



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

KONSTRUKČNÍ NÁVRH PORTÁLOVÉ CNC FRÉZKY

DESIGN OF GANTRY CNC MILLING MACHINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jan Ludva

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jan Pavlík, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student: Bc. Jan Ludva
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Výrobní stroje, systémy a roboty
Vedoucí práce: Ing. Jan Pavlík, Ph.D.
Akademický rok: 2015/16

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

Konstrukční návrh portálové CNC frézky

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte portálovou CNC frézku. Minimální plocha stolu 600x600 mm a minimální pojezd v ose Z 400 mm. Navrhněte zařízení jako levnou alternativu k běžně dostupným strojům.

Cíle diplomové práce:

- 1) Důkladná analýza problematiky
- 2) Návrh variant řešení
- 3) Konstrukční návrh vybrané varianty - 3D model
- 4) Výpočtová dokumentace
- 5) Výkresová dokumentace vybraných uzlů

Seznam literatury:

MAREK, J., NOVOTNÝ, L., SMOLÍK, J., BLECHA, P., BŘEZINA, T., MRKVICA, I., SULITKA, M., UČEŇ, O. (2010): Konstrukce CNC obráběcích strojů. MM publishing s.r. o, Praha, ISBN: 978-80-254-7980- 3.

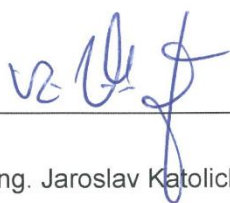
Shigley J.E., Mischke Ch.R., Budynas R.G. (2010): Konstruování strojních součástí. ISBN 978-80-214-2629-0.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16.

V Brně, dne 30. 11. 2015



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



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá návrhem portálové CNC frézky. Práce obsahuje popis jednotlivých typů portálových frézek, analýzu českého i zahraničního trhu a analýzu základních skupin portálové frézky. Dále obsahuje výpočet řezných sil a momentů od zvoleného nástroje, volbu vřetene a výpočtový návrh posuvové soustavy jednotlivých os. Součástí práce je 3D model zvolené varianty, jeho ověření metodou konečných prvků a v neposlední řadě výkresová dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

Portálová CNC frézka, frézka, lože, stojan, příčník, smykadlo, vřeteno.

ABSTRACT

This master's thesis deals with a design of a portal CNC milling machine. The thesis contains a description of milling machine's single types, analysis of Czech and foreign market and analysis of basic milling machine's groups. The work includes calculating of cutting forces and moments of a chosen tool, choice of spindle and design of axe's drive systems. The thesis also includes 3D model of the chosen variant, it's by a method of final elements and finally drawing documentation.

KEYWORDS

Gantry CNC milling machine, milling machine, base, column, beam, ram, spindle.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

LUDVA, J. *Konstrukční návrh portálové CNC frézky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 102 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Pavlík, Ph.D..

PROHLÁŠENÍ

Tímto prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma: *Konstrukční návrh portálové CNC frézky* vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury, pod vedením vedoucího diplomové práce.

V Brně dne:

.....
Bc. Jan Ludva

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat panu Ing. Janu Pavlíkovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky při tvorbě této diplomové práce.

OBSAH

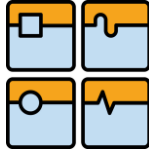
1	Úvod.....	12
2	Charakteristika a rozdělení portálových frézek.....	13
3	Analýza trhu.....	15
3.1	Firma KOVOSVIT MAS	15
3.1.1	Portálové obráběcí centrum MMC1500	15
3.2	Firma TRIMILL.....	17
3.2.1	Portálové obráběcí centrum VC 1110	17
3.3	Firma TAJMAC – ZPS.....	18
3.3.1	Portálové obráběcí centrum MCV 1210.....	18
3.4	Firma MAZAK.....	20
3.4.1	Portálové obráběcí centrum FJV - 200 II	20
3.5	Firma DMG MORI	21
3.5.1	Obráběcí centrum NVD6000 DCG	21
3.6	Firma JYOTI.....	23
3.6.1	Portálové obráběcí centrum K2X 10	23
3.7	Firma AXA.....	24
3.7.1	Portálové obráběcí centrum PFZ 40.....	24
4	Analýza konstrukce základních skupin portálových frézek	26
4.1	Nosná soustava portálových frézek	26
4.1.1	Topologie prvků nosných soustav	26
4.2	Lineární posuvové soustavy portálových frézek	29
4.2.1	Kuličkový šroub a matice.....	30
4.2.2	Pastorek a hřeben	31
4.2.3	Lineární vedení.....	31
4.2.4	Odměřování polohy.....	33
4.3	Vřetena portálových frézek.....	34
4.4	Nástrojová soustava portálových frézek.....	35
4.5	Ochranné kryty portálových frézek.....	35
5	Volba parametrů a konstrukce portálové frézky.....	37
5.1	Volba základních parametrů portálové frézky	37
5.2	Volba typu konstrukce portálové frézky	38
6	Návrh vřetene.....	41
6.1	Oblast využití stroje.....	41

Str. 10	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

6.2	Stanovení základních parametrů vřetene	41
6.3	Volba upínání nástroje	45
6.4	Volba vřetene	45
6.4.1	Společnost SETCO	46
6.4.2	Společnost SACCARDO	46
6.4.3	Společnost UKF	47
6.4.4	Společnost HSD MECHATRONICS	47
6.4.5	Volba nejvhodnějšího vřetene	48
6.4.6	Parametry zvoleného vřetene ES750 - H6161H1029	49
7	Návrh posuvové soustavy portálové frézky	51
7.1	Návrh posuvové soustavy osy Z	51
7.1.1	Návrh posuvového mechanismu osy Z	51
7.1.2	Volba pohonu osy Z	53
7.1.3	Volba lineárního vedení osy Z	57
7.2	Návrh posuvové soustavy pro osu Y	59
7.2.1	Návrh posuvového mechanismu osy Y	59
7.2.2	Volba pohonu osy Y	61
7.2.3	Volba lineárního vedení osy Y	64
7.3	Návrh posuvové soustavy pro osu X	66
7.3.1	Návrh posuvového mechanismu osy X	66
7.3.2	Volba pohonu osy X	68
7.3.3	Volba lineárního vedení osy X	71
8	Návrh nosné části stroje	74
8.1	Lože	74
8.2	Stůl	74
8.3	Stojany	75
8.4	Příčník	76
8.5	Saně	77
8.6	Smykadlo	77
9	Krytování os	78
9.1	Krytování osy X	78
9.2	Krytování osy Z	78
9.3	Krytování osy Y	79
10	Návrh ostatních komponent stroje	80
10.1	Návrh energetických řetězců	80

Str. 11	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

10.2	Návrh odvodu třísek ze stroje	80
10.3	Odměřování polohy	82
10.4	Návrh přívodu chladicí kapaliny do řezného procesu	83
11	Návrh příslušenství stroje v podobě otočného stolu.....	84
12	MKP analýza stroje.....	85
	Závěr	88
	Seznam použitých zdrojů	91
	Seznam použitých zkratk a symbolů	94
	Seznam obrázků	97
	Seznam tabulek.....	100
	Seznam příloh	102

Str. 12	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

1 ÚVOD

Pomocí frézky můžeme obrábět rovinné a tvarové plochy, popřípadě vrtat otvory a vytvářet závit. Při frézování provádí hlavní řezný pohyb nástroj. Tím je zpravidla fréza, popřípadě vrták nebo závitník. Obrobek vykonává translační pohyb v několika osách. Při použití příslušenství může obrobek zastávat i rotační pohyb. Pohyb nástroje a obrobku bývá přenášen prostřednictvím mechanického posuvu, který může být prováděn ručně nebo strojně. Strojní pohyb může probíhat v několika osách současně a může být předem naprogramován a řízen počítačem.

Při výběru diplomové práce jsem měl několik nabídek z různých firem, ale po konzultaci s vedoucím diplomové práce a hlavně z mé vlastní iniciativy jsem tyto možnosti zamítnul. Zadání od těchto firem neodpovídaly svým zaměřením dané problematice. Následně zvolené téma bylo mou vizí jak dosáhnout práce vztahující se ke studovanému oboru a také možné následné realizaci. Téma diplomové práce bylo také vybráno z hlediska, že se jedná o konstrukční návrh celého stroje.

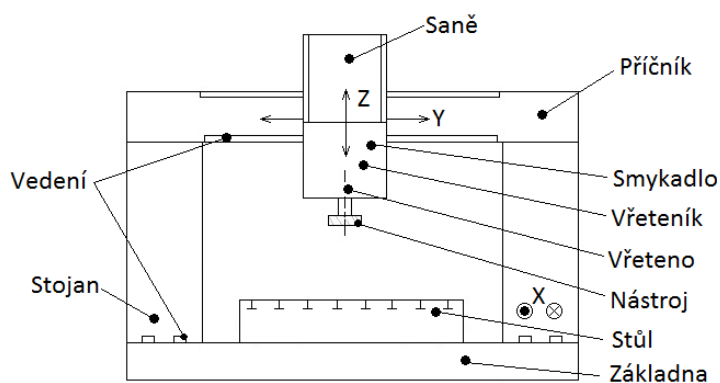
Cílem diplomové práce je návrh portálové CNC frézky jako levné alternativy k běžně dostupným strojům. Práce se dělí do několika kapitol, kde každá z nich se zabývá určitou problematikou potřebnou pro vytvoření precizního stroje. V první části se budu zabývat důkladnou analýzou dané problematiky. Dalším cílem bude návrh variant řešení a následné porovnání a zvolení nejvhodnější varianty. Práce se také zabývá výpočtovou částí zvolené varianty, vytvoření 3D modelu a výkresové dokumentace stroje.

Při návrhu portálové frézky bych chtěl navrhnout určité periferie stroje, které se můžou zdát vzhledem k rozsáhlosti problematiky až zbytečné. Finální návrh stroje a periferií by měl být navržen tak, aby je bylo možno bezproblémově vyrobit a užívat.

2 CHARAKTERISTIKA A ROZDĚLENÍ PORTÁLOVÝCH FRÉZEK

Charakteristickým znakem nosné soustavy je portál. Ten je pohyblivý (spodní gantry) nebo pevný, kdy mají stroje pohyblivý stůl, který se pohybuje mezi stojany portálu. V případě spodního gantry je stůl, na nějž se upíná obrobek, pevný a portál se podél něj pohybuje. Třetím typem portálových strojů je horní gantry. Pevný stůl je obestavěn dvěma podélnými stěnami, na jejichž horní ploše jsou vodící plochy pro vedení pohyblivého příčnicku. Každá z těchto tří typických konstrukcí se hodí pro konkrétní technologické aplikace jinak. [1]

Základní částí portálové frézky je portál (možnost pohybu v ose X), který se skládá ze dvou částí příčnicku a dvou stojanů, viz obr. 1. Na příčnicku jsou umístěny saně, motor pro pohon saní a vedení saní. Saně nám umožňují pohyb v ose Y. Na saních je usazeno smykadlo (pohyb v ose Z), motor pro pohon smykadla a lineární vedení. Smykadlo nese vřeteník a vřeteno. Portálová frézka obsahuje stůl opatřený T-drážkami pro upnutí obrobku. Stůl je uložen na ložích a může být posuvný v ose X. Základní skladbu portálové frézky vidíte na obr. 1.

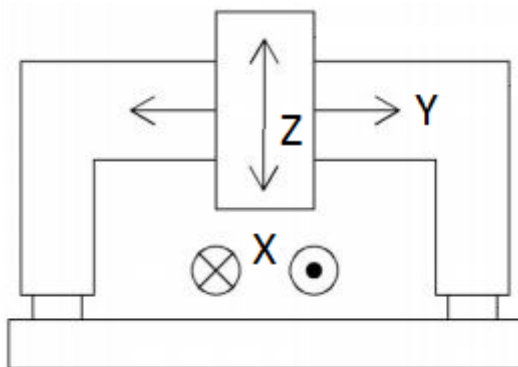


Obr. 1 - Základní části portálové frézky (spodní gantry)

a) Portálová frézka typu spodní gantry

Základ tvoří pojízdný portál, tj. stojan s příčnickem a pevný stůl s definovanou výškou. Stůl umožňuje upnout těžké i rozměrné obrobky. Používá se pro obrábění tvarově složitých součástí, které je nutné obrábět pomocí tří až pěti řízených os.

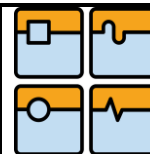
Za drobnou nevýhodu můžeme považovat obtížnější regulaci pohonů portálu a to z důvodu použití dvou servopohonů. Naopak výhodou jsou menší nároky na zastavěný prostor.



Obr. 2 - Schématický náčrt portálové frézky typu spodní gantry



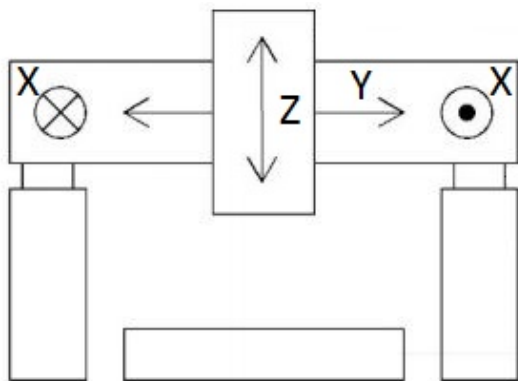
Obr. 3 - Portálová frézka typu horní gantry [2]



b) Portálová frézka typu horní gantry

Rám tvoří dva stojany, po kterých se pohybuje v osách XYZ polohovací mechanismus. V ose X pojíždí příčník, v ose Y saně a v ose Z smykadlo s vřetenem, viz schématický náčrtek na obr. 4.

Tento typ má podobné výhody a nevýhody jako typ spodní gantry. Jednou z výhod oproti spodní gantry by mohla být vyšší tuhost, zejména díky absenci pohybu stojanů společně s příčníkem.



Obr. 4 - Schématický náčrtek portálové frézky typu horní gantry

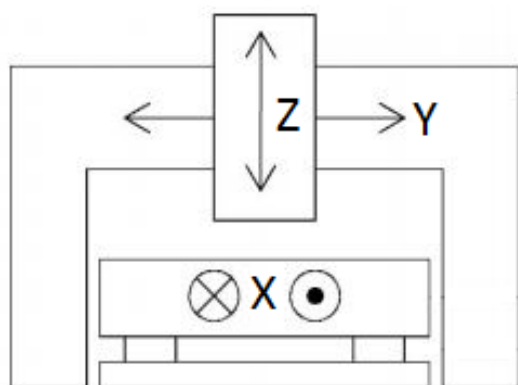


Obr. 5 - Portálová frézka typu horní gantry [2]

c) Portálová frézka s pohyblivým stolem

Tento typ se vyznačuje typickou konstrukcí s pevným portálem a posuvným stolem v ose X. Nedílnou součástí konstrukce s posuvným stolem jsou teleskopické kryty, které chrání znečištění vodících ploch stolu.

Díky pohyblivému stolu je velkou nevýhodou větší zastavěný prostor a není vhodné pro obrábění těžkých, zejména rozměrných součástí. Mezi výhody oproti předchozím variantám patří snadnější řízení, kde není potřeba zajistit posuv dvou stojanů, ale pouze posuv stolu.



Obr. 6 - Schématický náčrtek portálové frézky s pohyblivým stolem



Obr. 7 - Portálová frézka s pohyblivým stolem [3]

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

3 ANALÝZA TRHU

Tato kapitola se zabývá analýzou jak českého tak i zahraničního trhu. Po projití sortimentu výrobců jsem vybral sedm zajímavých strojů. Jednotlivé stroje jsou vybrány s ohledem na zadání diplomové práce. Téměř každý stroj v uvedené analýze odpovídá zadání diplomové práce, ale uvádím zde i stroje, které jsou zajímavé z pohledu konstrukčního řešení. Použité prvky by mohly být klíčové i pro mou konstrukci stroje.

Prostudování jednotlivých konstrukčních řešení výrobců je důležitou částí pro vytvoření konkurenceschopného výrobku. Z důvodu, že někteří výrobci kopírují konstrukční řešení jiných výrobců, tak jsou na internetových stránkách společností uvedeny jen základní parametry strojů. Z tohoto důvodu nemusí daná analýza obsahovat podstatné informace o stroji.

3.1 FIRMA KOVOSVIT MAS

Společnost má 75letou tradici ve výrobě a vývoji obráběcích strojů. Je nositelem mnoha ocenění za technický přínos ve vývoji obráběcích strojů v České republice. Svým výrobním sortimentem se orientuje hlavně na subdodavatele pro automobilový, energetický, letecký a strojírenský průmysl. KOVOSVIT MAS nabízí svým zákazníkům komplexní služby, individuální řešení, flexibilitu, výrobky té nejvyšší kvality. [4]



KOVOSVIT MAS
machine your future

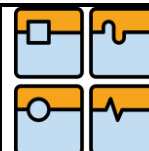
Obr. 8 - Logo společnosti
KOVOSVIT MAS [4]

3.1.1 PORTÁLOVÉ OBRÁBĚCÍ CENTRUM MMC1500

Stroj MMC1500 je určen pro přesné a rychlé obrábění obecných tvarových ploch, vrtání, vyvrtávání, vystružování, řezání závitů a frézování větších a tvarově složitých dílců. Dynamika stroje je zajištěna vysokými posuvy a zrychlením, které jsou až 45m/min a 0,5g. [5]

Konstrukce a pracovní prostor – konstrukce stroje je optimalizovaná nejen metodou konečných prvků, ale i počítačovou prostorovou optimalizací. Pracovní prostor je 1 500 x 1 300 x 600, nebo v případě provedení „DT“ (Dual Table) je pracovní stůl rozdělen na dva samostatné stoly. Na prvním stole se obrábí daný obrobek, na druhém stole se kontroluje a vyměňuje druhý obrobek. Oba pracovní prostory jsou také kompletně zakrytovány a odděleny. [5]

Automatická výměna nástroje – je na stroji tohoto typu samozřejmostí, umožňuje práci v automatickém cyklu. Posuvy stolu, příčnicku a smykadla lze využívat současně. S použitím zvláštního příslušenství (rotační stůl s horizontální osou) stroj umožňuje obrábění dílců ze čtyř stran a obrábění šroubovic. Obráběcí centrum umožňuje použití produktivních nástrojů s přívodem chladicí kapaliny středem. [5]



Obr. 9 - Zakrytované portálové obráběcí centrum MMC1500 [5]



Obr. 10 - Portálové obráběcí centrum MMC1500 (bez krytů) [5]

Tabulka 1 - Technické parametry portálového obráběcího centra MMC1500 od společnosti KOVOSVIT MAS [5]

Specifikace	Hodnota	Jednotka
Maximální rozměr obrobku	1500 x 1300 x 600	[mm]
Rozměr upínací plochy stolu	1500 x 1300	[mm]
Pojezd v ose X	1500	[mm]
Pojezd v ose Y	1300	[mm]
Pojezd v ose Z	600	[mm]
Vzdálenost čela vřetene od upínací plochy stolu	150 až 750	[mm]
Maximální zatížení stolu	2500	[kg]
Rychlost posuvů v osách X, Y, Z	1 až 45 000	[mm/min]
Rozměry půdorysu stroje	4 940 x 5930	[mm]
Výška stroje	3 850	[mm]
Hmotnost stroje	17 000	[kg]
Přesnost polohování dle VDI/DGQ 3441	0,01	[mm]
Opakovaná přesnost polohování dle VDI/DGQ 3441	0,005	[mm]
Rozsah otáček vřetene	20 až 8 000	[min ⁻¹]
Maximální krouticí moment vřetene	451	[Nm]
Výkon pohonu vřetene	20	[kW]
Kužel vřetene	HSK 100	
Standardní počet nástrojů v zásobníku	24	[ks]
Řídící systém	HEIDENHAIN iTNC 530 / SINUMERIK 840D	

Vlastní zhodnocení stroje: u tohoto stroje mě nejvíce zaujala možnost, kde lze pracovní stůl rozdělit na dva samostatné stoly. Tato možnost je pro větší sérii vyráběných kusů podstatná. Další velkou výhodou pro obsluhu stroje může být možnost kompletního otevření pracovního prostoru, kde se mohou zakládat rozměrné obrobky jeřábem. Zvolená kinematika stroje, kde nalezneme posuvný stůl a pevný portál, je dle mého názoru dobrou volbou pro uvedené maximální rozměry a hmotnost obrobku, viz tabulka 1. Snad mezi nevýhodu bych zařadil značnou předimenzovanost portálové konstrukce, viz obr. 10. Může být diskutabilní, zda se jedná o nevýhodu nebo výhodu, ale dle mého názoru předimenzovanost i samotná hmotnost stroje by mohla být nižší.

