} = \frac{1\,510 \cdot 5}{2\,000 \cdot \pi \cdot 0,88} = 1,37 Nm$$

(3.59)

3.3 NÁVRH POHONŮ KULIČKOVÝCH ŠROUBŮ

Pro pohon kuličkových šroubů použijeme servomotory od firmy Berger Positec. Jsou to univerzální motory pro velké spektrum aplikací. Pracují bez skluzu a potřebují krátký čas pro dosažení konečných otáček a polohy. [24]



Obr. 3.7 AC servomotory typové řady BMH od firmy Berger Positec [24]

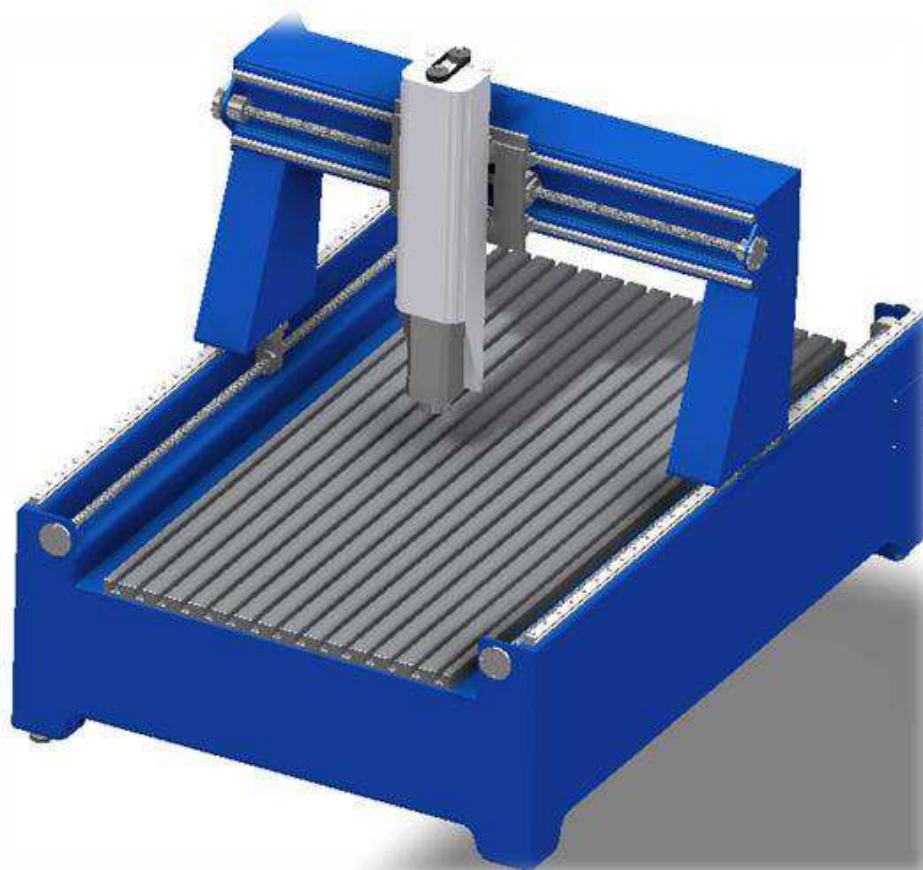
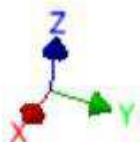
Tab. 3.17 Zvolené servomotory a jejich technické údaje [24]

Pracovní osa	X	Y	Z
Typové číslo	BMH0702T06A1A	BMH0702T06A1A	BMH0701T06F1A
Jmenovitý výkon	$P_N = 1,08 \text{ kW}$	$P_N = 1,08 \text{ kW}$	$P_N = 0,68 \text{ kW}$
Jmenovité otáčky	$n_N = 2\,500 \text{ ot/min}$	$n_N = 2\,500 \text{ ot/min}$	$n_N = 2\,500 \text{ ot/min}$
Špičkový moment	$M_{max} = 7,44 \text{ Nm}$	$M_{max} = 7,44 \text{ Nm}$	$M_{max} = 4,2 \text{ Nm}$
Jmenovitý moment	$M_N = 2,48 \text{ Nm}$	$M_N = 2,48 \text{ Nm}$	$M_N = 1,4 \text{ Nm}$
Hmotnost	$m = 1,8 \text{ kg}$	$m = 1,8 \text{ kg}$	$m = 2,6 \text{ kg (s brzdou)}$
Brzda	ne	ne	ano



4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ NAVRHNUTÉHO STROJE

Lože je tvořeno odlitkem z šedé litiny a je dostatečně tuhé, aby sneslo vzniklé rázy vzniklé při obrábění. Stojany s příčnicí jsou svařeny z ocelových uzavřených profilů a následně pro zvýšení tuhosti a schopnosti absorbovat chvění jsou vylity polymerbetonem. K upínání obrobků slouží pracovní stůl s normalizovanými T drážkami o velikosti 18H8. Pro přesné a hladké polohování pohyblivých částí stroje bylo použito lineární vedení od firmy SKF. K pohonu jednotlivých posuvů byly navrženy kuličkové šrouby a příslušenství ke kuličkovým šroubům od firmy HIWIN.