3.2 FIRMA TRIMILL

Firma TRIMILL, a.s. byla založena v roce 2000 jako akciová společnost se sídlem v České republice. Zlínský region patří tradičně k největším evropským centrům výroby obráběcích strojů. Tradice ve výrobě obráběcích strojů zde sahá do roku 1903 a až do současné doby zaručuje možnost využití základny vysoce kvalifikovaných odborníků. [6]

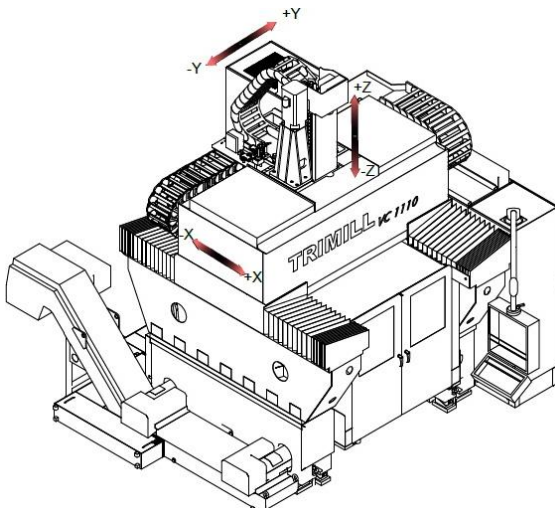


Obr. 11 - Logo společnosti Trimil [6]

TRIMILL se specializuje hlavně na výrobu portálových obráběcích center určených pro obrábění nástrojů, forem a zápustek, ale také pro produkci a letecký průmysl. [6]

3.2.1 PORTÁLOVÉ OBRÁBĚCÍ CENTRUM VC 1110

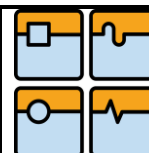
- tuhý 3-osý stroj, cíleně zkonstruovaný pro obrábění lisovacích nástrojů, forem a zápustek
- provedení stroje jako portálové centrum typu horní gantry
- unikátní uzavřená konstrukce příčnicku (osa X) a křížového suportu s uvnitř uloženým čtyřnásobně vedeným smykadlem (osy Y a Z)
- konstantní výsledky obrábění z důvodu rovnoměrného termosymetrického vedení
- pevně uložený obrobek umožňuje dosažení vysoké kvality povrchu
- vysoká produktivita výroby – stroj je určen pro hrubování i dokončování na jedno upnutí
- velmi kompaktní stroj, velký pracovní prostor při poměrně malém nároku na zastavěnou plochu
- rychlé ustavení stroje a jeho uvedení do provozu – stroj se přepravuje vcelku
- ergonomické uspořádání – snadná obsluha a přístup do pracovního prostoru [7]



Obr. 12 - Schématické zobrazení portálového obráběcího centra VC 1110 s popisem os [7]



Obr. 13 - Portálové obráběcí centrum VC 1110 [7]



Tabulka 2 - Technické parametry portálového obráběcího centra VC 1110 od společnosti TRIMILL [7]

Specifikace	Hodnota	Jednotka
Maximální rozměr obrobku (obrábění shora)	1000 x 1100 x 800	[mm]
Rozměr upínací plochy stolu	1300 x 1370	[mm]
Pojezd v ose X	1100	[mm]
Pojezd v ose Y	1000	[mm]
Pojezd v ose Z	700	[mm]
Vzdálenost čela vřetene od upínací plochy stolu	250 až 950	[mm]
Maximální zatížení stolu	8000	[kg]
Rychlost posuvů v osách X, Y, Z	30 000	[mm/min]
Rozměry půdorysu stroje	4 300 x 3550	[mm]
Výška stroje	3 810	[mm]
Hmotnost stroje	16 000	[kg]
Přesnost polohování dle VDI/DGQ 3441	0,008	[mm]
Opakovaná přesnost polohování dle VDI/DGQ 3441	0,006	[mm]
Rozsah otáček vřetene	14 000	[min ⁻¹]
Maximální krouticí moment vřetene	170	[Nm]
Výkon pohonu vřetene	25	[kW]
Kužel vřetene	HSK-A80	
Standardní počet nástrojů v zásobníku	10	[ks]
Řídicí systém	HEIDENHAIN	

Vlastní zhodnocení stroje: u tohoto stroje se mi líbí, jak konstruktéři dokázali zachovat poměrně malý půdorys stroje oproti rozměrům upínací desky. Za další velké plus můžeme považovat maximální zatížení stolu. Tento parametr je na kompaktní rozměry stroje úctyhodný. Nevýhodou by mohl být špatně přístupný prostor pro vkládání obrobku pomocí jeřábu.

3.3 FIRMA TAJMAC – ZPS

Akciová společnost TAJMAC-ZPS, a.s. se sídlem Zlín-Malenovice je největším výrobcem obráběcích strojů v České republice a řadí se k nejvýznamnějším výrobním podnikům v zemi. [8]



Obr. 14 - Logo společnosti TAJMAC – ZPS [8]

3.3.1 PORTÁLOVÉ OBRÁBĚCÍ CENTRUM MCV 1210

Portálové obráběcí centrum MCV 1210 je vysoce produktivní stroj se širokým uplatněním při obrábění složitých prostorových tvarů ve třech nebo v pěti osách. Vzhledem k vysoké dynamice, velmi vysoké tuhosti a tlumícím vlastnostem konstrukce stroj umožňuje využití výhod HSC technologie. [9]

Stroj typu horní gantry má vřeteno uloženo v motorové vřetenové jednotce zabudované do smykadla. Veškeré pohyby stroje jsou realizovány prostřednictvím lineárního vedení s valivými elementy. Odměrování polohy v osách X, Y, Z se provádí přímo absolutními odměřovacími jednotkami. [9]

Na MSV 2005 v Brně získalo toto vertikální obráběcí centrum ocenění Zlatá medaile v kategorii Obrábění, tváření a povrchové úpravy. [9]

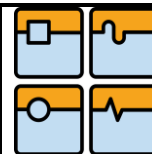


Obr. 15 – Portálové obráběcí centrum MCV 1210 [9]

Tabulka 3 – Technické parametry portálového obráběcího centra MCV 1210 [9]

Specifikace	Hodnota	Jednotka
Maximální rozměr obrobku (obrábění shora)	---	[mm]
Rozměr upínací plochy stolu	1200 x 1000	[mm]
Pojezd v ose X	1000	[mm]
Pojezd v ose Y	800	[mm]
Pojezd v ose Z	600	[mm]
Vzdálenost čela vřetene od upínací plochy stolu	150 až 750	[mm]
Maximální zatížení stolu	3000	[kg]
Rychlost posuvů v osách X, Y, Z	40 000	[mm/min]
Rozměry půdorysu stroje	4 500 x 3600	[mm]
Výška stroje	3 830	[mm]
Hmotnost stroje	11 500	[kg]
Přesnost polohování	---	[mm]
Opakovaná přesnost polohování	---	[mm]
Rozsah otáček vřetene	15 000	[min ⁻¹]
Maximální krouticí moment vřetene	197	[Nm]
Výkon pohonu vřetene	31	[kW]
Kužel vřetene	ISO 40	
Standardní počet nástrojů v zásobníku	30	[ks]
Řídící systém	HEIDENHAIN / SIEMENS / FANUC	

Vlastní zhodnocení stroje: tento stroj se svou konstrukcí velice podobá stroji VC 1110 od firmy TRIMILL. Může za to skutečnost, že obě společnosti mají společnou tradici a jejich výrobní závody se nachází blízko sebe. Výhodou zde může být to, že stroj vyrábí jeden z největších výrobců obráběcích strojů v České republice. Mají osvědčené výrobky, vysokou preciznost výroby a mnohaleté zkušenosti.



3.4 FIRMA MAZAK

Společnost Yamazaki Mazak Corporation byla založena v roce 1919 ve městě Nagoja v Japonsku. Nyní má po celém světě více než 6 600 zaměstnanců. [10]

Společnost Yamazaki Mazak má 9 stávajících výrobních závodů, z nichž 5 se nachází v Japonsku, a dále má výrobní provozy ve Spojených státech, Spojeném království, Singapuru a v Číně. Mezi výrobky patří stroje pro provádění několika operací současně, CNC soustružnická centra, vertikální a horizontální obráběcí centra, CNC laserové řezací stroje, flexibilní výrobní systémy (FMS), CAD/CAM produkty a software pro řízení továren [10]



Obr. 16 - Logo společnosti MAZAK [10]

3.4.1 PORTÁLOVÉ OBRÁBĚCÍ CENTRUM FJV - 200 II

Svým zaměřením je série FJV II podle výrobce vhodná pro obrábění širokého spektra obrobků z dílenské praxe. Model FJV 200 II je představitelem menších zařízení uvedené řady, a je určen pro maximální velikost obrobku 955 x 660 x 500 mm. [11]

Konstrukce stvořená pro rychlé a přesné operace. Odlité lože skříňovitého tvaru bez převisu pro stůl stejně tak jako portál z jediného odlitku (2 stojany + příčník pro osu Y) splňují nejvyšší nároky na tuhost a přesnost. Válečková lineární vedení použitá na ose X a Y i Z se vyznačují vysokou přesností, výbornou tuhostí a dlouhou životností. Celkovou přesnost stroje zvyšují předepnuté kuličkové šrouby vlastní konstrukce s průchozím vrtáním s protékajícím chladicím médiem udržovaným na stanovené teplotě. [11]

Stroj je vybaven CNC řídicím systémem MAZATROL Matrix s dialogovým programováním, který představuje aplikaci nejpokrokovější hardwarové technologie. Sdružuje v sobě rychlost a výkon dvoujádrového 64 bitového procesoru pro řízení stroje a snadné ovládání. [11]



Obr. 17 - Portálové obráběcí centrum FJV - 200 II [11]

Tabulka 4 - Technické parametry portálového obráběcího centra FJV - 200 II [11]

Specifikace	Hodnota	Jednotka
Maximální rozměr obrobku	955 x 660 x 500	[mm]
Rozměr upínací plochy stolu	800 x 460	[mm]
Pojezd v ose X	560	[mm]
Pojezd v ose Y	410	[mm]
Pojezd v ose Z	410	[mm]
Vzdálenost čela vřetene od upínací plochy stolu	---	[mm]
Maximální zatížení stolu	---	[kg]
Rychlost posuvů v osách X, Y, Z	52 000	[mm/min]
Rozměry půdorysu stroje	2440 x 2250	[mm]
Výška stroje	---	[mm]
Hmotnost stroje	---	[kg]
Přesnost polohování	---	[mm]
Opakovaná přesnost polohování	---	[mm]
Rozsah otáček vřetene	12 000	[min ⁻¹]
Maximální krouticí moment vřetene	172	[Nm]
Výkon pohonu vřetene	22	[kW]
Kužel vřetene	ISO 40	
Standardní počet nástrojů v zásobníku	30	[ks]
Řídicí systém	MAZATOL Matrix	

Vlastní zhodnocení stroje: u tohoto stroje se mi nejvíce líbí vlastní konstrukce kuličkového šroubu s průchozím vrtáním a s protékajícím chladícím médiem. Díky chlazeným kuličkovým šroubům může být dosahováno vysoké přesnosti polohování a vysokých posuvových rychlostí. Další výhodou bych uvedl překvapivě líbivý design stroje a skutečnost, že stroj vyrábí jeden z největších výrobců obráběcích strojů na světě.

3.5 FIRMA DMG MORI

DMG MORI je neustále rozvíjející se společnost, která poskytuje kreativní obráběcí stroje pro zákazníky z celého světa. DMG MORI vznikla v roce 2009 podepsáním smlouvy o spolupráci mezi německým koncernem DMG a japonským výrobcem Mori Seiki. [1]

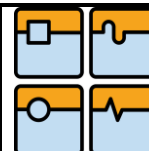


Obr. 18 - Logo společnosti DMG MORI [12]

3.5.1 OBRÁBĚCÍ CENTRUM NVD6000 DCG

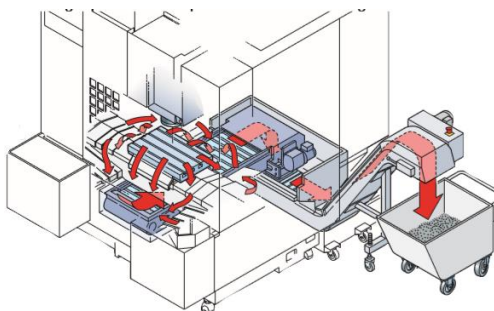
DMG MORI vyvinul stroj nové generace určený k výrobě forem. Stroj využívá unikátní technologii pro osu Z a Y, která používá způsob náhonu pomocí rotujícího kuličkového šroubu, znám jako DCG (Driven at the Center of Gravity). Tato technologie minimalizuje vibrace nástroje a umožňuje vytvářet vysoce jakostně obrobený povrch. NVD6000 DCG je vysoce kvalitní vertikální obráběcí centrum pro obrábění forem. [12]

Stroj má unikátní konstrukci tvořenou rámem portálového tvaru. Tento rám nese vřeteno, které umožňuje pohyb v ose Z. Posuv v ose X a Y uskutečňuje stůl v rozsahu 900 mm v ose X a 600 mm v ose Y. [12]



Stroj má také ve výbavě automatickou výměnu nástrojů. V základu obsahuje zásobník pro 20 nástrojů. V případě potřeby můžeme rozšířit zásobník až na 60 nástrojů. Rychlost výměny nástroje je 1,6 sekundy. Samotný zásobník nalezneme na zadní straně stroje, kde ho vidíme skrze okénko na dveřích. [12]

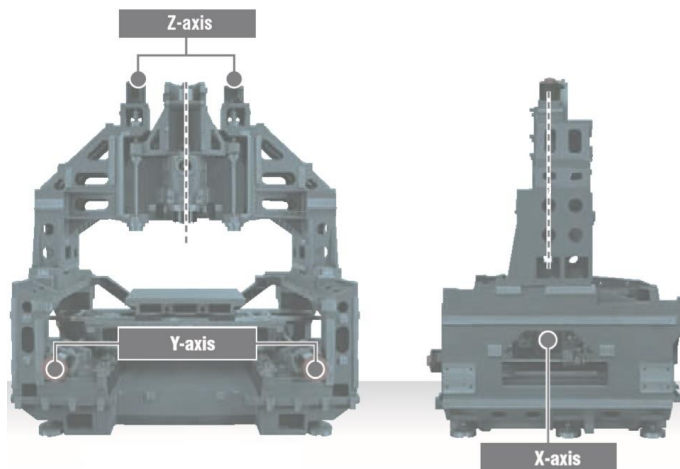
Třísky tvořené při obrábění odpadávají po nakloněné desce dolů do žlabu a středem stroje je automaticky odvádí dopravník třísek do připraveného kontejneru, viz obr 19. [12]



Obr. 19 - Odvod třísek ze stroje [12]



Obr. 20 - Obráběcí centrum NVD6000 DCG [12]



Obr. 21 - Obráběcí centrum NVD6000 DCG (bez krytů) [12]

Tabulka 5 - Technické parametry obráběcího centra NVD6000 DCG [12]

Specifikace	Hodnota	Jednotka
Maximální rozměr obrobku	---	[mm]
Rozměr upínací plochy stolu	1000 x 600	[mm]
Pojezd v ose X	900	[mm]
Pojezd v ose Y	600	[mm]
Pojezd v ose Z	450	[mm]
Vzdálenost čela vřetene od upínací plochy stolu	200 až 650	[mm]
Maximální zatížení stolu	800	[kg]
Rychlost posuvů v osách X, Y, Z	1 až 20 000	[mm/min]
Rozměry půdorysu stroje	4 189x 3 230	[mm]
Výška stroje	3 015	[mm]
Hmotnost stroje	10 160	[kg]
Přesnost polohování	---	[mm]
Opakovaná přesnost polohování	---	[mm]
Otáčky vřetene	12 000	[min ⁻¹]
Maximální krouticí moment vřetene	---	[Nm]
Výkon pohonu vřetene	18,5	[kW]
Kužel vřetene	HSK-A63 / DIN40 / CAT40 / Capto C6	
Standardní počet nástrojů v zásobníku	20	[ks]
Řídicí systém	MAPPS IV	

Str. 23	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Vlastní zhodnocení stroje: tento stroj je zajímavý svou konstrukcí a svým designem. Jde vidět, jak konstruktéři dokázali vytvořit pevnou a promyšlenou konstrukci se zachováním relativně malé hmotnosti. Velkou výhodou může být, že stroj vyrábí jeden z největších výrobců obráběcích strojů na světě. Tato skutečnost zaručuje vysokou kvalitu stroje a použití nejmodernějších technologií. Nevýhodou bude nejspíše pořizovací cena, dále pak malá upínací deska stolu a nízká maximální hmotnost obrobku.

3.6 FIRMA JYOTI

Nadnárodní společnost JYOTI se sídlem v Indii byla založena roku 1989. V současnosti se JYOTI zabývá výrobou mnoha sofistikovaných CNC strojů. Mezi výrobky patří CNC soustružnická centra, CNC vertikální obráběcí centra, CNC horizontální obráběcí centra, CNC 3-osá a 5-osá obráběcí centra. [13]



Obr. 22 - Logo společnosti JYOTI [13]

3.6.1 PORTÁLOVÉ OBRÁBĚCÍ CENTRUM K2X 10

K2X 10 je vysoce výkonné obráběcí centrum portálového provedení umožňující obrábění ve třech osách. Kvalitní litinová konstrukce o vysoké tuhosti zaručuje harmonicky stabilní tlumení při náročných řezných podmínkách. Výkonné vřeteno s vysokým točivým momentem umožňuje vysokorychlostní obrábění. [14]

Pro osu X a Y je použito válečkové lineární vedení, které zaručuje kvalitní posuv, oproti tomu pro osu Z kluzné lineární vedení. Zde se jedná o speciální kluzný povrch známý pod označením Turcite. Pro přesné polohování se používá absolutní odměřování optickými enkodéry v souladu s normou VDI/DGQ 3441. [14]



Obr. 23 - Zakrytované portálové obráběcí centrum K2X 10 [14]



Obr. 24 - Portálové obráběcí centrum K2X 10 (bez krytů) [14]

Tabulka 6 - Technické parametry portálového obráběcího centra K2X 10 [14]

Specifikace	Hodnota	Jednotka
Maximální rozměr obrobku	---	[mm]
Rozměr upínací plochy stolu	1150 x 800	[mm]
Pojezd v ose X	1000	[mm]
Pojezd v ose Y	800	[mm]
Pojezd v ose Z	500	[mm]
Vzdálenost čela vřetene od upínací plochy stolu	115 až 615	[mm]
Maximální zatížení stolu	1000	[kg]
Rychlost posuvů v osách X, Y, Z	10 000	[mm/min]
Rozměry půdorysu stroje	5 180 x 2840	[mm]
Výška stroje	3 030	[mm]
Hmotnost stroje	10 500	[kg]
Přesnost polohování dle VDI/DGQ 3441	0,004	[mm]
Opakovaná přesnost polohování dle VDI/DGQ 3441	0,002	[mm]
Rozsah otáček vřetene	100 – 18 000	[min ⁻¹]
Maximální krouticí moment vřetene	86	[Nm]
Výkon pohonu vřetene	25	[kW]
Kužel vřetene	HSK 63-A	
Standardní počet nástrojů v zásobníku	20	[ks]
Řídící systém	---	

Vlastní zhodnocení stroje: stroj mě zaujal svou robustní konstrukcí a velmi dobrou přesností polohování. To, že stroj vyrábí indický výrobce, neznamená, že se jedná o podřadný výrobek.

3.7 FIRMA AXA

AXA je rodinný podnik s hlavním sídlem v německém Schöppingenu. Společnost má tradici od roku 1965. Inovací, vycházející z tradice, se zabývá všech 350 spolupracovníků. Hlavní produkci společnosti jsou obráběcí centra s pojížděným stojanem a portálová obráběcí centra. [15]



Obr. 25 - Logo společnosti AXA [15]

3.7.1 PORTÁLOVÉ OBRÁBĚCÍ CENTRUM PFZ 40

Portálové obráběcí centrum (spodní gantry) PFZ se specializuje pro zvláště velké a masivní obrobky, které jsou obráběny vertikálně umístěným hlavním vřetenem. Se svou tuhou konstrukcí je PFZ velmi robustní a schopný zachycovat řezné síly. [16]

Pohon všech os zajišťuje kuličkový šroub. Lineární vedení těchto os je pomocí kalených vodících ocelových lišt usazených na broušeném nebo ručně škrabaném podkladu. Všechny pohony a vedení jsou chráněny. [16]

Stroj je vybaven výměnou nástrojů pomocí dvojíých podavačů, které dokážou vyměnit nástroj za 13 sekund. Správa nástrojů se provádí dle pevně kódovaných míst nástrojů, což slouží mimo jiné obsluze k dobrému přehledu o nástrojích. Zásobník nástrojů umožňuje osazovat nástroje během chodu stroje. [16]

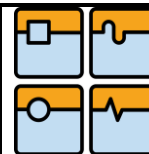


Obr. 26 - Portálové obráběcí centrum PFZ 40 [16]

Tabulka 7 - Technické parametry portálového obráběcího centra PFZ 40 [16]

Specifikace	Hodnota	Jednotka
Maximální rozměr obrobku	---	[mm]
Rozměr upínací plochy stolu	1200 x 2000	[mm]
Pojezd v ose X	2000	[mm]
Pojezd v ose Y	1000	[mm]
Pojezd v ose Z	650	[mm]
Vzdálenost čela vřetene od upínací plochy stolu	230 až 880	[mm]
Maximální zatížení stolu	2400	[kg]
Rychlost posuvů v osách X, Y, Z	20 000	[mm/min]
Rozměry půdorysu stroje	---	[mm]
Výška stroje	---	[mm]
Hmotnost stroje	---	[kg]
Přesnost polohování dle VDI/DGQ 3441	0,02	[mm]
Opakovaná přesnost polohování dle VDI/DGQ 3441	0,0075	[mm]
Otáčky vřetene	12 000	[min ⁻¹]
Maximální krouticí moment vřetene	143	[Nm]
Výkon pohonu vřetene	30	[kW]
Kužel vřetene	SK 40	
Standardní počet nástrojů v zásobníku	22	[ks]
Řídicí systém	---	

Vlastní zhodnocení stroje: u konstrukce stroje se mi líbí portálové provedení jako spodní gantry. Dále dobře přístupný pracovní prostor stroje, jak pro vkládání rozměrných obrobků pomocí jeřábu, tak možnost otevření strany stroje pro bezproblémový přístup obsluhy. Mezi menší nevýhodu bych zařadil to, že na poměrně velké rozměry stroje, výrobce uvádí ve svém katalogu pouze zatížení stolu 1000 kg/m².



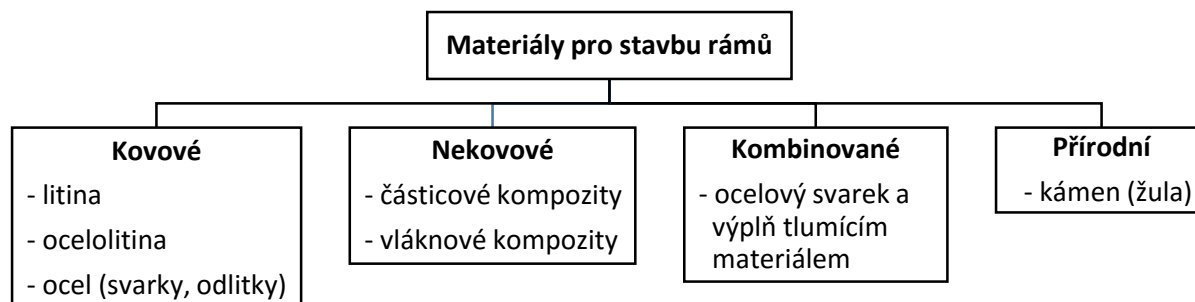
4 ANALÝZA KONSTRUKCE ZÁKLADNÍCH SKUPIN PORTÁLOVÝCH FRÉZEK

Kapitola se zabývá analýzou základních konstrukčních skupin portálových fréz. V první podkapitole se jedná o samotný rám portálové frézky. Následuje část, zabývající se analýzou lineárních vedení a náhonem jednotlivých os portálových fréz. Dále je zde oblast, která popisuje konstrukci vřeten. Podkapitola 4.4 popisuje používané nástroje a možnosti jejich upnutí. Pokračuje oddíl, zabývající se analýzou krytů jednotlivých os portálových fréz.

4.1 NOSNÁ SOUSTAVA PORTÁLOVÝCH FRÉZEK

Při návrhu nosné soustavy musí konstruktér respektovat řadu hledisek, které lze shrnout do některých základních a všeobecně platných požadavků jako jsou: [1]

- použití kvalitního materiálu rámu
- dobrá statická tuhost
- vyhovující dynamická a tepelná stabilita
- umožnění dobrého odvodu třísek
- jednoduchá a efektivní výroba
- malá hmotnost
- snadná manipulovatelnost
- dobré uložení na základ



Obr. 27 - Typy a vlastnosti materiálů pro stavbu nosných soustav [1]

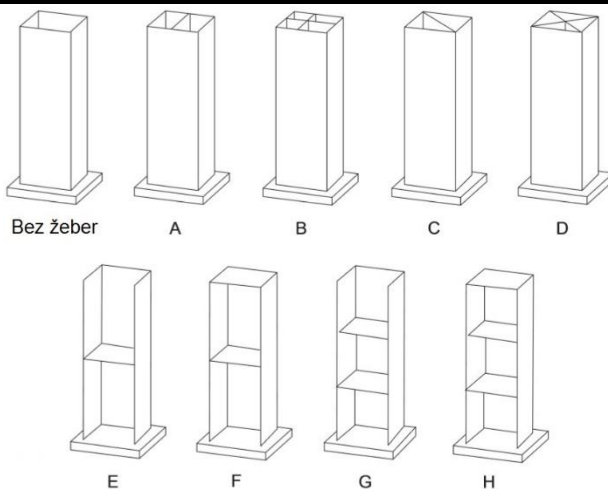
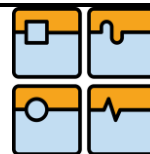
Odlévaná konstrukce – mezi výhody patří menší materiálové náklady, naopak mezi nevýhody se dá zařadit to, že se musí vyrobít model a forma. Další nevýhodou může být, že finální odlitek vychází hmotnější a je potřeba při výrobě časová prodleva kvůli stárnutí.

Svařovaná konstrukce – výhodou může být rychlejší výroba, snadné opravy a změny. Mezi nevýhody se dá zařadit nutnost odstraňovat pnutí vzniklé svařováním a nezbytnost vždy obkládat ocelové vodící plochy.

4.1.1 TOPOLOGIE PRVKŮ NOSNÝCH SOUSTAV

Obecně platí, že součásti obráběcího stroje, pro jejichž dimenzování je kritériem tuhost, musí mít takový tvar, aby se dosáhlo co největší tuhosti, při co nejnížší spotřebě materiálu. [18]

Při konstrukci částí obráběcího stroje je nutno analyzovat vliv zatížení na ohyb a kroucení, kdy zpravidla jeden druh namáhání převládá. Ohybová a torzní tuhost částí rámu stroje může být zvýšena využitím různě uspořádaných žebër v základním nosném průřezu. Často využívané varianty jsou uvedeny na obr. 28. [1], [18]



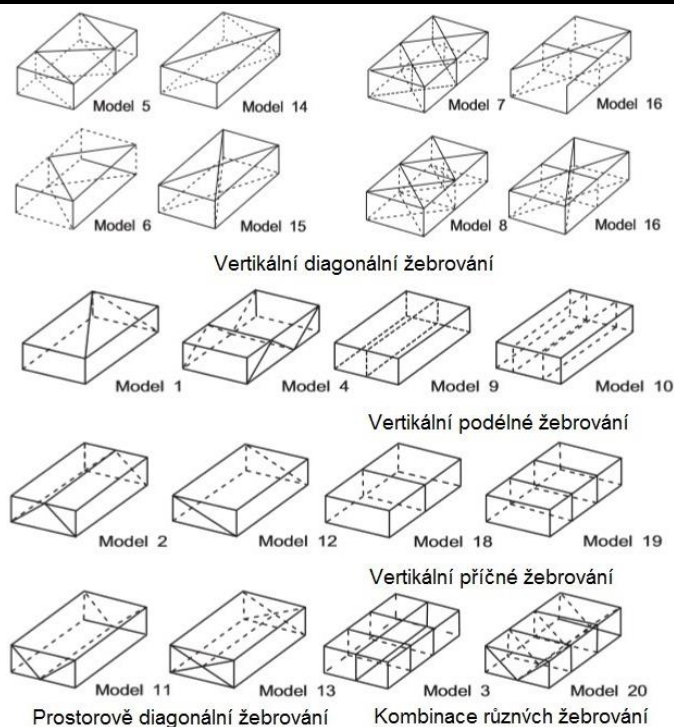
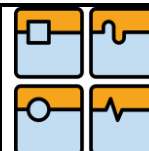
Obr. 28 - Typy žebrování stojanů [17]

Staticky lze vyhodnocovat vlastnosti prvků rámu stroje, pokud není jejich geometrie příliš složitá a pokud je jejich zatížení ohybové nebo torzní. Toto smí být pouze u prvků majících jediný hlavní směr deformace a lze je považovat za nosníky (např. stojany). Uvedené typy žeber z obr. 28 byly testovány pomocí metody konečných prvků ve studii provedené prof. Weckem. Porovnání jednotlivých typů žebrování nám udává obr. 29. Zobrazuje rozměry testovaného nosníku, dále pak procentuální vyhodnocení relativní ohybové tuhosti, relativní torzní tuhosti a procentuální množství spotřebovaného materiálu. V případě relativní a torzní tuhosti, čím vyšší číslo, tím má daný typ žebrování vyšší odolnost proti uvedenému namáhání. V případě relativního objemu, procentuální číslo udává množství spotřebovaného materiálu. Všechny testované hodnoty jsou porovnávány se základním typem nosníku, který udává první řádek tabulky a má přiřazenou hodnotu 100%. [1], [17], [18]

Případ	Relativní ohyb. tuhost		Relativní torzní tuhost		Relativní objem		Rozměry
	$\frac{F/2}{F/2} \rightarrow$	50 % 100	$\frac{F}{F} \rightarrow X_1$	$k = \frac{F}{X_1}$	100 % 150		
BŽ S vikem						100	L = 455 mm b = 154 mm h = 154 mm s = 4 mm
BŽ Bez vika				9,4		93	
A S vikem				101		122	
A Bez vika				12,1		115	
B S vikem				101		145	
B Bez vika				18,2		138	
C S vikem				116		132	
C Bez vika				104		125	
D S vikem				119		163	
D Bez vika				117		157	
E, F				104		107	
G, H				109		115	

Obr. 29 - Ohybová a torzní tuhost různých typů žebrování [17]

Obrázek 30 nám udává možnosti žebrování lože obráběcího stroje. Zde můžeme vidět několik základních typů a těmi jsou vertikální diagonální žebrování, vertikální podélné žebrování, vertikální příčné žebrování, prostorové diagonální žebrování a posledním typem může být využití kombinací předchozích typů žebrování. [17]



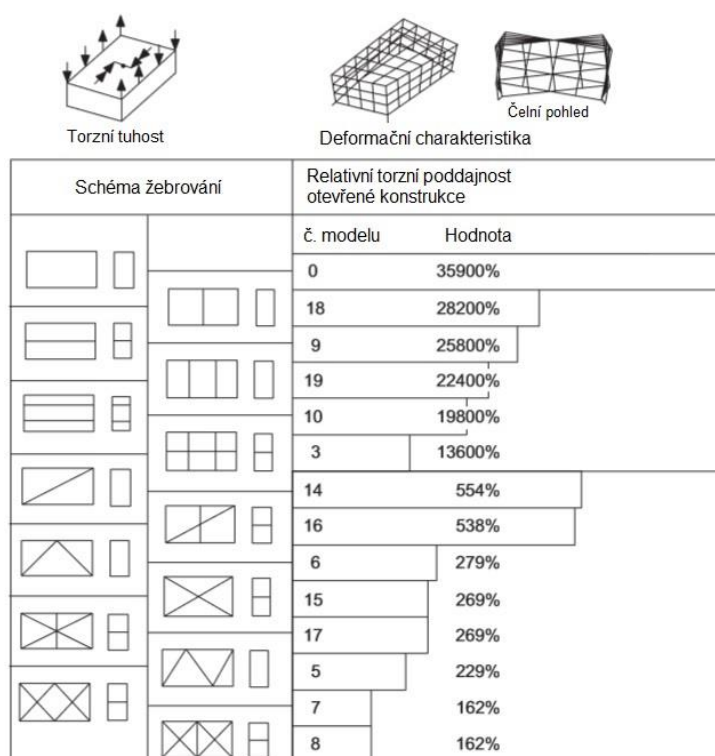
Obr. 30 - Varianty žebrování loží stroje [17]

Vliv různého žebrování loží na nosnost, množství spotřebovaného materiálu a nutné délky svarů nám udává obrázek 31. V případě nosnosti, daný model byl zatěžován šesti různými druhy zatížení a následně procentuálně vyhodnocen. Číselná hodnota, v případě nosnosti, objemu použitého materiálu a výdajů na svařování, je vyjádřena procentem. Čím nižší hodnota, tím daný parametr plní lépe daný požadavek. Poslední sloupec tabulky udává souhrnné porovnání předešlých parametrů. Čím vyšší číslo, tím daný typ žebrování splňuje porovnávané parametry. [1], [17], [18]

Schéma žebrování	Nosnost (Šest druhů zatížení)		Objem materiálu		Výdaje na svařování		Nosnost x Objem materiálu		Nosnost x Výdaje na svařování	
	Model	Procenta	Model	Procenta	Model	Procenta				
	0	100	0	100	0	100	0	100	0	100
	9	98	9	114	9	136	9	112,3	9	133
	10	93	10	129	10	171	10	120	10	160
	14	92	14	116	14	139	14	107,4	14	129
	18	92	18	107	18	121	18	99	18	112
	6	89	6	120	6	156	6	107	6	137
	19	88	19	114	19	143	19	101	19	126
	15	86	15	132	15	185	15	113,7	15	160
	16	85	16	123	16	168	16	105	16	143
	1	83	1	133	1	177	1	111	1	148
	5	82	5	126	5	173	5	103,7	5	142
	17	80	17	139	17	214	17	111,4	17	171
	3	79	3	129	3	192	3	101,6	3	152
	12	78	12	132	12	146	12	103,5	12	113
	4	78	4	136	4	179	4	106	4	139
	7	78	7	140	7	223	7	109,4	7	187
	2	77	2	140	2	177	2	108,4	2	137
	8	77	8	148	8	246	8	114	8	189
	11	70	11	177	11	177	11	98,4	11	124
	20	69	20	155	20	219	20	106	20	150
	13	64	13	164	13	218	13	110,5	13	147

Obr. 31 - Porovnání z hlediska nosnosti, objemu použitého materiálu a výdajů na svařování uzavřených tvarů loží [17]

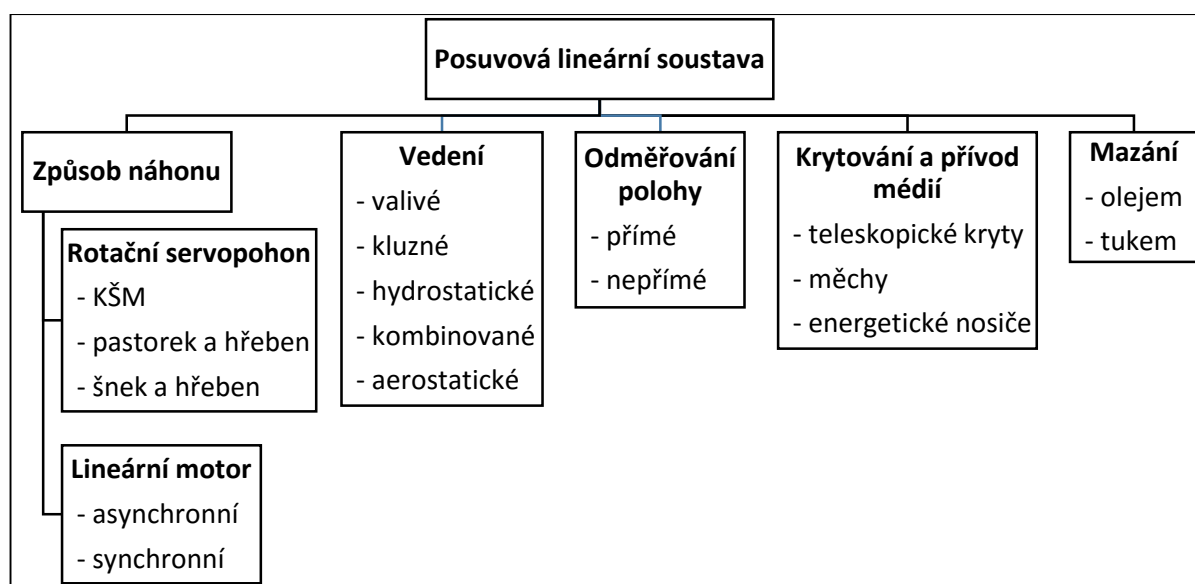
Běžně používaná konstrukční řešení loží obráběcích strojů jsou však na jedné straně otevřená. Je to dáno výrobními a technologickými důvody (žebrování, přístupy apod.). Nevyužití uzavřeného krabicového tvaru se projeví na torzní tuhosti. Srovnání předchozích řešení žebrování na otevřeném profilu ukazuje obr. 32. Potvrzuje se zde výhodnost diagonálního žebrování pro rámy namáhané na kroucení. [1], [18]



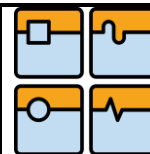
Obr. 32 - Porovnání otevřených tvarů loží při namáhání krutem [17]

4.2 LINEÁRNÍ POSUVOVÉ SOUSTAVY PORTÁLOVÝCH FRÉZEK

Kapitola se bude zabývat základní posuvovou lineární soustavou, která by mohla být eventuálně použita při konstrukci portálové frézky. Obr. 33 nám udává základní dělení posuvové lineární soustavy.



Obr. 33 - Morfologie posuvové soustavy [1]



4.2.1 KULIČKOVÝ ŠROUB A MATICE

Kuličkové šrouby jsou nejúčinnějším typem převodu rotačního pohybu na přímočarý. Nejčastěji se používají u CNC obráběcích strojů pro polohování jednotlivých lineárních os, zejména saní, křížových stolů, smykadel nebo malých portálů. Vždy jsou montovány s lineárním vedením pro přenos radiálních sil.

Použití kuličkových šroubů u CNC obráběcích center:

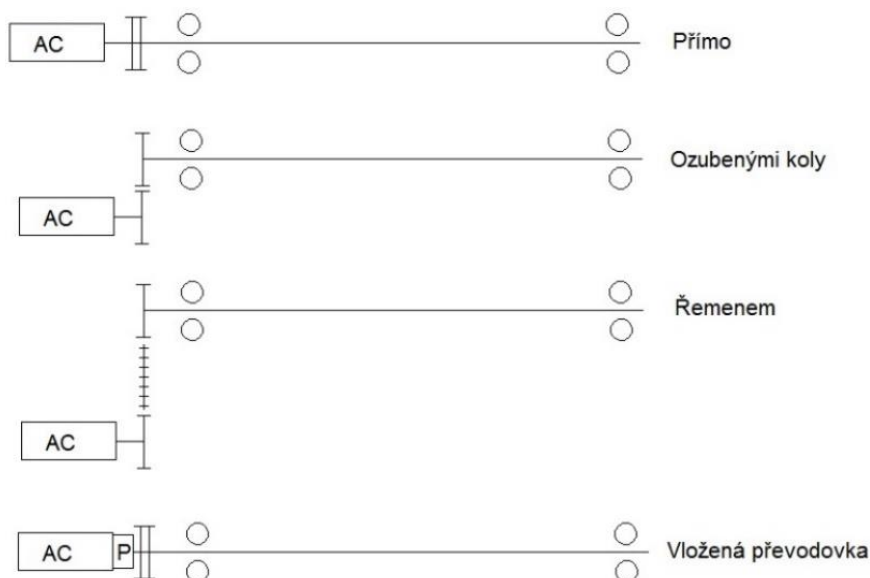
Výhody:

- možnost vývinu větší posuvové síly (velký převod)
- bez nutnosti chlazení
- ekonomický pro malé zdvihy

Nevýhody:

- dlouhé kuličkové šrouby se zkracují a kmitají ohybově i torzně – maximální ekonomická délka 6 000 mm
- vložený mezi-převod způsobuje zatížení setrvačným momentem
- hlučnější než pastorek a hřeben

Nejčastěji používané rotační servomotory pro posuvové souřadnice jsou synchronní elektricky komutované elektromotory (AC). Tyto servomotory vyvozují rotační pohyb, který je přes kuličkový šroub transformovaný na přímočarý pohyb. Rotační AC servopohon může být spojen s kuličkovým šroubem několika způsoby. Tyto způsoby zobrazuje obr. 34. [1]

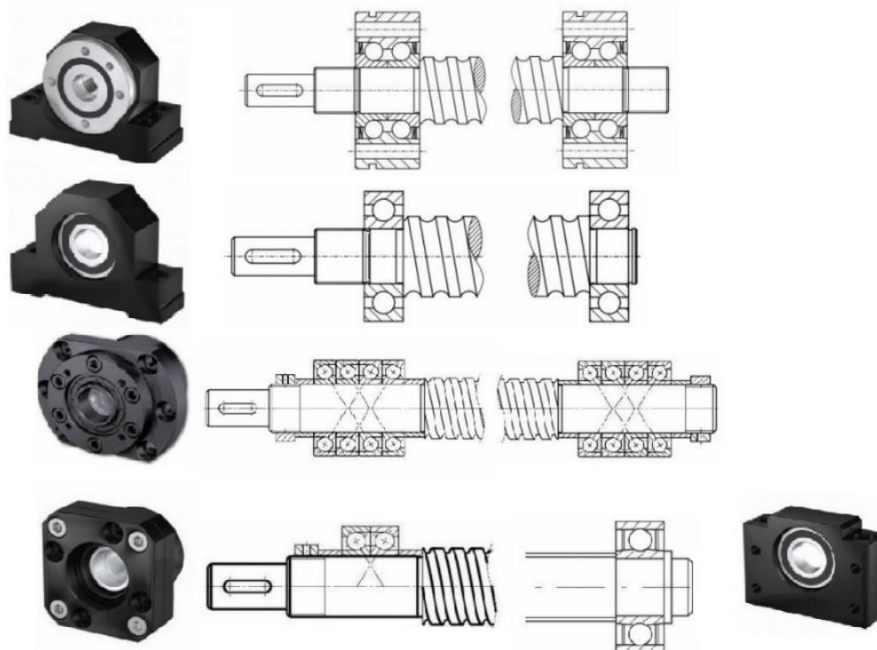


Obr. 34 - Způsob napojení AC servopohonu na kuličkový šroub [1]

Společnost HIWIN dodává kuličkové šrouby včetně opracování konců dle zákaznického výkresu. Pro zjednodušení práce má doporučená opracování pro konkrétní ložiskový domeček a konkrétní účel, viz obr. 35. [19]

Nejčastěji se používá na poháněném konci šroubu pevné uložení a na druhém konci uložení volné, které konec dostatečně podepírá, ale zároveň umožňuje dilataci šroubu. V některých případech je

vhodnější oba konce uložit do pevných uložení. Pokud je šroub uložen jen na jednom konci, vždy musí být v pevném uložení. [19]



Obr. 35 – Nejčastěji používané uložení konců hřídelů kuličkového šroubu od společnosti HIWIN [19]

4.2.2 PASTOREK A HŘEBEN

Nejčastěji se používá u CNC pracovních stolů s dlouhými zdvihy nebo pro dlouhé pojezdy portálové konstrukce. Nezbytnou součástí u tohoto typu převodu je nutnost vymezení vůle. Zde vidím několik možností, jak nežádoucí vůli vymežit, např. náhonem dvěma motory, jinak znám pod označením Master-Slave nebo v případě užití jednoho motoru, nutnost použití duplexního pastorku, popřípadě vymezení pomocí pružin.

Použití pastorku a hřebenu u CNC obráběcích center:

Výhody:

- větší styková tuhost
- nízká hlučnost zejména u šikmých zubů
- bez nutnosti chlazení
- snadná údržba

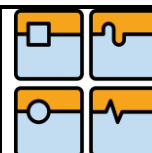
Nevýhody:

- vložený převod způsobuje zatížení setrvačným momentem
- nutnost mazání a při vyšších rychlostech rozstřík maziva
- nutnost vymezení vůle

4.2.3 LINEÁRNÍ VEDENÍ

Vedení slouží k definovanému pohybu posouvajících se částí (stoly, saně, smykadla) lineárních posuvových soustav. Při konstrukci obráběcích strojů klademe na vodící plochy následující všeobecné požadavky [18]:

- vedení má vykazovat vysokou statickou a dynamickou tuhost



- vedení musí být vyrobeno s takovou přesností, aby odchylky dráhy pohybu od ideálního tvaru dráhy byly v určitých mezích
- přesnost vedení dosažená při výrobě má být co možná nejdéle zachována
- výborná jakost povrchu, která přispívá ke snížení součinitele tření, a tím ke snížení odporu proti pohybu a ke snížení opotřebení
- dokonalá ochrana proti vnikání prachu, třísek a jiných nečistot
- dokonalé mazání, aby ztráty pohybu a opotřebení byly co nejmenší

Vedení valivé – v nedávné historii se začalo používat u nejpřesnějších strojů. Z důvodu, že se vyznačují několika velice důležitými vlastnostmi [18]:

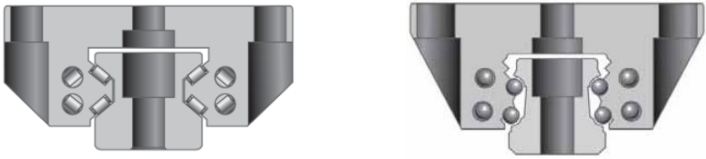
- minimální opotřebení
- dlouhá životnost
- možnost vymezení vůle a předepnutí
- vysoká přesnost pohybu i při malých rychlostech
- celkově menší součinitel tření
- menší rozdíl mezi součinitelem tření za klidu a za pohybu

Valivé vedení má i své nevýhody:

- vysoká náročnost na přesnost výroby
- někdy vyšší cena
- větší rozměry než u vedení kluzných
- menší schopnost útlumu chvění

Mezi nejznámější světové výrobce lineárních valivých vedení můžeme zařadit THK, INA, popřípadě Rexroth. Tato vedení jsou založena na valivém pohybu pomocí valivých elementů. Mezi základní valivé elementy patří kuličky (obráběcí stroje pro malé a střední výkony) a válečky (obráběcí stroje pro vysoké výkony s dlouhou životností). Porovnáním kuličkových a válečkových lineárních vedení z několika základních hledisek uvidíme v tabulce 8.