Obr . 4.1 Model navržené portálové frézky



ZÁVĚR

Cílem této práce bylo navrhnout portálovou frézku pro obrábění neželezných kovů.

Na základě provedených výpočtů potřebného výkonu a kroutícího momentu, bylo zvoleno elektrovřetenno od firmy HSD vhodné pro tříosé obrábění. Také byla vypracována podrobnější studie možností využít navržený stroj při obrábění jiných materiálů. Dále byla na základě vypočtené řezné síly a odhadnutých tíhových sil, vyvolaných hmotností vřetena a portálu, navržena vhodná konstrukce stroje.

Ve výpočtové části byla kontrolována životnost lineárního vedení a u kuličkových šroubů byla provedena kontrola mezního stavu vzpěrné stability, maximálních otáček a životnosti. Za minimální životnost při výpočtu vedení a kuličkových šroubů bylo uvažováno 24 000 hod. – to je při dvousměnném provozu přibližně 6 let provozu. Výsledné parametry navrhnutého stroje jsou uvedeny v tabulce 4.18

K úplné realizaci navrhnutého stroje ještě zbývá mnoho důležitých prvků, mezi něž patří: zařízení pro odsávání třísek, chlazení a krytování všech částí náchylných na poškození následkem znečištění (kluzné vedení, kuličkové šrouby a převody ozubenými řemeny). Dále je třeba připojit elektroinstalaci včetně systémů pro řízení vřetene, servomotorů. Pro přesné obrábění je nutné, aby stroj byl vybaven zařízením pro měření polohy.

K usnadnění výpočtů při častých změnách vstupních parametrů jsem využil Mathcad 14. K tvorbě 3D modelu jsem použil Autodesk Inventor Professional 2012 a výkres sestavy byl vypracoval v programu AutoCAD Mechanical 2013

Tab. 4.1 Základní údaje o navrhnutém stroji

Pojezdy:		Elektrovřetenno ES929:	
Osa X	2020 mm	Výkon	6,6 kW (S6 60%)
Osa Y	1230 mm	Otáčky	200 – 20000 ot/min
Osa Z	560 mm	Kroutící moment	10,5 Nm
		Upínací kužel	ISO 30



SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

Značka:	Veličina:	Jednotka:
a_e	šířka záběru	mm
a_{pmax}	hloubka řezu	mm
C	dynamická únosnost	N
C_{ef}	efektivní únosnost jednoho vozíku	N
C_{dyn}	dynamická únosnost matice šroubu	N
C_0	statická únosnost	N
d	průměr frézy	mm
d_k	průměr šroubu	mm
D_n	otáčkový faktor	-
D_{nmax}	maximální otáčkový faktor	-
F_a	axiální síla	N
f_N	jmenovitá frekvence	Hz
F_c	řezná síla	N
F_g	tíhová síla	N
F_k	maximální teoretická dovolená axiální síla	N
F_{kmax}	maximální dovolená axiální síla	N
f_s	součinitel tření matice a pohybového šroubu	-
f_z	posuv na zub	mm
g	tíhové zrychlení	$m.s^{-2}$
h_m	průměrná tloušťka třísky	mm
I_N	jmenovitý proud	A
k_c	specifická řezná síla	$N.mm^{-1}$
k_{c1}	měrná řezná síla	$N.mm^{-2}$
k_d	koeficient uložení	-
k_{Dvzp}	dovolená bezpečnost na vzpěr	-
k_k	koeficient závislosti na uložení	-
k_{vzp}	bezpečnost na vzpěr	-
l_{a-f}	vzdálenost	mm
l_d	vzdálenost mezi ložisky	mm
L_{hmin}	požadovaná trvanlivost	hod
l_k	nepodepřená délka hřídele	mm
L_{10}	trvanlivost vozíku v metrech	m
L_{10h}	trvanlivost vozíku v provozních hodinách	hod
m	hmotnost	kg
mc	hodnota nárůstu řezné síly	-
m_p	odhadovaná hmotnost portálu	kg
m_v	odhadovaná hmotnost vřeteníku	kg
M	hnací kroutící moment u servomotorů	N.m
M_k	kroutící moment	N.m
M_M	jmenovitý moment	N.m
M_{max}	špičkový moment	N.m
n	otáčky	min^{-1}
n_k	kritické otáčky	min^{-1}
n_{max}	maximální přípustné otáčky	min^{-1}



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

n_N	jmenovité otáčky	min^{-1}
n_p	provozní otáčky	min^{-1}
n_v	frekvence zdvihu	$\text{zdvih} \cdot \text{min}^{-1}$
P	ekvivalentní dynamické zatížení jednoho vozíku	N
P	stoupání kuličkového závitu	mm
P_0	ekvivalentní statické zatížení jednoho vozíku	N
$P_{\text{el.mot.}}$	výkon elektromotoru	kW
P_N	jmenovitý výkon	kW
Q	množství odebraného materiálu	$\text{mm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$
s	zdvih vozíku	m
z	efektivní počet zubů	-
v_c	řezná rychlost	m/min
v_f	posuv stolu	$\text{mm} \cdot \text{min}^{-1}$
γ	ortogonální úhel čela	°
η	účinnost šroubu	%

**SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY**

- [1] KOČMAN, Karel. *Technologie obrábění*. 2. vyd. Brno: CERM, 2005, 270 s. ISBN 80-214-3068-0.
- [2] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Vyd. 2, přeprac., rozš. Praha: MM publishing, 2010, 420 s. ISBN 978-80-254-7980-3.
- [3] BRENÍK, Přemysl a Josef PÍČ. *Obráběcí stroje. /: konstrukce a výpočet*. 2. vyd. Praha: SNTL, 1986, 573 s. ISBN MK 1465.
- [4] CUBBERLY, W a Ramon BAKERJIAN. *Tool and manufacturing engineers handbook*. Desk ed. Dearborn, Mich.: Society of Manufacturing Engineers, c1989, 1 v. (various pagings). ISBN 08-726-3351-9.
- [5] GR-712 Podrobnosti. Haas cnc [online]. 2012 [cit. 2012-05-07]. Dostupné z: http://www.haascnc.com/lang/details.asp?ID=GR-712&intLanguageCode=1029&webid=VMC_GANTRY#VMCTreeModel
- [6] Upínací stůl s drážkami. CNCshop.cz [online]. 2010 [cit. 2013-03-10]. Dostupné z: <http://www.cncshop.cz/upinaci-stul-s-t-drazkami>
- [7] Vacuum bed. Exel CNC [online]. 2013 [cit. 2013-03-10]. Dostupné z: <http://exelcnc.com/page21.htm>
- [8] Prezentace Sahos - Dynamic. Sahos [online]. 1995-2010 [cit. 2013-03-10]. Dostupné z: http://www.sahos.cz/prezentace/dynamic_cs.pdf
- [9] Machines. Alfa metal machinery [online]. 2011 [cit. 2013-02-19]. Dostupné z: http://www.alfametalmachinery.com/en/select_by_brand/profimach/conventional%20milling%20machines/PMB%20Series/456/2000/#289
- [10] *Zimmermann portal milling machines* [online]. 2012 [cit. 2013-02-20]. Dostupné z: <http://www.f-zimmermann.com>
- [11] Gantry-type Milling Centers. JATAS Machinery Sales, Inc. [online]. 2013 [cit. 2013-02-17]. Dostupné z: http://www.jatas.com/jatas1_00001a.html
- [12] Products. Direct Industry [online]. 2013 [cit. 2013-02-19]. Dostupné z: <http://www.directindustry.com/prod/jobs/5-axis-vertical-spindle-and-mobile-gantry-milling-machines-6118-936875.html>
- [13] Machines. Alfa metal machinery [online]. 2011 [cit. 2013-02-19]. Dostupné z: http://www.alfametalmachinery.com/en/select_by_brand/profimach/conventional%20milling%20machines/PMB%20Series/456/2000/#289
- [14] U5-1500DR. In: *Thomasnet* [online]. January 13, 2010 [cit. 2013-02-12]. Dostupné z: <http://news.thomasnet.com/fullstory/Large-Part-Machining-Center-has-5-axes-and-dual-spindles-571289>



- [15] Gravírování. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-2013 [cit. 2013-02-25]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Grav%C3%ADrov%C3%A1n%C3%AD>
- [16] GV 21 2A - 3D CNC FRÉZKA. GRAVOS [online]. 2008 [cit. 2013-02-28]. Dostupné z: <http://www.gravos.cz/gv21.htm>
- [17] Belmodel [online]. 2008 [cit. 2013-02-28]. Dostupné z: <http://belmodel.cz/systemy/gravirovani.html>
- [18] Pramet Tools, s.r.o.: Katalog monolitních fréz 2012. 2012. Dostupné z: <http://www.pramet.com/cz/produkty/frezovani/monolitni-frezy.html>
- [19] ISO N Neželezné materiály. Sandvik Coromant [online]. 2012 [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: http://www.sandvik.coromant.com/cscz/knowledge/materials/workpiece_materials/iso_n_non_ferrous_materials/pages/default.aspx
- [20] Elektrovřetena 5,5 - 12 kW. HSD Mechatronic solutions [online]. [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: http://www.hsdusa.com/viewdoc.asp?co_id=467
- [21] *Firemní katalog SKF: Lineární vedení*. 2009. Dostupné z: www.skf.cz
- [22] *Firemní katalog Kuličkové šrouby & příslušenství: HIWIN s.r.o.* (rok vydání neuveden). Dostupné z: www.hiwin.cz
- [23] LASÁK, Š. Konstrukce portálové frézky. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 38 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D
- [24] AC servomotory. *Regulační pohony a jejich komponenty* [online]. [cit. 2013-05-20]. Dostupné z: http://www.regulacni-pohony.cz/frm_servo.html



SEZNAM PŘÍLOH

- výkres sestavení konstruovaného stroje (A1)

- CD-ROM, které obsahuje:

3D model

výkres sestavení ve formátu PDF

obrázky stroje ve formátu JPG