Tabulka 8 - Porovnání kuličkových a válečkových lineárních vedení z několika základních hledisek [20]

		
Parametr	Válečkové vedení	Kuličkové vedení
Nosnost	••••	••
Tuhost	••••	•••
Přesnost	••••	••••
Životnost	••••	•••
Vlastnosti chodu / pulzování	••	••••
Třecí chování	••	••••
Povolené rychlosti	•••	••••
Montáž a servisní přívětivost	•••	••••
Požadavky na přesnost a tuhost okolní konstrukce	velké	střední

Poznámka: • = uspokojivé, •••• = velmi dobré

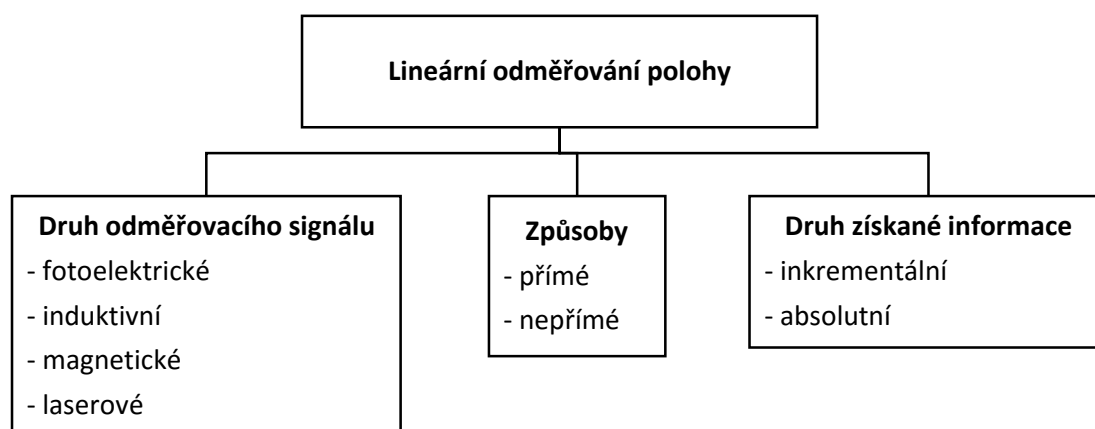
Vedení kluzné – vyrábějí se ve dvou principiálních variantách podle charakteru třecích poměrů mezi vodícími plochami, jako vedení kluzná – hydrodynamická a vedení kluzná – hydrostatická. [18]
V případě hydrodynamického vedení se jedná o souvislý mazací film, kde při pohybu vzniknou podmínky hydrodynamického mazání. U hydrostatického vedení je princip založen na dodávce tlakového oleje mezi vodící plochy.

Hydrodynamické vedení má zásadní nevýhodu v tom, že při rozběhu může dojít k poskokům a trhavým pohybům stroje. Výhodou může být jednoduché provedení oproti hydrostatickému vedení. U výrobních strojů se používá např. pro vedení stolů. Nejčastějšími materiály, které se používají, jako třecí plochy vedení jsou šedá litina, kalená šedá litina, kalená ocel, popřípadě umělé hmoty. Samotná konstrukce profilu vedení musí mít takový tvar, aby dokázala vyrušit vyvozené síly vzniklé např. frézováním. Osvědčené tvary vedení jsou hranolové, čtyřboké, prizmatické a rybinové.

Hydrostatická vedení se používají především pro přesné obráběcí stroje, kde díky minimálnímu třecímu odporu vzniká možnost najetí do přesné cílové polohy. Není pochyb, že tento druh lineárního vedení má nejlepší charakteristiku tlumení pro vysokou dynamickou tuhost a vysoké nároky na preciznost jak konstrukce, tak výroby. V minulosti byla hydrostatická vedení zavrhována zejména kvůli svým ekonomickým nevýhodám. Vysokotlaká hydrostatická vedení mají omezenou hodnotu rychlosti a zrychlení podle zdroje tlakového média. [21]

4.2.4 ODMĚŘOVÁNÍ POLOHY

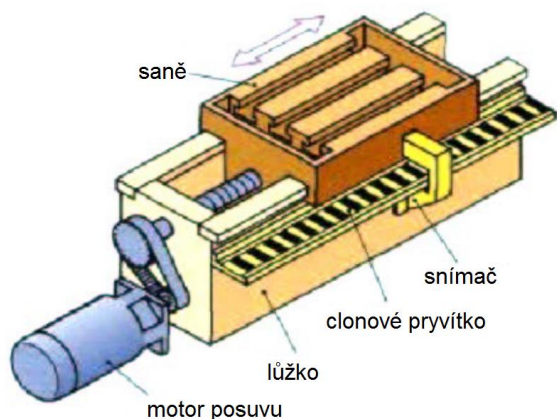
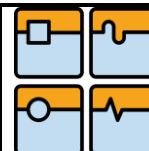
Pro odměřování polohy používáme snímače polohy, které jsou jejich nejdůležitější součástí, protože se podílejí na výsledné kvalitě a přesnosti polohování celého stroje. Charakteristickým znakem odměřování je jeho základní inkrement, což je jeho nejmenší rozlišitelná míra. Obr. 36 udává typy odměřovacích zařízení použitých při lineárních odměřování v CNC obráběcích strojích. [1]



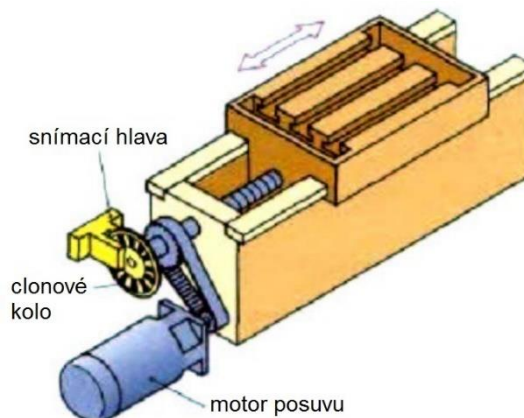
Obr. 36 - Rozdělení lineárního odměřování polohy [1]

Při přímém odměřování je pravítko zpravidla umístěno na rámu stroje a snímač na saních suportu stroje nebo naopak a pravítko se pohybuje se suportem podél pevné snímací hlavy, viz obr. 37. Odměřovací zařízení musí být chráněno kryty proti znečištění i poškození. [22]

U nepřímého odměřování je na ose kuličkového šroubu nasazen clonový kotouček a jeho otáčení snímá optický snímač. Z natočení clonového kotoučku a stoupání závitu kuličkového šroubu vypočte CNC řídicí jednotka polohu suportu. Systematická chyba, způsobená např. nepřesně vyrobeným šroubem (natažený šroub má větší stoupání), může být korigovaná programem (kde se ukládá korekční křivka). Systém je opět plně zakrytován a musí být odolný proti znečištění. Vzhledem k převodu má odměřování vyšší jemnost než odměřování přímé. [22]



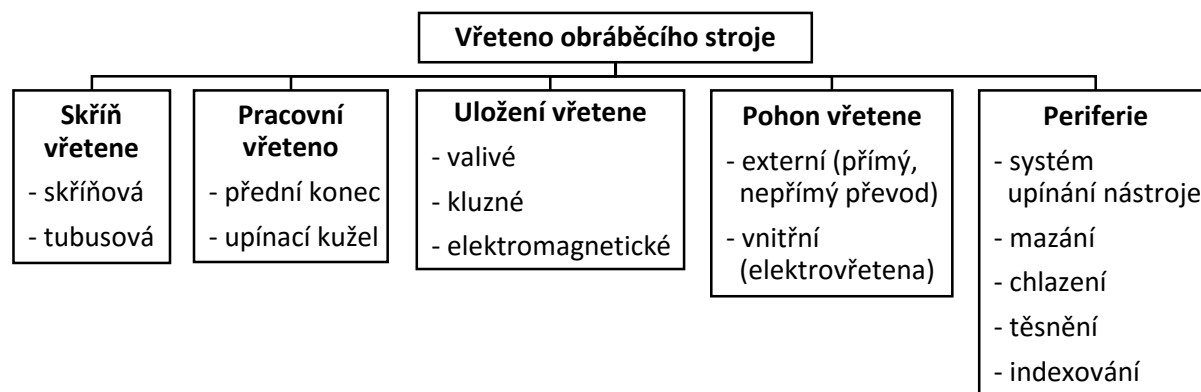
Obr. 37 - Princip přímého odměřování pomocí pravítka [22]



Obr. 38 - Princip nepřímého odměřování pomocí kotoučku [22]

4.3 VŘETENA PORTÁLOVÝCH FRÉZEK

Úlohou vřetene je zaručit nástroji frézky otáčivý pohyb. Vřeteno musí splňovat několik základních hledisek. Zejména vysokou přesnost chodu a vysokou tuhost uložení. Uložení vřeten bývá nejčastěji do valivých ložisek, do dvou radiálních a jednoho axiálního. Možnosti skladby vřetene naleznete na obr. 38.



Obr. 39 - Morfologie vřetene [1]



Obr. 40 - Přímý náhon [23]



Obr. 41 - Náhon s vloženým převodem [23]



Obr. 42 - Elektrovřeteno [23]

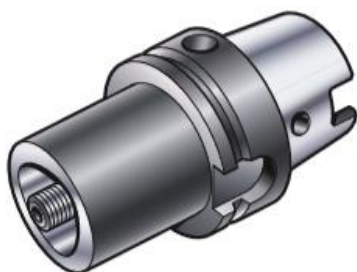
Obrázek 40, 41, 42 nám ukazuje tři základní možnosti náhonu vřetene. Přímý náhon se používá pro vysokorychlostní obrábění, je dynamicky stabilní. Nepřímý náhon můžeme realizovat ve dvou

Str. 35	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

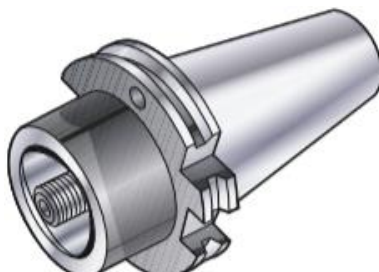
základních variantách a to pomocí ozubeného soukolí anebo ozubeným řemenem. Ozubené soukolí používáme tam, kde se vyžadují malé otáčky a vysoký krouticí moment. Ozubený řemen pro vyšší otáčky a středně vysoké hodnoty krouticího momentu. Elektrovřeteno tvoří rotor, který se lisuje na vřeteno. Ve vnějším plášti je vinutí s chlazením. Využívá se pro vysokorychlostní obrábění. [1], [23]

4.4 NÁSTROJOVÁ SOUSTAVA PORTÁLOVÝCH FRÉZEK

Nástroj se skládá z části, která je upnuta ve stroji (nástrojová stopka), části která obrábí (břit) a mezi stopkou a břitem nalezneme tělo nástroje. Nástroj bývá obvykle chápán jako celek. V této kapitole se budu zabývat především upínáním nástrojů a nástrojovými stopkami. Nejčastěji používané kužele pro upnutí do dutiny vřetene jsou ISO, SK, HSK, UTS (KM) a Capto. [1] Nedá se říct, jaký upínač je nejlepší, každý má své výhody i nevýhody. Jedním parametrem pro volbu upínače může být volba takového upínače, který se v cílové oblasti prodeje stroje používá nejvíce. Některé z nejpoužívanějších typů upínačů ukazují obr. 43, 44, 45.



Obr. 43 - Upínač HSK [24]



Obr. 44 - Upínač ISO [24]



Obr. 45 - Upínač Capto [24]

HSK patří k novějším upínačům a oblastí používá se zejména Evropě. Systém HSK má 6 typů – A, B, C, D, E, F a 35 velikostí, z čehož lze usoudit variabilitu a pokrytí možností frézování. Upínače HSK se používají pro vysokorychlostní obrábění zejména od 12 000 až 40 000 ot/min. Výhodou je vynikající tuhost a přesnost. Nevýhodou naopak vyšší cena.

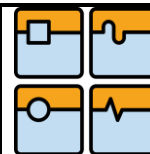
ISO upínače se používají již několik desítek let a jsou velmi rozšířené v Evropě. Používají se u konvenčních způsobů obrábění zejména pro hodnoty otáček 4 000 až 12 000 ot/min. Výhodou je nízká pořizovací cena. Nevýhodou může být malá tuhost a nepřesnost v axiálním uložení upínače.

Capto patří mezi celosvětově rozšířený upínací systém vyvinutý v roce 1990 švédskou společností Sandvik Coromant. Cílem výrobce bylo co možná nejlepší modulárnost, univerzálnost a opakovatelnost upínání. Upínače se používají pro maximální otáčky až 40 000 ot/min. Výhodou je velká tuhost a možnost přenosu velkých krouticích momentů. Naopak nevýhodou vyšší pořizovací cena.

4.5 OCHRANNÉ KRYTY PORTÁLOVÝCH FRÉZEK

Ochranné kryty obráběcího stroje mají za úkol chránit obsluhu, životní prostředí a velmi často i samotný stroj proti nežádoucím účinkům obráběcího procesu. [1] Tato kapitola se bude zabývat ochrannými kryty posuvové soustavy portálových fréz. Ty mají za úkol chránit lineární vedení, kuličkový šroub popřípadě hřeben a pastorek proti chladicí kapalině a kovovým třískám vzniklým při frézování.

Pro ochranu lineárního vedení se používají stěrače nečistot popřípadě krycí měchy. Tyto dvě možnosti ukazují obrázky 46 a 47. Krycí měchy lze také využít pro krytování kuličkového šroubu nebo pro krytování posuvové soustavy saní a stolů. Použití měchů je pro stroje pracující s velmi vysokými

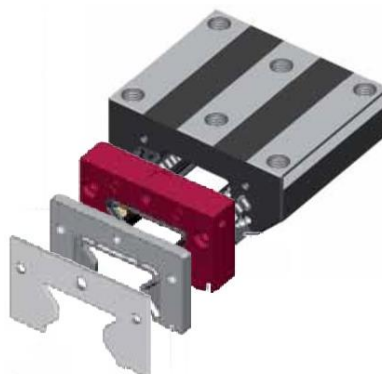


rychlostmi a zrychlením. Další podmínkou použití je práce stroje v prašném prostředí. Upevnění měchu, k lineárnímu vozíku a na opačné straně např. k saním nebo stolu, je pomocí přírub a šroubů.

Stěrače nečistot zabezpečují stírání ploch lineárního vedení. Skladba stěračů nečistot je patrná z obr. 47. První stěrač tvoří nerezový plech, který slouží k ochraně následujících stěračů před mechanickým poškozením od ocelových třísek. Stěrače za prvním plechem jsou vyráběny z různých druhů kaučuku a slouží k samotnému odstraňování nečistot z vedení. Skladba materiálu a množství stěračů se liší dle druhu a množství znečištění pracovního prostředí.



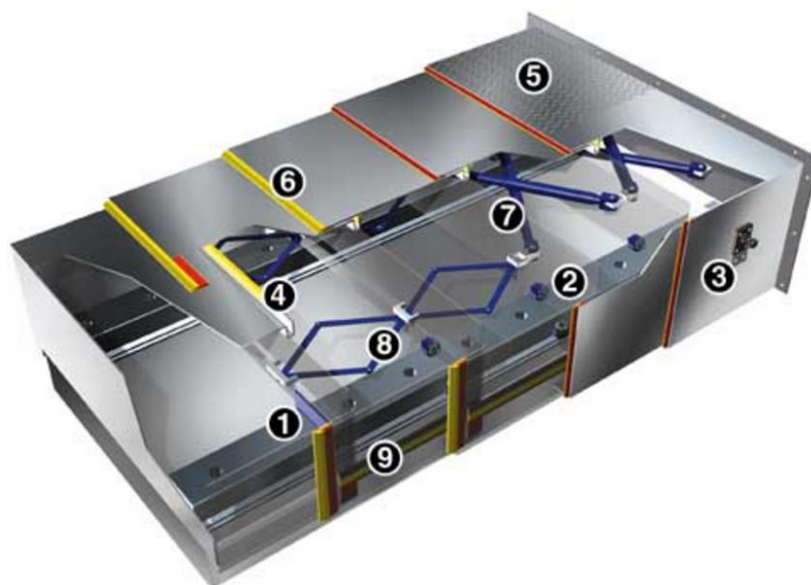
Obr. 46 - Krycí měch lineárního vozíku [20]



Obr. 47 - Skladba stěračů nečistot lineárního vozíku [20]

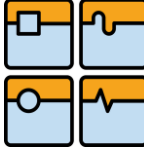
K ochraně kuličkových šroubů se používají teleskopické pružiny. Aplikace těchto krytů se hodí zejména pro olejové (mastné) prostředí. Pro montáž jsou na obou koncích jednoduché příruby umožňující volný otáčivý pohyb pružiny, který je nutný při stlačování a roztahování.

Teleskopické kryty (viz. obr. 48) patří mezi nejpoužívanější kryty lineární pohybové soustavy. Je to z důvodu použití pouze jednoho krytu na celou pohybovou soustavu v jedné ose. Mezi výhody těchto krytů patří pevná ocelová konstrukce, dále pak možnost vytvořit tvarově kryt tak aby odpovídal konstrukčně pro požadovaný stroj. Teleskopické kryty také zarovnávají celkový vzhled stroje. Mezi nevýhody patří vyšší hmotnost ocelových krytů, která nepříznivě ovlivňuje dynamiku a chod stroje.



Obr. 48 – Konstrukční provedení teleskopického krytu společnosti HENNIG [25]

1 – kluzátka, 2 – rolna, 3 – Závěsné zařízení, 4 – interní odvod vody, 5 – vrchní plochy ocelové nebo nerezové plechy v pochozím provedení, 6 – různé stírací systémy, 7 – teleskopické tlumiče, 8 – nůžky, 9 – vodící lišty

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

5 VOLBA PARAMETRŮ A KONSTRUKCE PORTÁLOVÉ FRÉZKY

Tato kapitola se bude zabývat otázkou zaměření stroje z hlediska koncového uživatele. Dále pak předběžnou volbou půdorysu stroje, výšky stroje, velikosti desky stolu, rozsahu posuvu v ose Z, maximálního zatížení desky stolu, maximálních hodnot rychlostí posuvů a počtu nástrojů v zásobníku. Druhá část kapitoly je zaměřená na výběr nejvhodnější varianty portálové frézky.

5.1 VOLBA ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ PORTÁLOVÉ FRÉZKY

Parametry frézky volím s ohledem na koncového uživatele. Další kritérium volby parametrů a konstrukce stroje je inspirace u samotných výrobců strojů. Jak již bylo zmíněno v kapitole tři, důležitým krokem pro konkurenceschopný výrobek je provést důkladnou analýzu trhu. Můj konstrukční návrh by měl z velké části vycházet z již existujících řešení výrobců.

V tomto případě se jedná o návrh levné alternativy konvenčně vyráběných portálových frézek. Frézka by měla sloužit výhradně mým účelům, v budoucnu bych chtěl návrh realizovat. Do další cílové skupiny bych zařadil začínající firmy nebo firmy, které nechtějí zakupovat drahé stroje.

Prvotní kritéria při návrhu portálové frézky jsou následující: volba typu obrábění, volba obráběného materiálu, volba nástroje pro obrábění a volba samotného vřetene. Následuje návrh konstrukce stroje, kde se zvolí jednotlivé vedení a posuvy os. Samozřejmostí je také volba rozsahů pojezdů ve všech osách, určení rozměrů upínací desky, zvolení maximální hmotnosti obrobku, popřípadě předběžné zvolení rychlostí posuvů ve všech osách, maximálních vnějších rozměrů frézky a přesnosti stroje.

Z hlediska transportu stroje by měl být půdorys, výška a hmotnost stroje co nejmenší. Samozřejmě se musí zachovat poměr velikosti pracovního prostoru stroje a velikosti samotné konstrukce mimo pracovní prostor. Frézka v ideálním případě bude transportována jako celek a měla by se vejít do nákladního prostoru dodávky, případně nákladního automobilu. Šířka, délka, výška nákladního prostoru u standardního nákladního automobilu je 2,4x13x2,6 metru. Tyto hodnoty budou zvoleny jako maximální rozměr půdorysu a výšky frézky.

Zadání diplomové práce hovoří o minimálních hodnotách rozměru stolu a posuvu v ose Z. Je to z důvodu, že v době výběru tématu jsem přesně nevěděl jaké rozměry stolu a pojezdů budou vyhovovat mým představám. Dané parametry se v průběhu konstrukce stroje mohou změnit. Předběžně volím plochu stolu 600x1200 mm a to z důvodu možnosti obrábění dlouhých součástí. Pojezd v ose Z by měl být větší než minimální zadání, protože v případě použití dlouhých nástrojů by posuv 400 mm nemusel stačit. Z tohoto důvodu volím pojezd v ose Z 700 mm. Předběžně volená hodnota pojezdu se může ještě změnit, např. z důvodu, že výška stroje bude velká a nebude možnost pronájmu odpovídajícího transportního vozidla za rozumnou cenu.

Přesnost polohování stroje by měla být alespoň 0,05 mm. Tato hodnota odpovídá mým požadavkům a měla by vyhovovat i cílové skupině zákazníků. Samozřejmě skutečná přesnost bude zjištělná až při testování, např. ballbarem na vyrobeném stroji.

Nosnost stolu frézky by měla být při klasické zátěži max. 200 kg. Hodnota 200 kg je pro mou potřebu dostatečná. V případě zákazníka by hodnota 200 kg už nemusela stačit. Z tohoto důvodu volím maximální zatížení stolu 900 kg.

Z analýzy trhu vyplynula minimální a maximální hodnota posuvů používaných výrobců. Z důvodu použití stroje v kusové nebo malosériové výrobě, rychlost posuvů v ose X, Y, Z nemusí být nikterak velká. Zde volím max. hodnotu posuvu 10 000 mm/min.

Hodnoty vřetene frézky budou vycházet z požadavků na nástroj a velikosti ubírané třísky. Pro upínání nástroje volím ISO upínač. Důvodem je nízká cena a rozšířené použití v evropských zemích. Veškeré výhody a nevýhody ISO upínačů jsou uvedeny v kapitole 4.4. Samotný výběr vřetene bude proveden v jedné z následujících kapitol, kde také budou zvoleny další parametry vřetene.

Frézka by měla být také vybavena automatickou výměnou a zásobníkem nástrojů. Z hlediska použití stroje pro kusovou nebo malosériovou výrobu bude postačovat zásobník pro 15 nástrojů.

Tabulka 9 nám ukazuje předběžně zvolené parametry portálové frézky, kde jsou souhrnně sepsány veškeré předběžně zvolené parametry z předešlého textu.

Tabulka 9 - Předběžně zvolené parametry portálové frézky

Specifikace	Hodnota	Jednotka
Rozměr upínací plochy stolu	600 x 1 200	[mm]
Pojezd v ose X	1 200	[mm]
Pojezd v ose Y	600	[mm]
Pojezd v ose Z	700	[mm]
Maximální hmotnost obrobku	900	[kg]
Rychlost posuvů v osách X, Y, Z	10 000	[mm/min]
Max. rozměr půdorysu stroje	2 400 x 13 000	[mm]
Max. výška stroje	2 600	[mm]
Přesnost polohování	0,05	[mm]
Otáčky vřetene	---	[min ⁻¹]
Maximální krouticí moment vřetene	---	[Nm]
Výkon pohonu vřetene	---	[kW]
Kužel vřetene	ISO	
Počet nástrojů v zásobníku	15	[ks]

5.2 VOLBA TYPU KONSTRUKCE PORTÁLOVÉ FRÉZKY

V této kapitole budou porovnávány tři typy portálových frézek a to horní gantry, dolní gantry a portálová frézka s pohyblivým stolem. Výběr nejvhodnější varianty bude metodou, kde nejdříve určíme porovnávaná kritéria, následně mezi ně rozdělím 100 bodů, dle důležitosti a potom jednotlivá kritéria budu hodnotit pětibodovou stupnicí. Pětibodová stupnice má opačné hodnocení jako ve škole, kde vyšší číslo má význam lepšího splnění zadaného kritéria. Metoda pro určení priorit se nazývá Metfesselova alokace 100 bodů a metoda pro hodnocení kritérií je známá pod názvem bodovací metoda.

Následné vyhodnocení proběhne vynásobením čísla uvedeného ve sloupci důležitost, hodnotící známkou (1 až 5). Následuje stejný postup u všech kritérií pro daný typ frézky a následný součet hodnot je zapsán do posledního řádku tabulky. Vyšší číslo v posledním řádku tabulky značí vhodnost konstrukce z hlediska parametrů uvedených v kapitole 5.1.

Tabulka 10 - Hodnocení jednotlivých typů portálových frézek

	Váha parametru	Horní gantry	Dolní gantry	Pohyblivý stůl
Požadavky na zastavěný prostor	10	4	4	2
Přístupnost pracovního prostoru	5	2	5	5
Složitost konstrukce jednotlivých os	20	3	2	4
Tuhost konstrukce	5	4	3	4
Množství výskytu na trhu s podobnými parametry jak v tab. 9 a požadavky z kap. 5.1	5	4	1	4
Vzhledem k rešerši vhodnost pro obrobek do 900 kg	30	3	2	4
Vhodnost pro rozměr upínací desky stolu 600 x 1 200 mm	15	4	2	4
Vhodnost pro maximální půdorys a výšku stroje uvedené v tab. 9	10	4	4	4
Celkem bodů:		340	255	385

Požadavky na zastavěný prostor: nespornou nevýhodu má portálová frézka s pohyblivým stolem, kde ve směru posuvu stolu frézka bude zabírat nejvíce prostoru.

Přístupnost pracovního prostoru: nejhůře přístupný pracovní prostor je u portálové frézky s horní gantry, kde musí být stojany po celé délce pojezdu portálu. V případě pohyblivého stolu a dolního gantry je bezproblémový přístup ze všech stran.

Složitost konstrukce jednotlivých os: v případě horního a dolního gantry musí být použity dva pohony příčnicku a portálu. U dolní gantry je další nevýhodou vyšší hmotnost přesouvaných hmot. U pohyblivého stolu postačuje pouze jeden pohon.

Tuhost konstrukce: dle mého názoru dolní gantry bude mít nepatrně menší tuhost konstrukce než zbylé dvě varianty.

Množství výskytu na trhu s podobnými parametry jako v tab. 9 a požadavky z kap. 5.1: po projití velkého množství výrobců obráběcích strojů jsem usoudil, že portálové frézky typu spodní gantry požadovaných parametrů žádní výrobci nevyrábí. Mezi nejčastěji nabízené frézky požadovaných parametrů patřily zbylé dva typy.

Vzhledem k rešerši vhodnost pro obrobek do 900 kg: z analýzy trhu vyplynula skutečnost, že nejpoužívanějším typem pro lehčí obrobky je portálová frézka s pohyblivým stolem. Následně pak horní gantry a dolní gantry.

Vhodnost pro rozměr upínací desky stolu 600x1200 mm: horní i dolní gantry se nejčastěji používají pro velké stoly, zejména z hlediska jejich délky. Z analýzy trhu vyplynula skutečnost použití horního gantry i pro stoly menších rozměrů. Analýza trhu také ukázala vhodnost použití posuvného stolu pro menší rozměry stolů.

Vhodnost pro maximální půdorys a výšku stroje uvedené v tab. 9: zde si myslím, že celková výška, šířka a délka frézky nebude přesahovat maximální rozměry uvedeného nákladního prostoru. Z toho se dá usoudit stejná vhodnost všech tří variant na transport stroje jako celek.

Str. 40	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Z analýzy v tabulce 10 vyplynula skutečnost, že nejvhodnější použití pro uvedené parametry je portálová frézka s posuvným stolem. Následující část práce se bude zabývat konstrukčním návrhem tohoto typu frézky.

6 NÁVRH VŘETENE

Výstupem kapitoly bude určení všech parametrů vřetene. Kapitola také obsahuje volbu upínače pro upnutí nástroje do vřetene.

6.1 OBLAST VYUŽITÍ STROJE

Jak již bylo zmíněno, stroj je určen pro moji potřebu, popřípadě pro malé firmy. Stroj bude z velké míry určen k obrábění oceli, třídy 11 a 12, ale občas se můžou objevit i obrobky z nerezové oceli. Nejčastější prací stroje bude frézování částí desek, vrtání otvorů, tvorba závitů, frézování drážek do hřídelů nebo „jeklů“ a obrábění méně složitých ploch.

6.2 STANOVENÍ ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ VŘETENE

Jak je patrné z požadovaných operací, vřeteno bude nejvíce namáháno při hrubování desek pomocí frézovacích hlav a při hrubování čelní drážkovou frézou. Při vrtání bude vřeteno nejvíce namáháno v ose Z. Pro frézování desek volím frézovací hlavu o průměru 80 mm a pro čelní drážkové frézování čelní drážkovou frézu o průměru 12 mm. Maximální úběr třísky pro frézování pomocí frézovacích hlav bude pět milimetrů a pro frézování čelní stopkovou frézou čtyři milimetry. Pro vrtání volím maximální průměr vrtáku 20 mm s tím, že se bude vrtat do předvrtané díry 5 mm. Pro výpočet řezných sil je zvolen nejhůře obrobitelný materiál. Pro čelní drážkové frézování a vrtání volím jako nejhůře obrobitelný materiál nerezovou ocel třídy 17 a pro frézování frézovacími hlavami volím jako nejhůře obrobitelný materiál ocel třídy 12.

Tabulka 11 – Hodnoty materiálových konstant pro korozivzdornou ocel třídy 17 [26]

Parametr	Hodnota
Specifická řezná síla	$K_{c1.1} = 2\,000\text{ MPa}$
Nárůst měrné řezné síly v závislosti na tloušťce třísky	$m_c = 0,21$

Tabulka 12 - Hodnoty materiálových konstant pro ocel třídy 12 [26]

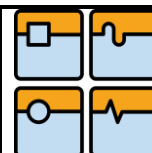
Parametr	Hodnota
Specifická řezná síla	$K_{c1.1} = 1\,700\text{ MPa}$
Nárůst měrné řezné síly v závislosti na tloušťce třísky	$m_c = 0,25$

FRÉZOVÁNÍ FRÉZOVACÍ HLAVOU

V tabulce 13 jsou zvoleny parametry nástroje pro frézování. Výpočet provádím dle katalogu od společnosti WALTER (v seznamu použitých zdrojů pod číslem 26).

Tabulka 13 - Parametry zvolené frézovací hlavy F4048.B27.080.Z07.10 s břitovou destičkou SNMX120512-F67 [26]

Parametr	Hodnota
Průměr nástroje	$D_c = 80\text{ mm}$
Počet zubů nástroje	$Z_c = 7$
Šířka záběru	$a_e = 80\text{ mm}$
Hloubka záběru (hrubování/dokončování)	$a_p = 5\text{ mm} / 0,5\text{ mm}$
Nástrojový úhel nastavení ostří	$\kappa = 88^\circ$
Nástrojový ortogonální úhel čela	$\gamma_0 = 16^\circ$
Řezná rychlost	$v_c = 100\text{ m}\cdot\text{min}^{-1}$
Posuv na zub (hrubování/dokončování)	$f_z = 0,2\text{ mm}\cdot\text{zub}^{-1} / 0,1\text{ mm}\cdot\text{zub}^{-1}$

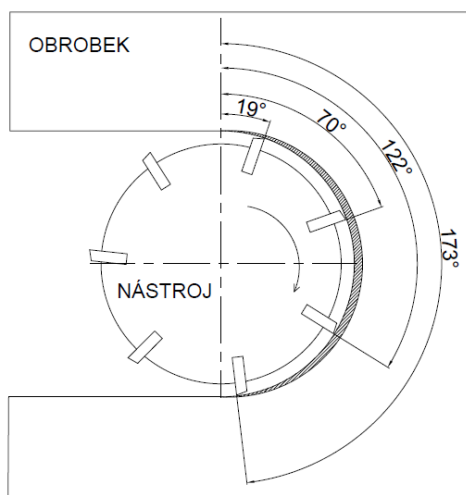


Otáčky nástroje:

$$n_c = \frac{v_c \cdot 1000}{D_c \cdot \pi} = \frac{100 \cdot 1000}{80 \cdot \pi} = 398 \text{ ot.min}^{-1} \quad (1)$$

Rychlost posuvu:

$$v_f = n_c \cdot Z \cdot f_z = 398 \cdot 7 \cdot 0,2 = 557 \text{ mm.min}^{-1} \quad (2)$$



Obr. 49 - Rozložení zubů v záběru zvolené frézovací hlavy

Jmenovitý průřez třísky $A_{D1,2,3,4}$ pro i -tý zub v záběru:

$$A_{D1} = f_z \cdot a_p \cdot \sin \varphi_1 = 0,2 \cdot 5 \cdot \sin 19^\circ = 0,33 \text{ mm}^2 \quad (3)$$

$$A_{D2} = f_z \cdot a_p \cdot \sin \varphi_2 = 0,2 \cdot 5 \cdot \sin 70^\circ = 0,94 \text{ mm}^2 \quad (4)$$

$$A_{D3} = f_z \cdot a_p \cdot \sin \varphi_3 = 0,2 \cdot 5 \cdot \sin 122^\circ = 0,85 \text{ mm}^2 \quad (5)$$

$$A_{D4} = f_z \cdot a_p \cdot \sin \varphi_4 = 0,2 \cdot 5 \cdot \sin 173^\circ = 0,12 \text{ mm}^2 \quad (6)$$

Jmenovitá tloušťka třísky $h_{D1,2,3,4}$ pro i -tý zub v záběru:

$$h_{D1} = f_z \cdot \sin \kappa \cdot \sin \varphi_1 = 0,2 \cdot \sin 88^\circ \cdot \sin 19^\circ = 0,065 \text{ mm} \quad (7)$$

$$h_{D2} = f_z \cdot \sin \kappa \cdot \sin \varphi_2 = 0,2 \cdot \sin 88^\circ \cdot \sin 70^\circ = 0,188 \text{ mm} \quad (8)$$

$$h_{D3} = f_z \cdot \sin \kappa \cdot \sin \varphi_3 = 0,2 \cdot \sin 88^\circ \cdot \sin 122^\circ = 0,17 \text{ mm} \quad (9)$$

$$h_{D4} = f_z \cdot \sin \kappa \cdot \sin \varphi_4 = 0,2 \cdot \sin 88^\circ \cdot \sin 173^\circ = 0,024 \text{ mm} \quad (10)$$

Měrná řezná síla při daném způsobu obrábění $k_{c1,2,3,4}$ pro i -tý zub v záběru:

$$k_{c1} = \frac{k_{c1,1}}{h_{D1}^{m_c}} \cdot \left(1 - \frac{\gamma_0}{100}\right) = \frac{1700}{0,065^{0,25}} \cdot \left(1 - \frac{16}{100}\right) = 2828 \text{ MPa} \quad (11)$$

$$k_{c2} = \frac{k_{c1,1}}{h_{D2}^{m_c}} \cdot \left(1 - \frac{\gamma_0}{100}\right) = \frac{1700}{0,188^{0,25}} \cdot \left(1 - \frac{16}{100}\right) = 2169 \text{ MPa} \quad (12)$$

$$k_{c3} = \frac{k_{c1,1}}{h_{D3}^{m_c}} \cdot \left(1 - \frac{\gamma_0}{100}\right) = \frac{1700}{0,17^{0,25}} \cdot \left(1 - \frac{16}{100}\right) = 2224 \text{ MPa} \quad (13)$$

$$k_{c4} = \frac{k_{c1,1}}{h_{D4}^{m_c}} \cdot \left(1 - \frac{\gamma_0}{100}\right) = \frac{1700}{0,024^{0,25}} \cdot \left(1 - \frac{16}{100}\right) = 3628 \text{ MPa} \quad (14)$$

Řezná síla $F_{c1,2,3,4}$ pro i -tý zub v záběru:

$$F_{c1} = A_{D1} \cdot k_{c1} = 0,33 \cdot 2\,828 = 933 \text{ N} \quad (15)$$

$$F_{c2} = A_{D2} \cdot k_{c2} = 0,94 \cdot 2\,169 = 2\,039 \text{ N} \quad (16)$$

$$F_{c3} = A_{D3} \cdot k_{c3} = 0,85 \cdot 2\,224 = 1\,890 \text{ N} \quad (17)$$

$$F_{c4} = A_{D4} \cdot k_{c4} = 0,12 \cdot 3\,628 = 435 \text{ N} \quad (18)$$

Celková řezná síla:

$$F_c = F_{c1} + F_{c2} + F_{c3} + F_{c4} = 933 + 2\,039 + 1\,890 + 435 = 5\,297 \text{ N} \quad (19)$$

Krouticí moment na nástroji při frézování:

$$M_k = F_c \cdot \frac{D_c}{2 \cdot 1\,000} = 5\,297 \cdot \frac{80}{2 \cdot 1\,000} = 212 \text{ Nm} \quad (20)$$

Řezný výkon při frézování:

$$P_c = \frac{F_c \cdot v_c}{6 \cdot 10^4} = \frac{5\,297 \cdot 100}{6 \cdot 10^4} = 8,8 \text{ kW} \quad (21)$$

Tabulka 14 - Výsledné parametry při dokončovací operaci

Parametr	Hodnota
Celková řezná síla	306,5 N
Krouticí moment na nástroji	12,3 Nm
Řezný výkon při frézování	0,51 kW

Kontrolní výpočet byl proveden v programu, který nabízí společnost WALTER na svých internetových stránkách. Dostupný z: <http://www.walter-tools.com/SiteCollectionDocuments/wmc/index-bakup.html#content/shoulderMilling>. Dle tohoto programu vychází výpočet totožně.

ČELNÍ DRÁŽKOVÉ FRÉZOVÁNÍ

V tabulce 15 jsou zvoleny parametry nástroje pro frézování.

Tabulka 15 - Parametry čelní válcové frézy Protostar N30 dle DIN 6527 [26]

Parametr	Hodnota
Průměr nástroje	$D_c = 12 \text{ mm}$
Počet zubů nástroje	$Z_c = 4$
Šířka záběru	$a_e = 12 \text{ mm}$
Hloubka záběru	$a_p = 4 \text{ mm}$
Nástrojový úhel nastavení ostří	$\kappa = 90^\circ$
Nástrojový ortogonální úhel čela	$\gamma_0 = 10^\circ$
Řezná rychlost	$v_c = 100 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$
Posuv na zub	$f_z = 0,2 \text{ mm} \cdot \text{zub}^{-1}$

Tabulka 16 – Spočtené hodnoty při frézování stopkovou frézou

Parametr	Hodnota
Otáčky nástroje	2 653 ot.min ⁻¹
Celková řezná síla	3 101 N
Krouticí moment na nástroji	18,6 Nm
Řezný výkon při frézování	5,2 kW

Nárůst otáček vřetene při použití menšího průměru frézy znázorňuje tabulka 17.

Tabulka 17 - Otáčky nástroje pro různé průměry nástrojů

Průměr nástroje [mm]	Otáčky nástroje [ot.min ⁻¹]
10	3 183
6	5 305

VRTÁNÍ

V tabulce 18 volím nástroj pro vrtání otvorů. Výpočet je proveden dle katalogu od společnosti WALTER (v seznamu použitých zdrojů pod číslem 26).

Tabulka 18 - Parametry vrtáku A2258 dle DIN 1897 [26]

Parametr	Hodnota
Průměr nástroje	D _c = 20 mm
Počet zubů nástroje	Z = 2
Nástrojový úhel nastavení ostří	κ = 65°
Nástrojový ortogonální úhel čela	γ ₀ = 25°
Řezná rychlost	v _c = 10 m.min ⁻¹
Posuv na otáčku	f _n = 0,2 mm.ot ⁻¹

Posuv na zub při vrtání:

$$f_z = \frac{f_n}{Z} = \frac{0,2}{2} = 0,1 \text{ mm.zub}^{-1} \quad (22)$$

Jmenovitá tloušťka třísky při vrtání:

$$h_D = f_z \cdot \sin \kappa = 0,1 \cdot \sin 65^\circ = 0,09 \text{ mm} \quad (23)$$

Jmenovitá šířka třísky při vrtání:

$$b_d = \frac{D_c - d}{2 \cdot \sin \kappa} = \frac{20 - 5}{2 \cdot \sin 65^\circ} = 8,28 \text{ mm} \quad (24)$$

Jmenovitý průřez třísky při vrtání:

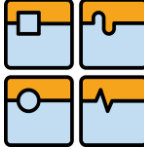
$$A_D = \frac{D_c - d}{4} \cdot f_n = \frac{20 - 5}{4} \cdot 0,2 = 0,75 \text{ mm} \quad (25)$$

Měrná řezná síla při vrtání:

$$k_c = \frac{k_{c1.1}}{h_D^{m_c}} \cdot \left(1 - \frac{\gamma_0}{100}\right) = \frac{2\,000}{0,09^{0,21}} \cdot \left(1 - \frac{25}{100}\right) = 2\,487 \text{ MPa} \quad (26)$$

Celková řezná síla při vrtání:

$$F_c = k_c \cdot A_D = 2\,487 \cdot 0,75 = 1\,865 \text{ N} \quad (27)$$

Str. 45	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Síla posuvu při vrtání:

$$F_f = 0,5 \cdot k_c \cdot \frac{D_c - d}{2} \cdot f_n \cdot \sin \kappa = 0,5 \cdot 2\,487 \cdot \frac{20 - 5}{2} \cdot 0,2 \cdot \sin 65^\circ = 1\,690 \text{ N} \quad (28)$$

Krouticí moment na nástroji při vrtání:

$$M_{kn} = 2 \cdot \frac{F_c}{2} \cdot \frac{D_c - d}{4\,000} = 2 \cdot \frac{1\,865}{2} \cdot \frac{20 - 5}{4\,000} = 7 \text{ N.m} \quad (29)$$

Otáčky nástroje pro vrtání:

$$n = \frac{v_c \cdot 1\,000}{D_n \cdot \pi} = \frac{10 \cdot 1\,000}{20 \cdot \pi} = 159 \text{ ot.min}^{-1} \quad (30)$$

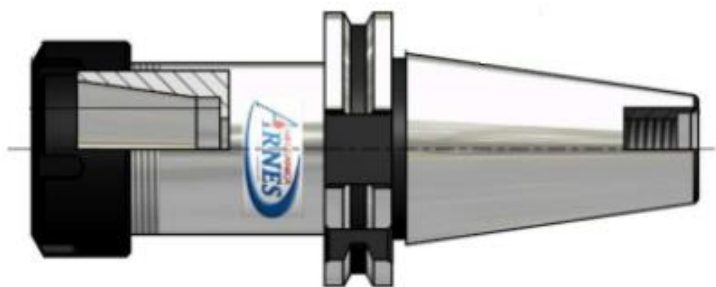
Řezný výkon při vrtání:

$$P_c = \frac{M_{kn} \cdot n}{9,55 \cdot 1\,000} = \frac{7 \cdot 159}{9,55 \cdot 1\,000} = 0,12 \text{ kW} \quad (31)$$

Ze všech nástrojů co byly zkušebně spočteny, frézovací hlava F4048.B32.100.Z06.10 bude mít největší nároky na parametry vřetene. Maximální potřebné otáčky frézy budou vycházet při použití fréz malých průměrů.

6.3 VOLBA UPÍNÁNÍ NÁSTROJE

Pro upnutí nástroje s válcovou stopkou volím kleštinový mechanismus. Důvodem volby je největší rozšířenost nástrojů s válcovou stopkou. Upínací kužel volím ISO 50. Důvodem se zdá být velká rozšířenost a nízká cena. Kleštinový upínač dle DIN 6499 umožňuje upnutí nástroje s válcovou stopkou a to od průměru 0,5 mm až po průměr 34 mm.



Obr. 50 - Kleštinový upínač ISO 50 [27]



Obr. 51 - Kleština dle DIN 6499 [28]

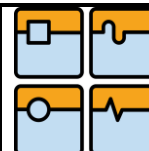
Pro upnutí ISO kužele do vřetene je zapotřebí přišroubovat do zadní části ISO upínače upínací stopku dle ISO 7388/2. Dle mého názoru kleštinové upínače jsou nejjednodušší a snad i nejrozšířenější způsob pro upnutí nástroje do vřetene.



Obr. 52 - Upínací stopka dle ISO 7388/2 [29]

6.4 VOLBA VŘETENE

V následující kapitole bude uvedeno několik vřeten od různých výrobců. Následně stejnou metodou jak při výběru typu konstrukce portálové frézky, bude zvoleno nejvhodnější vřeteno. Vřetena jsou volena pro upínač ISO 50. Parametry otáček, výkonu a točivého momentu volím s ohledem na vypočtené hodnoty z kapitoly 6.1.2. Dále budu brát ohled na parametry vřeten, které jsou uvedeny v rešerši výrobců frézek.



6.4.1 SPOLEČNOST SETCO

Vřeteno 206A350 je univerzální vřeteno v provedení elektrovřetene s integrovaným motorem uvnitř. Vřeteno má automatickou výměnu nástrojů. Rozměry vřetene jsou délka 1 052 mm a maximální průměr 310 mm. [30]



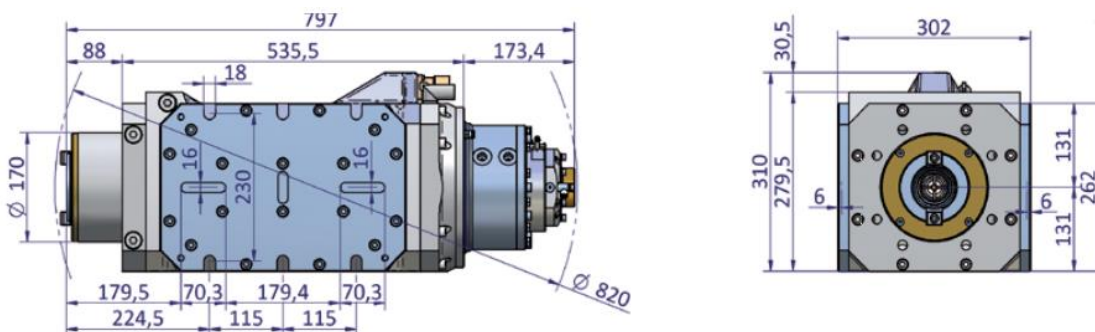
Obr. 53 - Vřeteno 206A350 od společnosti SETCO [30]

Tabulka 19 – Parametry vřetene 206A350 od společnosti SETCO [30]

Maximální otáčky vřetene	6 000 ot.min ⁻¹
Hmotnost vřetene	175 kg
Maximální frekvence motoru	-
Výkon vřetene	25 kW
Točivý moment	238 Nm
Rozhraní nástroje	ISO 50
Uvolnění nástroje	Pneumaticky

6.4.2 SPOLEČNOST SACCARDO

Standartní výbava vřetene: hydraulický válec pro automatickou výměnu nástrojů, sensory pro polohování, nerezová hřídel s vnitřním průtokem vody pro chlazení obrobku při obrábění. Vřeteno má rám vyrobený z hliníku a pomocí šesti šroubů M16 ho upevňujeme ke smykadlu frézky. [31]



Obr. 54 - Vřeteno VA25A od společnosti SACCARDO [31]

Tabulka 20 - Parametry vřetene VA25A od společnosti SACCARDO [31]

Maximální otáčky vřetene	6000 ot.min ⁻¹
Hmotnost vřetene	212 kg
Maximální frekvence motoru	300 Hz
Výkon vřetene	25 kW
Točivý moment	250 Nm
Rozhraní nástroje	ISO 50
Uvolnění nástroje	Hydraulicky

6.4.3 SPOLEČNOST UKF

Vřeteno v provedení elektrovřetene je vybaveno automatickou výměnou nástrojů a vodním chladicím systémem, při obrábění, skrze hřídel. Vřeteno upevňujeme pomocí dvanácti šroubů. Rozměry vřetene jsou délka 983 mm a maximální průměr 340 mm. [32]



Obr. 55 - Vřeteno RHS 280.T.G1 od společnosti UKF [32]

Tabulka 21 - Parametry vřetene RHS 280.T.G1 od společnosti UKF [32]

Maximální otáčky vřetene	5 000 ot.min ⁻¹
Hmotnost vřetene	198 kg
Maximální frekvence motoru	167 Hz
Výkon vřetene	63 kW
Točivý moment	300 Nm
Rozhraní nástroje	ISO 50
Uvolnění nástroje	Pneumaticky

6.4.4 SPOLEČNOST HSD MECHATRONICS

Vřeteno je vybaveno automatickou výměnou nástrojů, ložisky s dlouhou životností a vodním chlazením. Ocelové tělo vřetene zaručuje pevnou konstrukci. Rozměry vřetene jsou následující: délka 780 mm a maximální průměr 298 mm. [33]



Obr. 56 – Vřeteno ES750-H6161H1029 od společnosti HSD MECHATRONICS [33]

Tabulka 22 – Parametry vřetene ES750-H6161H1029 od společnosti HSD MECHATRONICS [33]

Maximální otáčky vřetene	10 000 ot.min ⁻¹
Hmotnost vřetene	150 kg
Maximální frekvence motoru	667 Hz
Výkon vřetene	30 kW
Točivý moment	224 Nm
Rozhraní nástroje	ISO 50
Uvolnění nástroje	Pneumaticky

6.4.5 VOLBA NEJVHODNĚJŠÍHO VŘETENE

Hodnoty otáček, momentu a výkonu uvedených vřeten se pohybují v určitých intervalech. Otáčky vřetene musí vyhovovat požadovaným otáčkám nástroje uvedených v tabulce 17. S určitou rezervou volím minimální požadované maximální otáčky vřetene více jak 6 000 ot.min⁻¹. Minimální požadovaný moment vřetene udává rovnice 13. S určitou rezervou volím minimální moment vřetene více jak 220 Nm. Výkon vřetene, s určitou rezervou, musí být větší jak 10 kW.

Důležitým aspektem pro výběr nejvhodnějšího vřetene je hmotnost a rozměry. Dalším důležitým kritériem může být cena. Bohužel cenu výrobci ve svých katalozích neuvádí, ale přibližná hodnota se dá usoudit z parametrů vřetene.

Metoda pro určení nejvhodnějšího vřetene je stejná jak při výběru nejvhodnějšího typu portálové frézky. Pro připomenutí metody - nejdříve určím porovnávaná kritéria, následně mezi ně rozdělím 100 bodů dle důležitosti a potom jednotlivá kritéria budu hodnotit pětibodovou stupnicí. Pětibodová stupnice má opačné hodnocení jako ve škole, kde vyšší číslo má význam lepšího splnění zadaného kritéria. Metoda pro určení priorit se nazývá Metfesselova alokace 100 bodů a metoda pro hodnocení kritérií je známá pod názvem bodovací metoda.

Tabulka 23 - Hodnocení jednotlivých typů vřeten

	Váha parametru	Vřeteno 206A350	Vřeteno VA25A	Vřeteno RHS 280.T.G1	Vřeteno ES750-H6161H1029
Hmotnost vřetene	30	4	2	3	5
Maximální otáčky vřetene nad 6 000 ot.min ⁻¹	15	5	5	3	3
Odhadnutá hodnota vřetene	5	4	3	3	3
Velikost vřetene	20	2	3	4	4
Hodnota výkonu nad 10 kW	15	4	4	2	3
Hodnota momentu nad 220 Nm	15	4	3	2	5
Celkem bodů:		375	315	290	410

Hmotnost vřetene: hmotnost vřetene a smykadla ovlivňuje celkovou hmotnost přesouvaných hmot. Tím pádem vznikají vyšší nároky na lineární vedení a na samotný posuvový mechanismus os. Čím má vřeteno nižší hmotnost, tím je jeho volba ideálnější.

Maximální otáčky vřetene nad 6 000 ot.min⁻¹: pokud se otáčky vřetene pohybují nad určenou hodnotou, kritérium splňuje požadavky. V případě, že otáčky jsou pod určenou hodnotou, bodování výrazně klesá. Při otáčkách nad zvolenou hodnotou bodování jen mírně klesá.

Odhadnutá hodnota vřetene: hrubý a velice nepřesný odhad hodnoty vřetene se dá určit z popisu vřetene uváděným výrobcí. Díky tomu je tomuto kritériu přiřazena nízká důležitost.

Velikost vřetene: velikost vřetene je z hlediska vměstnání vřetene do smykadla klíčová. Čím menší vřeteno bude, tím bude optimálnější ho použít.

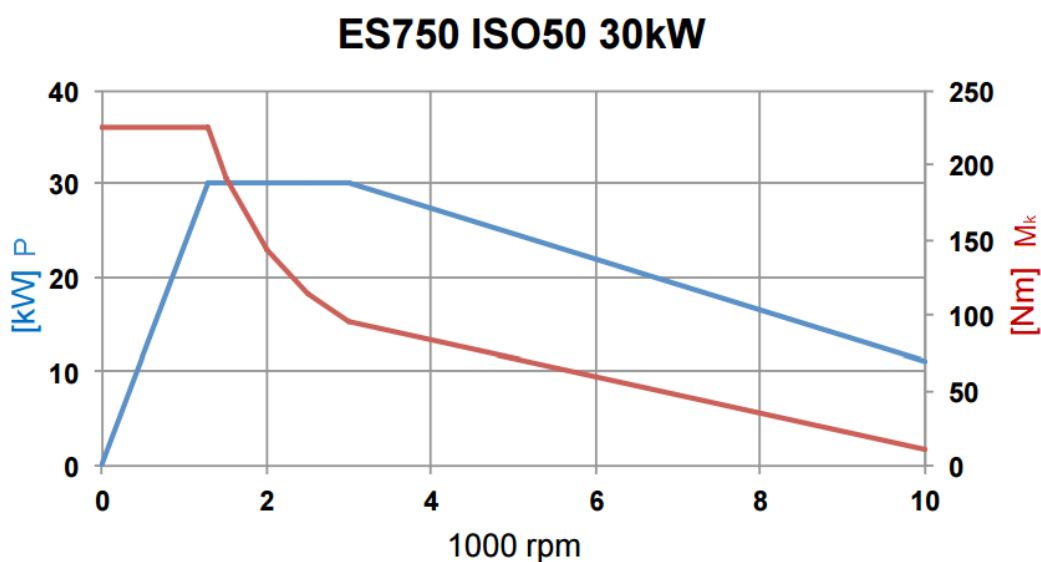
Hodnota výkonu nad 10 kW: pokud se výkon vřetene pohybuje nad určenou hodnotou, kritérium požadavky splňuje. V případě, že výkon je pod určenou hodnotou, bodování výrazně klesá. Při výkonu nad zvolenou hodnotou bodování jen mírně klesá.

Hodnota momentu nad 220 Nm: pokud se hodnota momentu vřetene pohybuje nad určenou hodnotou, kritérium splňuje požadavky. V případě, že moment klesnul pod určenou hodnotou, bodování výrazně klesá. Při momentu nad zvolenou hodnotou bodování jen mírně klesá.

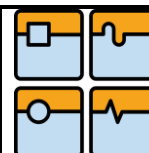
Z celkového počtu čtyř vřeten vyniká svými klady vřeteno od společnosti HSD MECHATRONICS. Vřeteno ES750-H6161H1029 vyniká hlavně svojí hmotností a kompaktním provedením. Z tohoto důvodu je vřeteno ideální volbou pro můj stroj.

6.4.6 PARAMETRY ZVOLENÉHO VŘETENE ES750 - H6161H1029

Výrobce vřetene udává ve svém katalogu momentovou charakteristiku, viz obr. 57. Tato charakteristika je potřebná pro nastavení optimálních hodnot při obrábění. Dále výrobce uvádí technické informace vřetene, viz tabulka 24. Tyto informace budou nezbytné pro elektroinstalaci stroje.



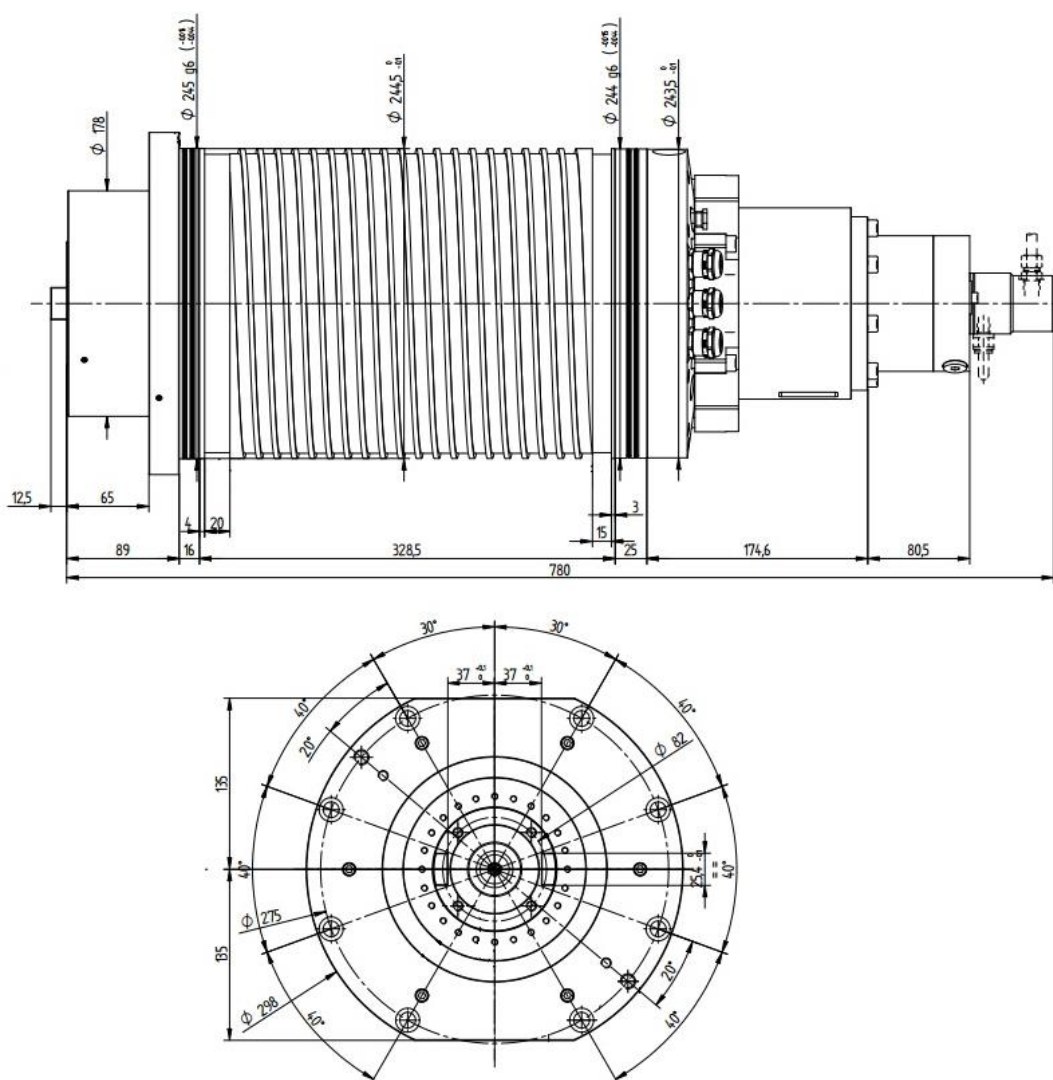
Obr. 57 - Momentová charakteristika (červená křivka) a výkonová charakteristika (modrá křivka) vřetene ES750 - H6161H1029 [34]



Tabulka 24 - Technické informace vřetene ES750 - H6161H1029 [33]

Parametr	Hodnota
Jmenovité napětí	380 V
Jmenovitá frekvence	667 Hz
Jmenovité otáčky	10 000 ot.min ⁻¹
Jmenovitý výkon	30 kW
Jmenovitý točivý moment	224 Nm
Jmenovitý proud	74 A
Jmenovitá účinnost	0,8
Účíník	0,8
Počet pólů	8
Třída izolace	F (140°C)
Typ chlazení	Vodní chlazení
Hmotnost	150 kg

Vřeteno je přišroubováno ke smykadlu pomocí osmi šroubů M12. Rozmístění jednotlivých děr a základní rozměry vřetene udává obr. 58.



Obr. 58 – Základní rozměry vřetene ES750 - H6161H1029 [33]

7 NÁVRH POSUVOVÉ SOUSTAVY PORTÁLOVÉ FRÉZKY

Kapitola se bude zabývat návrhem posuvové soustavy portálové frézky. Výstupem kapitoly bude kompletní specifikace lineárního vedení a posuvového mechanismu pro osu X, Y, Z.

7.1 NÁVRH POSUVOVÉ SOUSTAVY OSY Z

Posuv smykadla ve svislém směru, tzn. nahoru a dolů, vyznačuje osa Z. Pro návrh lineárního vedení a posuvového mechanismu musíme znát některé rozměry a hmotnost smykadla. Veškeré parametry hmotnosti a rozměrů vychází ze 3D modelu, který je vytvořen v programu Autodesk Inventor.

Tabulka 25 - Parametry osy Z

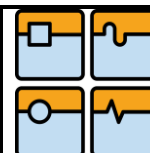
Parametr	Hodnota
Hmotnost smykadla, včetně a dalších komponent	$m_{sm} = 450 \text{ kg}$
Šířka smykadla	320 mm
Hloubka smykadla	348 mm
Délka smykadla	1 182 mm
Rychlost posuvu (převzato z tabulky 9)	$v_p = 0,167 \text{ m.s}^{-1}$
Čas rozběhu na rychlost posuvu (zvoleno)	$t_p = 0,1 \text{ s}$

7.1.1 NÁVRH POSUVOVÉHO MECHANIZMU OSY Z

Z rešerše v kapitole 4.2 vyplívá typ používaného posuvového mechanismu. Tím je kuličkový šroub a matice. Kuličkový šroub volím od společnosti HIWIN o průměru 25 mm s pravotočivým závitem a se stoupáním šroubovice 10 mm. Délka šroubovitě části kuličkového šroubu činí 850 mm. Kuličkový šroub bude upnut do ložiskového domku SFA-20 od společnosti HIWIN. Ložiskový domek slouží pro pevné upnutí kuličkového šroubu. Je vybaven radiálně axiálním ložiskem s kosoúhlým stykem od společnosti ZKL. Zajištění ložiskového domku na hřídeli kuličkového šroubu je dle doporučení společnosti HIWIN pomocí pojistné matice HIR-20. Druhý konec kuličkového šroubu bude upnut do ložiskového domku SLA-20. Ložiskový domek slouží pro volné uložení konce kuličkového šroubu v axiálním směru. V případě dilatace kuličkového šroubu je ideální použít právě tento ložiskový domek. Opracování konců kuličkových šroubů volím dle doporučení od společnosti HIWIN. Dále volím předepnutou kuličkovou jednoduchou přírubovou matici DEB2510-R-3EF od společnosti HIWIN. Tato matice se umísťuje do domečku GFD-25 od společnosti HIWIN a pomocí šroubů je přišroubován k saním. [35]



Obr. 59 - Model použitých komponent osy Z od společnosti HIWIN



Parametry zvoleného kuličkového šroubu jsou uvedeny v tabulce 26. Společnost HIWIN ve svém katalogu (v seznamu použitých zdrojů pod číslem 35) uvádí postup kontrolního výpočtu kuličkového šroubu. Dle tohoto katalogu je potřeba zvolený kuličkový šroub zkontrolovat na maximální otáčky, vzpěrnou tuhost, otáčkový faktor a životnost. [35]

Tabulka 26 - Parametry zvoleného kuličkového šroubu od společnosti HIWIN [35]

Parametr	Hodnota
Jmenovitý průměr kuličkového šroubu	$d_s = 25 \text{ mm}$
Malý průměr kuličkového šroubu	$d_k = 21 \text{ mm}$
Stoupání šroubovice kuličkového šroubu	$P = 10 \text{ mm}$
Nepodepřená délka šroubovitě části kuličkového šroubu	$l_{ndz} = 790 \text{ mm}$
Dynamická tuhost KŠM	$C_{dyn} = 24 \text{ 100 N}$
Statická tuhost KŠM	$C_0 = 36 \text{ 200 N}$
Otáčkový faktor (D_n faktor)	$D_{nmax} = 90 \text{ 000}$

Otáčky kuličkového šroubu při posuvu:

$$n_{kš} = \frac{v_p}{P} = \frac{10\,000}{10} = 1\,000 \text{ min}^{-1} \quad (32)$$

Kritické otáčky šroubu:

$$n_k = k_d \cdot \frac{d_k}{l_{ndz}^2} \cdot 10^8 = 1,88 \cdot \frac{21}{790^2} \cdot 10^8 = 6\,326 \text{ min}^{-1} \quad (33)$$

- koeficient uložení k_d pro uložení kuličkového šroubu na jedné straně pevné a na druhé straně volné uvádí výrobce ve svém katalogu $k_d = 1,88$ [35]

Maximální přípustné otáčky šroubu:

$$n_{max} = n_k \cdot 0,8 = 6\,326 \cdot 0,8 = 5\,061 \text{ min}^{-1} \quad (34)$$

Kontrola maximálních otáček šroubu:

$$n_{kš} < n_{max} \quad (35)$$

$$1\,000 [\text{min}^{-1}] < 5\,061 [\text{min}^{-1}] \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Statická axiální síla působící na šroub:

$$F_{skz} = m_{sm} \cdot g = 450 \cdot 9,81 = 4\,415 \text{ N} \quad (36)$$

- tíhové zrychlení $g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$

Dynamická axiální síla působící na šroub:

$$F_{dk} = m_{sm} \cdot \left(g + \frac{v_p}{t_p}\right) = 450 \cdot \left(9,81 + \frac{0,167}{0,1}\right) = 5\,166 \text{ N} \quad (37)$$

Maximální dovolená teoretická axiální síla:

$$F_k = k_k \cdot \frac{d_k^4}{l_{ndz}^2} \cdot 10^5 = 2,05 \cdot \frac{21^4}{790^2} \cdot 10^5 = 63\,882 \text{ N} \quad (38)$$

Maximální dovolená provozní axiální síla:

Str. 53	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

$$F_{kmax} = F_k \cdot 0,5 = 63\,882 \cdot 0,5 = 31\,941 \text{ N} \quad (39)$$

Kontrola vzpěrné tuhosti šroubu ze statického hlediska:

$$F_{skz} < F_{kmax} \quad (40)$$

$$4\,415 \text{ [N]} < 31\,941 \text{ [N]} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kontrola vzpěrné tuhosti šroubu z dynamického hlediska:

$$F_{dk} < F_{kmax} \quad (41)$$

$$5\,166 \text{ [N]} < 31\,941 \text{ [N]} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Otáčkový faktor (D_n faktor):

$$D_n = d_s \cdot n_{K\check{S}} = 25 \cdot 1\,000 = 25\,000 \quad (42)$$

Kontrola otáčkového faktoru (D_n faktor):

$$D_n < D_{nmax} \quad (43)$$

$$25\,000 < 90\,000 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Životnost kuličkového šroubu závisí na spektru jeho zatížení v čase, plynulosti chodu, čistotě prostředí, dostatečném mazání, vibracích a rázech a na mnoha dalších faktorech. [35]

Životnost kuličkového šroubu vypočítáme pro střední podmínky vzniklé za provozu. Střední podmínky jsou zvoleny jako poloviční hodnota maximálních podmínek vzniklých za provozu.

Životnost KŠM v otáčkách:

$$L = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{24\,100}{2\,583} \right)^3 \cdot 10^6 = 0,812 \cdot 10^9 \text{ ot} \quad (44)$$

- F_m ... střední zatížení [N]

Životnost KŠM v hodinách:

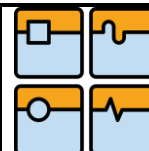
$$L_h = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_m \cdot 60} = \left(\frac{24\,100}{2\,583} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{500 \cdot 60} = 27\,074 \text{ hodin} \quad (45)$$

- n_m ... střední otáčky [min^{-1}]

Z výše uvedených výpočtů vyplývá značná předimenzovanost kuličkového šroubu. Z toho důvodu se dá použít kuličkový šroub o řád menší, ale dle výpočtu by nemusela vyhovovat jeho životnost v hodinách. Životnost zvoleného KŠM vychází na 27 074 hodin. Tato životnost je podle mého názoru optimální. Dle potřeby můžeme osu opatřit kuličkovým šroubem o řád větším, např. z důvodu, že by si zákazník přál vyšší životnost osy.

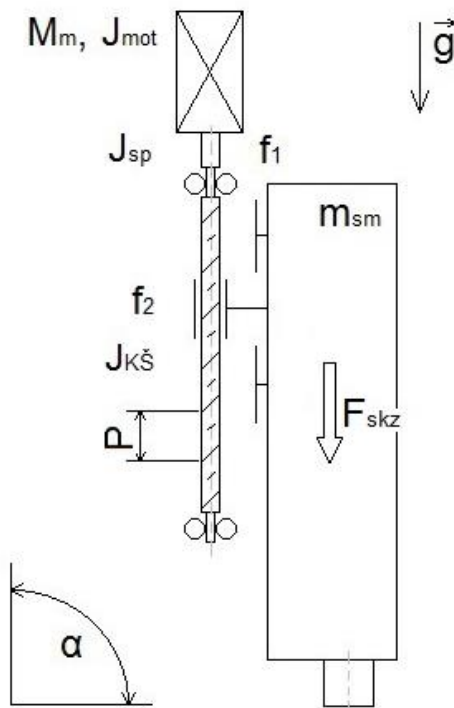
7.1.2 VOLBA POHONU OSY Z

Z rešerše uvedené v kapitole 4.2.1 vyplývá typ motoru, který se používá pro pohon pomocí kuličkového šroubu. Tímto motorem je AC servomotor. Výpočet pro návrh motoru bude rozdělen do několika částí. Nejprve určím moment motoru ze statického hlediska, následně předběžně zvolím AC servomotor a poté ověřím tuto volbu výpočtem momentu motoru z dynamického hlediska. Výpočet AC servomotoru bude probíhat dle literatury *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*, v seznamu použitých zdrojů pod číslem 1.



Dle doporučení z katalogu společnosti HIWIN volím spojení hřídele AC servopohonu a hřídele kuličkového šroubu pomocí bezvůlové pružné hřídelové spojky. Pružná spojka zajišťuje přenos krouticího momentu a tlumení vibrací. Vyrovnává drobné nesouososti a úhlové odchylky mezi spojovanými hřídelemi. Dle doporučení katalogu HIWIN volím hřídelovou spojku GE-T 19/24 SG. Spojka je k dostání od společnosti MATIS. Základní parametry spojky uvádí výrobce ve svém katalogu. V seznamu použitých zdrojů naleznete tento katalog pod číslem 36.

Schématické znázornění osy Z udává obrázek 60. Tento obrázek také popisuje základní veličiny potřebné k výpočtu. Hodnoty některých veličin udává tabulka 27. Případně hodnoty, které už byly použity jsou k nalezení v předchozí kapitole. Moment setrvačnosti motoru, který zde není uveden bude určen až po volbě motoru.



Obr. 60 - Výpočtový model osy Z

M_m – moment AC servomotoru, J_{mot} – moment setrvačnosti kotvy rotoru AC servomotoru, J_{sp} – moment setrvačnosti spojky, f_1 – součinitel tření ve vodících plochách, f_2 – ekvivalentní součinitel tření v KŠM redukovaný na poloměr šroubu, m_{sm} – hmotnost smykadla, včetně a dalších komponent, $J_{KŠ}$ – moment setrvačnosti kuličkového šroubu, P – stoupání šroubovice kuličkového šroubu, F_{skz} – axiální síla působící na šroub, α – úhel sklonu vedení, g – tíhová síla

Tabulka 27 - Známé parametry potřebné pro návrh pohonu osy Z [1, 35]

Parametr	Hodnota
Ekvivalentní součinitel tření v KŠM redukovaný na poloměr šroubu	$f_2 = 0,003$
Součinitel tření ve vodících plochách pro valivé vedení	$f_1 = 0,005$
Úhel sklonu vedení	$\alpha = 90^\circ$
Účinnost kuličkových ložisek u oboustranného uložení	$\eta_L = 0,92$
Účinnost KŠM	$\eta_S = 0,92$
Účinnost valivého vedení	$\eta_V = 0,98$
Střední průměr KŠM	$d_{sp} = 23 \text{ mm}$
Moment setrvačnosti kuličkového šroubu (určeno ze 3D modelu)	$J_{KŠ} = 2,6 \cdot 10^{-4} \text{ kg.m}^2$
Moment setrvačnosti hřídelové spojky	$J_{hsp} = 21,9 \cdot 10^{-6} \text{ kg.m}^2$

STATICKÉ HLEDISKO

Celková účinnost posuvové soustavy:

$$\eta_c = \eta_s \cdot \eta_v \cdot \eta_L = 0,92 \cdot 0,98 \cdot 0,92 = 0,829 \quad (46)$$

Potřebný minimální moment servomotoru z pohledu statiky:

$$M_m = \frac{F_{skz} \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot \eta_c} = \frac{4415 \cdot 0,01}{2 \cdot \pi \cdot 0,829} = 8,5 \text{ Nm} \quad (47)$$

KINEMATICKÉ HLEDISKO

Lineární zrychlení (zpoždění) stolu:

$$a = \frac{v_p}{t_p} = \frac{0,167}{0,1} = 1,67 \text{ m.s}^{-2} \quad (48)$$

Dráha, na které bude dosaženo maximální rychlosti:

$$s = \frac{v_p^2}{2 \cdot a} = \frac{0,167^2}{2 \cdot 1,67} = 0,00835 \text{ m} \quad (49)$$

Úhlové zrychlení šroubu:

$$\epsilon_s = \frac{a \cdot 2 \cdot \pi}{P} = \frac{1,67 \cdot 2 \cdot \pi}{0,01} = 1\,049 \text{ rad.s}^{-2} \quad (50)$$

Úhlové zrychlení motoru:

$$\epsilon_s = \epsilon_m = 1\,049 \text{ rad.s}^{-2} \quad (51)$$

Ze statického hlediska je potřebný minimální krouticí moment motoru 8,5 Nm a z kinematického hlediska potřebné úhlové zrychlení 1 049 rad.s⁻². Předběžně volím AC servomotor SGMSV-30A od společnosti YASKAWA.

DYNAMICKÉ HLEDISKO

Tabulka 28 - Parametr momentu setrvačnosti motoru potřebný pro výpočet [37]

Parametr	Hodnota
Moment setrvačnosti motoru	$J_{\text{mot}} = 9,2 \cdot 10^{-4} \text{ kg.m}^2$

Redukovaný moment setrvačnosti posuvných hmot:

$$J_m = m_{\text{sm}} \cdot \left(\frac{P}{2 \cdot \pi}\right)^2 = 450 \cdot \left(\frac{0,01}{2 \cdot \pi}\right)^2 = 1,13986 \cdot 10^{-3} \text{ kg.m}^2 \quad (52)$$

Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru:

$$J_{\text{rhm}} = J_{\text{mot}} + J_{\text{kš}} + J_m + J_{\text{hsp}} = 9,2 \cdot 10^{-4} + 2,6 \cdot 10^{-4} + 1,13986 \cdot 10^{-3} + 21,9 \cdot 10^{-6} = 2,34 \cdot 10^{-3} \text{ kg.m}^2 \quad (53)$$

Moment od přesouvaných hmot:

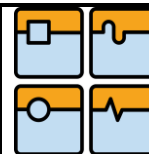
$$M_G = \frac{m_{\text{sm}} \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot P}{2 \cdot \pi} = \frac{450 \cdot 9,81 \cdot \sin 90^\circ \cdot 0,01}{2 \cdot \pi} = 7,03 \text{ Nm} \quad (54)$$

Síla předepnutí kuličkového šroubu:

$$F_p = F_{\text{skz}} \cdot 0,35 = 4\,415 \cdot 0,35 = 1\,545 \text{ N} \quad (55)$$

Ztrátový moment v ose kuličkového šroubu:

$$M_{\text{KSM}} = \frac{F_p \cdot P}{2 \cdot \pi} \cdot (1 - \eta_s^2) + 0,5 \cdot m_{\text{sm}} \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot d_{\text{sp}} \cdot f_2 = \frac{1\,545 \cdot 0,01}{2 \cdot \pi} \cdot (1 - 0,92^2) + 0,5 \cdot 450 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot \cos 90^\circ \cdot 0,023 \cdot 0,003 = 0,38 \text{ Nm} \quad (56)$$



Celkový moment zátěže redukovaný na hřídel motoru:

$$M_{zdrhm} = M_G + M_{KSM} = 7,03 + 0,38 = 7,41 \text{ Nm} \quad (57)$$

Minimální moment motoru z pohledu dynamiky:

$$M_m = J_{rhm} \cdot \epsilon_m + M_{zdrhm} = 2,34 \cdot 10^{-3} \cdot 1\,049 + 7,41 = 9,9 \text{ Nm} \quad (58)$$

Moment setrvačnosti redukovaný na hřídel motoru J_{rhm} má být pro kvalitní dynamické poměry $J_{rhm} = 1,5 \cdot J_{mot}$. Jeho hodnota může nabývat maximálních hodnot $J_{rhm} = 3 \cdot J_{mot}$. [1]

Dynamický poměr momentu setrvačnosti:

$$\Delta_{dyn} = \frac{J_{rhm}}{J_{mot}} = \frac{2,34 \cdot 10^{-3}}{9,2 \cdot 10^{-4}} = 2,5 \quad (59)$$

$$1,5 \leq 2,5 \leq 3 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Předběžně zvolený AC servomotor SGMSV-30A vyhovuje ve všech ohledech. Vyhovuje z hlediska minimálního momentu z pohledu statiky i dynamiky, potřebných otáček kuličkového šroubu při posuvu a také z pohledu dynamického poměru momentu setrvačnosti. Dynamický moment 9,9 Nm nastane jen na okamžik (0,1 sekundy) při rozběhu soustavy. Zvolený AC servomotor umožňuje krátkodobé přetížení na hodnotu 29,4 Nm. V zadání diplomové práce se hovoří o návrhu ekonomické varianty stroje, z toho důvodu není žádoucí zbytečně předimenzovávat pohony stroje.

Základní parametry AC servomotoru jsou uvedeny v tabulce 29. Zvolený AC servomotor je vybaven inkrementálním enkodérem a brzdou. Ta je v základní poloze sepnutá a při požadavku pohybu se rozepte. Tuto vlastnost považuji za důležitou v případě, že stroj bude odpojen od elektrického proudu, kde poloha osy zůstane na požadovaném místě.

Tabulka 29 - Parametry AC servomotoru SGMSV-30A pro pohon osy Z [37]

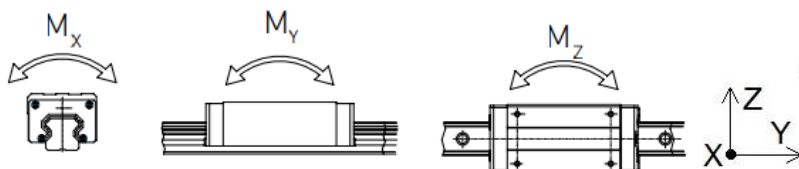
Parametr	Hodnota
Jmenovitý krouticí moment	9,8 Nm
Krátkodobá momentová přetížitelnost	29,4 Nm
Jmenovité otáčky motoru	1 500 ot.min ⁻¹
Jmenovitý výkon motoru	3 kW
Hmotnost motoru	13 kg



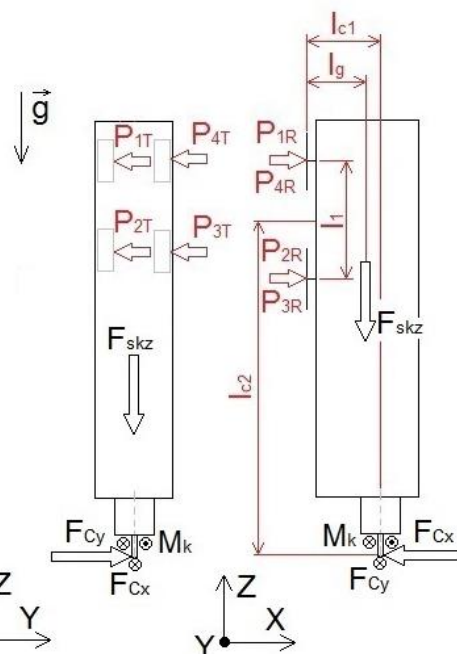
Obr. 61 – Zvolený pohon osy Z, AC servomotor SGMSV-30A [37]

7.1.3 VOLBA LINEÁRNÍHO VEDENÍ OSY Z

Z rešerše uvedené v kapitole 4.2.3 vyplývá typ vedení, který se pro moji konstrukci stroje hodí nejvíce. Tímto vedením je valivé vedení. Otázkou zůstává, jestli použít válečkové nebo kuličkové valivé vedení. Na straně 31, z tabulky 8, jsou patrné přednosti jednotlivých typů valivých elementů. Pro kuličkové valivé vedení je patrná z tabulky 8 jeho nižší nosnost oproti válečkovému valivému vedení. Postup výběru bude následující. Předběžně zvolím kuličkové valivé vedení, provedu u něj kontrolní výpočet, jestli bude vyhovovat, použiji ho do mého stroje. Pokud by se vedení ukázalo jako nevyhovující, zejména z hlediska nosnosti, budu nucen vybrat válečkové valivé vedení.



Obr. 62 - Klopné momenty na vozíky [38]



Obr. 63 - Silové působení na lineární vedení osy Z (frézování ve směru osy X a Y)

Při výpočtu klopných momentů na lineární vozíky vycházím ze zjednodušeného modelu, viz obr. 62 a obr. 63. Vřeteno je v maximální hodnotě vysunutí a to z důvodu, že v této poloze působí největší klopný moment od technologie obrábění. Tabulka 30 udává číselné hodnoty nezbytné k výpočtu klopných momentů.

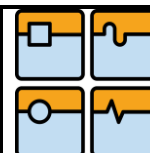
Řezné síly a klopné momenty působící na smykadlo vychází z technologie obrábění. Smykadlo bude spočteno pro obrábění, při kterém jsou nejvíce namáhány lineární vozíky.

Tabulka 30 - Parametry potřebné pro výpočet lineárního vedení v ose Z

Parametr	Hodnota
Axiální síla působící na šroub (tíhová síla smykadla)	$F_{skz} = 4\,415\text{ N}$
Celková řezná síla vzniklá při frézování ve směru osy X	$F_{cx} = 5\,297\text{ N}$
Celková řezná síla vzniklá při frézování ve směru osy Y	$F_{cy} = 5\,297\text{ N}$
Krouticí moment na nástroji	$M_k = 212\text{ Nm}$
Vzdálenost od působíště řezné síly k lineárnímu vedení v horizontálním směru (určeno ze 3D modelu)	$l_{c1} = 204\text{ mm}$
Vzdálenost od působíště řezné síly k lineárnímu vedení ve vertikálním směru (určeno ze 3D modelu)	$l_{c2} = 978\text{ mm}$
Vzdálenost od působíště tíhové síly k lineárnímu vedení (určeno ze 3D modelu)	$l_g = 174\text{ mm}$
Vzdálenost mezi vozíky v ose Z (určeno ze 3D modelu)	$l_1 = 196\text{ mm}$

Klopný moment M_x :

$$M_x = \frac{F_{cy} \cdot l_{c2}}{4} = \frac{5\,297 \cdot 0,978}{4} = 1\,295\text{ Nm} \quad (60)$$



Klopný moment M_Y :

$$M_Y = \frac{F_{Skz} \cdot l_g}{4} + \frac{F_{Cx} \cdot l_{c2}}{4} = \frac{4\,415 \cdot 0,174}{4} + \frac{5\,297 \cdot 0,978}{4} = 1\,487 \text{ Nm} \quad (61)$$

Klopný moment M_Z :

$$M_Z = \frac{F_{Cy} \cdot l_{c1}}{4} + \frac{M_k}{4} = \frac{5\,297 \cdot 0,204}{4} + \frac{212}{4} = 323 \text{ Nm} \quad (62)$$

Předběžně volím kuličkové lineární vedení typu QHH35HA od společnosti HIWIN. Hodnoty maximálních klopných momentů uváděných výrobcem udává tabulka 31. Předběžně zvolené lineární vedení z hlediska klopných momentů plně vyhovuje a bude následovat jeho ověření z hlediska únosnosti a životnosti.

Tabulka 31 - Parametry statických klopných momentů lineárních vozíků QHH35HA od společnosti HIWIN [38]

Parametr	Hodnota
Klopný moment M_X	$M_X = 1\,980 \text{ Nm}$
Klopný moment M_Y	$M_Y = 1\,980 \text{ Nm}$
Klopný moment M_Z	$M_Z = 2\,150 \text{ Nm}$

Následující výpočet probíhá dle katalogu [39] a též vychází ze schématu na obr. 63.

Radiální zatížení vozíku 1, 4:

$$P_{1R} = P_{4R} = -\frac{F_{Skz} \cdot l_g}{2 \cdot l_1} - \frac{F_{Cx} \cdot l_{c2}}{2 \cdot l_1} = -\frac{4\,415 \cdot 0,174}{2 \cdot 0,196} - \frac{5\,297 \cdot 0,978}{2 \cdot 0,196} = -15\,175 \text{ N} \quad (63)$$

Radiální zatížení vozíku 2, 3:

$$P_{2R} = P_{3R} = \frac{F_{Skz} \cdot l_g}{2 \cdot l_1} + \frac{F_{Cx} \cdot l_{c2}}{2 \cdot l_1} = \frac{4\,415 \cdot 0,174}{2 \cdot 0,196} + \frac{5\,297 \cdot 0,978}{2 \cdot 0,196} = 15\,175 \text{ N} \quad (64)$$

Tečné zatížení vozíku 1, 2, 3 a 4:

$$P_{1T} = P_{2T} = P_{3T} = P_{4T} = \frac{F_{Cy}}{4} = \frac{5\,297}{4} = 1\,324 \text{ N} \quad (65)$$

Ekvivalentní zatížení nejvíce namáhaného vozíku:

$$P_E = P_{2R} + P_{1T} = 15\,175 + 1\,324 = 16\,499 \text{ N} \quad (66)$$

Tabulka 32 - Parametry zvoleného lineárního vedení QHH35HA od společnosti HIWIN [38]

Parametr	Hodnota
Dynamická únosnost	$C_{dyn} = 73\,590 \text{ N}$
Statická únosnost	$C_0 = 128\,290 \text{ N}$
Faktor tvrdosti	$f_h = 1$
Faktor teploty	$f_t = 1$
Faktor zatížení	$f_w = 1,2$

Následující výpočet probíhá dle katalogu [38].

Statický bezpečnostní faktor:

$$f = \frac{C_0}{P_E} = \frac{128\,290}{16\,499} = 7,8 \quad (67)$$

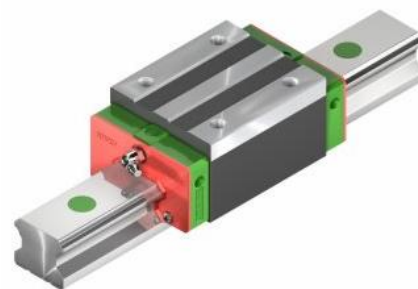
Výpočet životnosti v metrech:

$$L = \left(\frac{f_h \cdot f_t \cdot C_{dyn}}{f_w \cdot P_E} \right) \cdot 50\,000 = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 73\,590}{1,2 \cdot 16\,499} \right) \cdot 50\,000 = 185\,845 \text{ m} \quad (68)$$

Výpočet životnosti v hodinách:

$$L_h = \left(\frac{C_{dyn}}{P_E} \right)^3 \cdot \frac{50\,000}{v \cdot 60} = \left(\frac{73\,590}{16\,499} \right)^3 \cdot \frac{50\,000}{10 \cdot 60} = 7\,394 \text{ hodin} \quad (69)$$

Zvolené kuličkové lineární vedení QHH35HA se zdá z hlediska bezpečnosti zbytečně předimenzované. Z pohledu klopných momentů je vedení navrženo s nepatrnou rezervou. V případě volby nižšího modelu stejné řady by vedení nevyhovovalo z hlediska životnosti v hodinách. Vedení plně vyhovuje ve všech ohledech a bude použito na ose Z. Pro zvolený vozík výrobce doporučuje kolejnici HGR35R. Na osu Z je potřeba dvou kolejnic o délce 1 100 mm.



Obr. 64 – Zvolené kuličkové lineární vedení QHH35HA od společnosti HIWIN [38]

7.2 NÁVRH POSUVOVÉ SOUSTAVY PRO OSU Y

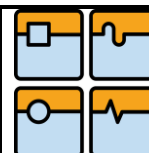
Osa Y je posuv saní ve vodorovném směru podél příčnicku. Základní parametry pro návrh osy Y jsou uvedeny v tabulce 33. Hodnota hmotnosti přesouvaných hmot ve směru osy Y byla určena ze 3D modelu.

Tabulka 33 - Parametry osy Y

Parametr	Hodnota
Hmotnost přesouvaných hmot (smykadlo, saně a další komponenty)	$m_{sy} = 500 \text{ kg}$
Celková řezná síla	$F_c = 5\,297 \text{ N}$
Rychlost posuvu (převzato z tabulky 9)	$v_p = 0,167 \text{ m.s}^{-1}$
Čas rozběhu na rychlost posuvu (převzato z tabulky 24)	$t_p = 0,1 \text{ s}$

7.2.1 NÁVRH POSUVOVÉHO MECHANIZMU OSY Y

Pro osu Y použiji stejně jako pro osu Z posuv pomocí kuličkového šroubu a matice. Volím kuličkový šroub od společnosti HIWIN o průměru 25 mm s pravotočivým závitem a se stoupáním šroubovice 10 mm. Délka šroubovitě části kuličkového šroubu činí 1 085 mm. Kuličkový šroub bude na jedné straně upnut do ložiskového domku SFA-20 a na druhé straně do SLA-20. Zvolené domky vyrábí společnost HIWIN. Jedná se o stejné provedení jako na ose Z. Dále volím předepnutou kuličkovou jednoduchou přírubovou matici DEB2505-R-4EF od společnosti HIWIN. Tato matice je umístěna do domečku GFD-25 od společnosti HIWIN a pomocí šroubů je přišroubován k saním.



Obr. 65 - Model použitých komponent osy Y od společnosti HIWIN

Parametry zvoleného kuličkového šroubu udává tabulka 34. Výpočet bude probíhat dle katalogu společnosti HIWIN [35] a z velké části je stejný jak v kapitole 7.1.1.

Tabulka 34 - Parametry zvoleného kuličkového šroubu od společnosti HIWIN [35]

Parametr	Hodnota
Jmenovitý průměr kuličkového šroubu	$d_s = 25 \text{ mm}$
Malý průměr kuličkového šroubu	$d_k = 21 \text{ mm}$
Stoupání šroubovice kuličkového šroubu	$P = 10 \text{ mm}$
Nepodepřená délka šroubovitě části kuličkového šroubu	$l_{ndy} = 1\,004,5 \text{ mm}$
Dynamická tuhost KŠM	$C_{dyn} = 24\,100 \text{ N}$
Statická tuhost KŠM	$C_0 = 36\,200 \text{ N}$
Otáčkový faktor (D_n faktor)	$D_{nmax} = 90\,000$

Otáčky kuličkového šroubu při posuvu:

$$n_{KŠ} = \frac{v_p}{P} = \frac{10\,000}{10} = 1\,000 \text{ min}^{-1} \quad (70)$$

Kritické otáčky šroubu:

$$n_k = k_d \cdot \frac{d_k}{l_{ndy}^2} \cdot 10^8 = 1,88 \cdot \frac{21}{1\,004,5^2} \cdot 10^8 = 3\,913 \text{ min}^{-1} \quad (71)$$

- koeficient uložení k_d je stejný jak v rovnici 33

Maximální přípustné otáčky šroubu:

$$n_{max} = n_k \cdot 0,8 = 3\,913 \cdot 0,8 = 3\,130 \text{ min}^{-1} \quad (72)$$

Kontrola maximálních otáček šroubu:

$$n_{KŠ} < n_{max} \quad (73)$$

$$1\,000 [\text{min}^{-1}] < 3\,130 [\text{min}^{-1}] \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Statická axiální síla působící na šroub:

$$F_{sky} = F_C = 5\,297 \text{ N} \quad (74)$$

Str. 61	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Dynamická axiální síla působící na šroub:

$$F_{dk} = m_{sy} \cdot a = 500 \cdot 1,67 = 835 \text{ N} \quad (75)$$

Maximální dovolená teoretická axiální síla:

$$F_k = k_k \cdot \frac{d_k^4}{l_{ndy}^2} \cdot 10^5 = 2,05 \cdot \frac{21^4}{1\,004,5^2} \cdot 10^5 = 39\,512 \text{ N} \quad (76)$$

Maximální dovolená provozní axiální síla:

$$F_{kmax} = F_k \cdot 0,5 = 39\,512 \cdot 0,5 = 19\,756 \text{ N} \quad (77)$$

Kontrola vzpěrné tuhosti šroubu ze statického hlediska:

$$F_{sky} < F_{kmax} \quad (78)$$

$$5\,297 \text{ [N]} < 19\,756 \text{ [N]} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kontrola vzpěrné tuhosti šroubu z dynamického hlediska:

$$F_{dk} < F_{kmax} \quad (79)$$

$$835 \text{ [N]} < 19\,756 \text{ [N]} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Otáčkový faktor (D_n faktor):

$$D_n = d_s \cdot n_{K\check{s}} = 25 \cdot 1\,000 = 25\,000 \quad (80)$$

Kontrola otáčkového faktoru (D_n faktor):

$$D_n < D_{nmax} \quad (81)$$

$$25\,000 < 90\,000 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Životnost KŠM v otáčkách:

$$L = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m}\right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{24\,100}{2\,649}\right)^3 \cdot 10^6 = 753 \cdot 10^6 \text{ ot} \quad (82)$$

- F_m ... střední zatížení [N] (poloviční hodnota maximálních podmínek vzniklých za provozu)

Životnost KŠM v hodinách:

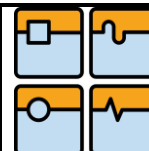
$$L_h = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_m \cdot 60} = \left(\frac{24\,100}{2\,649}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{500 \cdot 60} = 25\,101 \text{ hod} \quad (83)$$

- n_m ... střední otáčky [min^{-1}] (poloviční hodnota otáček pro potřebný posuv v_p)

Z hlediska maximálních otáček, vzpěrné tuhosti a životnosti je navržený šroub značně předimenzovaný. V případě použití nižšího modelu ze stejné řady, by už nemusela vyhovovat hodnota životnosti. Zvolený posuvový mechanismus osy Y zobrazuje obr. 65.

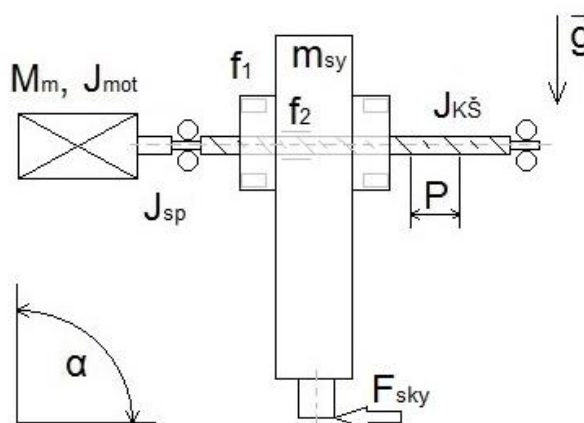
7.2.2 VOLBA POHONU OSY Y

Pro pohon osy Y použiji AC servomotor. Důvod volby je stejný jako v případě osy Z. Výpočet a návrh AC servomotoru bude s malou obměnou totožný s kapitolou 7.1.2 a vychází z literatury *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*.



Pro spojení hřídele AC servomotoru a hřídele kuličkového šroubu použijí stejně jako na ose Z, bezvúlovou pružnou hřídelovou spojku od společnosti MATIS. Označení zvolené spojky je GE-T 19/24 SG. [36]

Schéma znázornění osy Y udává obrázek 66. Hodnoty některých veličin potřebných pro výpočet udává tabulka 35.



Obr. 66 - Výpočtový model osy Y

M_m – moment AC servomotoru, J_{mot} – moment setrvačnosti kotvy rotoru AC servomotoru, J_{sp} – moment setrvačnosti spojky, f_1 – součinitel tření ve vodících plochách, f_2 – ekvivalentní součinitel tření v KŠM redukováný na poloměr šroubu, m_{sy} – hmotnost přesouvaných hmot, $J_{kš}$ – moment setrvačnosti kuličkového šroubu, P – stoupání šroubovice kuličkového šroubu, F_{sky} – axiální síla působící na šroub, α – úhel sklonu vedení, g – tíhová síla

Tabulka 35 - Známé parametry potřebné pro návrh pohonu osy Y [1, 35]

Parametr	Hodnota
Ekvivalentní součinitel tření v KŠM redukováný na poloměr šroubu	$f_2 = 0,003$
Součinitel tření ve vodících plochách pro valivé vedení	$f_1 = 0,005$
Úhel sklonu vedení	$\alpha = 0^\circ$
Účinnost kuličkových ložisek u oboustranného uložení	$\eta_L = 0,92$
Účinnost KŠM	$\eta_s = 0,92$
Účinnost valivého vedení	$\eta_v = 0,98$
Střední průměr KŠM	$d_{sp} = 23 \text{ mm}$
Moment setrvačnosti kuličkového šroubu (určeno ze 3D modelu)	$J_{kš} = 330 \cdot 10^{-6} \text{ kg.m}^2$
Moment setrvačnosti hřídelové spojky	$J_{hsp} = 21,9 \cdot 10^{-6} \text{ kg.m}^2$

STATICKÉ HLEDISKO

Celková účinnost posuvové soustavy:

$$\eta_c = \eta_s \cdot \eta_v \cdot \eta_L = 0,92 \cdot 0,98 \cdot 0,92 = 0,829 \quad (84)$$

Potřebný minimální moment servomotoru z pohledu statiky:

$$M_m = \frac{F_{sky} \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot \eta_c} = \frac{5297 \cdot 0,01}{2 \cdot \pi \cdot 0,829} = 10,2 \text{ Nm} \quad (85)$$

KINEMATICKÉ HLEDISKO

Z kinematického hlediska hodnoty lineárního zrychlení, ujeté dráhy, na které je dosaženo maximální rychlosti, úhlového zrychlení šroubu a úhlového zrychlení motoru budou vycházet stejně jako v rovnicích 48, 49, 50, 51.

Ze statického hlediska je potřebný minimální krouticí moment motoru 10,2 Nm a z kinematického potřebné úhlové zrychlení 1049 rad.s^{-2} . Předběžně volím AC servomotor SGMGV-20A od společnosti YASKAWA.

DYNAMICKÉ HLEDISKO

Tabulka 36 - Parametr momentu setrvačnosti motoru potřebný pro výpočet [37]

Parametr	Hodnota
Moment setrvačnosti motoru	$J_{mot} = 26 \cdot 10^{-4} \text{ kg.m}^2$

Redukovaný moment setrvačnosti posuvných hmot:

$$J_m = m_{sy} \cdot \left(\frac{P}{2 \cdot \pi}\right)^2 = 500 \cdot \left(\frac{0,01}{2 \cdot \pi}\right)^2 = 1,266515 \cdot 10^{-3} \text{ kg.m}^2 \quad (86)$$

Celkový moment setrvačnosti redukovaný na hřídel motoru:

$$J_{rhm} = J_{mot} + J_{kš} + J_m + J_{hsp} = 26 \cdot 10^{-4} + 330 \cdot 10^{-6} + 1,266515 \cdot 10^{-3} + 21,9 \cdot 10^{-6} = 4,2 \cdot 10^{-3} \text{ kg.m}^2 \quad (87)$$

Moment od třecích sil přesouvaných hmot:

$$M_{GT} = \frac{m_{sy} \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot P}{2 \cdot \pi} = \frac{500 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot \cos 0^\circ \cdot 0,01}{2 \cdot \pi} = 0,039 \text{ Nm} \quad (88)$$

Síla předepnutí kuličkového šroubu:

$$F_p = F_{sky} \cdot 0,35 = 5\,297 \cdot 0,35 = 1\,854 \text{ N} \quad (89)$$

Ztrátový moment v ose kuličkového šroubu:

$$\begin{aligned} M_{KSM} &= \frac{F_p \cdot P}{2 \cdot \pi} \cdot (1 - \eta_s^2) + 0,5 \cdot m_{sy} \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot d_{sp} \cdot f_2 = \\ &= \frac{1\,854 \cdot 0,01}{2 \cdot \pi} \cdot (1 - 0,92^2) + 0,5 \cdot 500 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot \cos 0^\circ \cdot 0,023 \cdot 0,003 = \\ &= 0,45 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (90)$$

Celkový moment zátěže redukovaný na hřídel motoru:

$$M_{zdrhm} = M_{GT} + M_{KSM} = 0,039 + 0,45 = 0,49 \text{ Nm} \quad (91)$$

Minimální moment motoru z pohledu dynamiky:

$$M_m = J_{rhm} \cdot \epsilon_m + M_{zdrhm} = 4,2 \cdot 10^{-3} \cdot 1\,049 + 0,49 = 4,9 \text{ Nm} \quad (92)$$

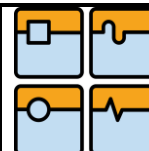
Moment setrvačnosti redukovaný na hřídel motoru J_{rhm} má být pro kvalitní dynamické poměry $J_{rhm} = 1,5 \cdot J_{mot}$. Jeho hodnota může nabývat maximálních hodnot $J_{rhm} = 3 \cdot J_{mot}$. [1]

Dynamický poměr momentu setrvačnosti:

$$\Delta_{dyn} = \frac{J_{rhm}}{J_{mot}} = \frac{4,2 \cdot 10^{-3}}{26 \cdot 10^{-4}} = 1,6 \quad (93)$$

$$1,5 \leq 1,6 \leq 3 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Zvolený servomotor SGMGV-20A od společnosti YASKAWA plně vyhovuje ve všech ohledech. V případě osy Y se jedná o silovou aplikaci, z toho důvodu krouticí moment motoru vyšel z hlediska statiky větší než z hlediska dynamiky. Základní informace o zvoleném pohonu naleznete v tabulce 37.



Tabulka 37 - Parametry AC servomotoru SGMGV-20A pro pohon osy Y [37]

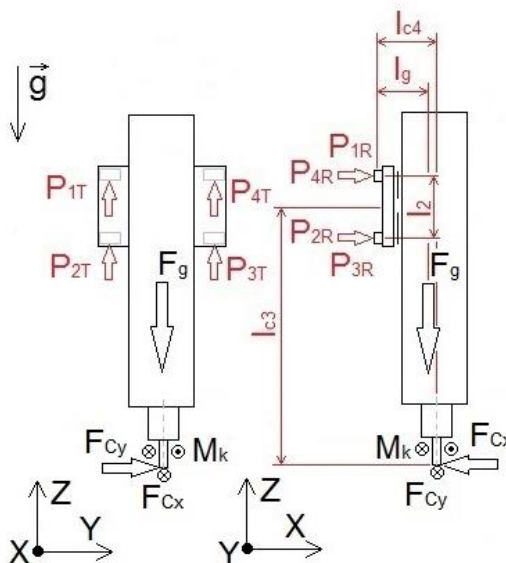
Parametr	Hodnota
Jmenovitý krouticí moment	11,5 Nm
Krátkodobá momentová přetížitelnost	28,7 Nm
Jmenovité otáčky motoru	1 500 ot.min ⁻¹
Jmenovitý výkon motoru	1,8 kW
Hmotnost motoru	11 kg

7.2.3 VOLBA LINEÁRNÍHO VEDENÍ OSY Y

Ze stejného důvodu jako na ose Z volím také pro osu Y kuličkové lineární vedení. Kolejnice lineárního vedení budou přišroubovány k příčnicku a vozíky k saním.

Postup návrhu osy Y je podobný jako návrh osy Z. Při výpočtu klopných momentů na lineární vozíky vycházím ze zjednodušeného modelu, viz obr. 67 a obr. 62. Vřeteno je v maximální hodnotě vysunutí a to z důvodu, že v této poloze působí největší klopný moment od technologie obrábění.

Tabulka 39 udává číselné hodnoty nezbytné k výpočtu klopných momentů.



Obr. 67 - Silové působení na lineární vedení osy Y (frézování ve směru osy X a Y)

Tabulka 38 - Parametry potřebné pro výpočet lineárního vedení v ose Y

Parametr	Hodnota
Tíhová síla přesouvaných hmot osy Y ($F_g = m_{sy} \cdot g$)	$F_g = 4\,905\text{ N}$
Celková řezná síla vzniklá při frézování ve směru osy X	$F_{Cx} = 5\,297\text{ N}$
Celková řezná síla vzniklá při frézování ve směru osy Y	$F_{Cy} = 5\,297\text{ N}$
Krouticí moment na nástroji	$M_k = 212\text{ Nm}$
Vzdálenost od působíště tíhové síly k lineárnímu vedení (určeno ze 3D modelu)	$l_g = 237\text{ mm}$
Vzdálenost mezi vozíky v ose Z (určeno ze 3D modelu)	$l_2 = 270\text{ mm}$
Vzdálenost od působíště řezné síly k lineárnímu vedení ve vertikálním směru (určeno ze 3D modelu)	$l_{c3} = 978\text{ mm}$
Vzdálenost od působíště řezné síly k lineárnímu vedení v horizontálním směru (určeno ze 3D modelu)	$l_{c4} = 293\text{ mm}$

Klopný moment M_x :

$$M_x = \frac{F_{Cy} \cdot l_{c3}}{4} = \frac{5\,297 \cdot 0,978}{4} = 1\,295\text{ Nm} \quad (94)$$

Klopný moment M_y :

$$M_y = \frac{F_g \cdot l_g}{4} + \frac{F_{Cx} \cdot l_{c3}}{4} = \frac{4\,905 \cdot 0,237}{4} + \frac{5\,297 \cdot 0,978}{4} = 1\,586\text{ Nm} \quad (95)$$

Klopný moment M_z :

$$M_z = \frac{F_{Cy} \cdot l_{c4}}{4} + \frac{M_k}{4} = \frac{5\,297 \cdot 0,293}{4} + \frac{212}{4} = 441 \text{ Nm} \quad (96)$$

Předběžně volím kuličkové lineární vedení typu QHH35HA od společnosti HIWIN. Hodnoty maximálních klopných momentů uváděných výrobcem udává tabulka 39. Předběžně zvolené lineární vedení z hlediska klopných momentů plně vyhovuje a bude následovat jeho ověření z hlediska únosnosti a životnosti.

Tabulka 39 - Parametry statických klopných momentů lineárních vozíků QHH35HA od společnosti HIWIN [38]

Parametr	Hodnota
Klopný moment M_x	$M_x = 1\,980 \text{ Nm}$
Klopný moment M_y	$M_y = 2\,150 \text{ Nm}$
Klopný moment M_z	$M_z = 1\,980 \text{ Nm}$

Následující výpočet probíhá dle katalogu [39] a vychází ze schématu na obr. 67.

Radiální zatížení vozíku 1, 4:

$$P_{1R} = P_{4R} = -\frac{F_g \cdot l_g}{2 \cdot l_2} - \frac{F_{Cx} \cdot l_{c3}}{2 \cdot l_2} = -\frac{4\,905 \cdot 0,184}{2 \cdot 0,237} - \frac{5\,297 \cdot 0,978}{2 \cdot 0,237} = -12\,833 \text{ N} \quad (97)$$

Radiální zatížení vozíku 2, 3:

$$P_{2R} = P_{3R} = \frac{F_g \cdot l_g}{2 \cdot l_2} + \frac{F_{Cx} \cdot l_{c3}}{2 \cdot l_2} = \frac{4\,905 \cdot 0,184}{2 \cdot 0,237} + \frac{5\,297 \cdot 0,978}{2 \cdot 0,237} = 12\,833 \text{ N} \quad (98)$$

Tečné zatížení vozíku 1, 2, 3 a 4:

$$P_{1T} = P_{2T} = P_{3T} = P_{4T} = \frac{F_g}{4} = \frac{4\,905}{4} = 1\,226 \text{ N} \quad (99)$$

Ekvivalentní zatížení nejvíce namáhaného vozíku:

$$P_E = P_{2R} + P_{1T} = 12\,833 + 1\,226 = 14\,059 \text{ N} \quad (100)$$

Parametry zvoleného lineárního vedení udává tabulka 32. Následující výpočet je dle katalogu [38].

Statický bezpečnostní faktor:

$$f = \frac{C_0}{P_E} = \frac{128\,290}{14\,059} = 9,1 \quad (101)$$

Výpočet životnosti v metrech:

$$L = \left(\frac{f_h \cdot f_t \cdot C_{dyn}}{f_w \cdot P_E} \right) \cdot 50\,000 = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 73\,590}{1,2 \cdot 14\,059} \right) \cdot 50\,000 = 218\,099 \text{ m} \quad (102)$$

Výpočet životnosti v hodinách:

$$L_h = \left(\frac{C_{dyn}}{P_E} \right)^3 \cdot \frac{50\,000}{v \cdot 60} = \left(\frac{73\,590}{14\,059} \right)^3 \cdot \frac{50\,000}{10 \cdot 60} = 11\,951 \text{ hod} \quad (103)$$

Zvolené kuličkové vedení QHH35HA je z hlediska klopných momentů, bezpečnosti a životnosti předimenzované. V případě použití nižšího modelu ze stejné řady by vedení nevyhovovalo z hlediska klopných momentů. Z těchto důvodů na ose Y použiji vedení QHH35HA. Pro zvolený vozík výrobce doporučuje kolejnici HGR35R. Na osu Y je potřeba dvou kolejnic o délce 1 300 mm.

7.3 NÁVRH POSUVOVÉ SOUSTAVY PRO OSU X

Osa X umožňuje posuv stolu a obrobku ve vodorovném směru. Základní parametry pro návrh osy X uvádím v tabulce 41. Hodnota hmotnosti stolu byla určena ze 3D modelu.

Tabulka 40 - Parametry osy X

Parametr	Hodnota
Hmotnost stolu	$m_{sx} = 350 \text{ kg}$
Maximální hmotnost obrobku	$m_o = 900 \text{ kg}$
Celková řezná síla	$F_C = 5\,297 \text{ N}$
Rychlost posuvu (převzato z tabulky 9)	$v_p = 0,167 \text{ m.s}^{-1}$
Čas rozběhu na rychlost posuvu (převzato z tabulky 24)	$t_p = 0,1 \text{ s}$

7.3.1 NÁVRH POSUVOVÉHO MECHANIZMU OSY X

Pro osu X použiji stejně jako pro osu Y a Z, posuv pomocí kuličkového šroubu a matice. Volím kuličkový šroub od společnosti HIWIN o průměru 32 mm s pravotočivým závitem a se stoupáním šroubovice 5 mm. Délka šroubovitě části kuličkového šroubu činí 1 363 mm. Kuličkový šroub bude na jedné straně upnut do ložiskového domku SFA-20 a na druhé straně do SLA-20. Zvolené domky vyrábí společnost HIWIN. Jedná se o stejné provedení jako na ose Y a Z. Dále volím předepnutou kuličkovou jednoduchou přírubovou matici DEB3205-R-5EF od společnosti HIWIN. Tato matice patří do domečku GFD-32 od společnosti HIWIN a pomocí šesti šroubů je domeček přišroubován k saním.



Obr. 68 - Model použitých komponent osy X od společnosti HIWIN

Parametry zvoleného kuličkového šroubu udává tabulka 41. Výpočet bude probíhat dle katalogu společnosti HIWIN [35] a z velké části je stejný jako v kapitole 7.1.1 a 7.2.1.

Tabulka 41 - Parametry zvoleného kuličkového šroubu od společnosti HIWIN [35]

Parametr	Hodnota
Jmenovitý průměr kuličkového šroubu	$d_s = 32 \text{ mm}$
Malý průměr kuličkového šroubu	$d_k = 29,5 \text{ mm}$
Stoupání šroubovice kuličkového šroubu	$P = 5 \text{ mm}$
Nepodepřená délka šroubovitě části kuličkového šroubu	$l_{ndx} = 1\,303 \text{ mm}$
Dynamická tuhost KŠM	$C_{dyn} = 20\,700 \text{ N}$
Statická tuhost KŠM	$C_0 = 43\,900 \text{ N}$
Otáčkový faktor (D_n faktor)	$D_{nmax} = 90\,000$

Str. 67	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Otáčky kuličkového šroubu při posuvu:

$$n_{K\dot{s}} = \frac{v_p}{P} = \frac{10\,000}{5} = 2\,000 \text{ min}^{-1} \quad (104)$$

Kritické otáčky šroubu:

$$n_k = k_d \cdot \frac{d_k}{l_{ndx}^2} \cdot 10^8 = 1,88 \cdot \frac{29,5}{1\,303^2} \cdot 10^8 = 3\,267 \text{ min}^{-1} \quad (105)$$

- koeficient uložení k_d je stejný jako v rovnici 33

Maximální přípustné otáčky šroubu:

$$n_{\max} = n_k \cdot 0,8 = 3\,267 \cdot 0,8 = 2\,614 \text{ min}^{-1} \quad (106)$$

Kontrola maximálních otáček šroubu:

$$n_{K\dot{s}} < n_{\max} \quad (107)$$

$$2\,000 [\text{min}^{-1}] < 2\,614 [\text{min}^{-1}] \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Statická axiální síla působící na šroub:

$$F_{skx} = F_C = 5\,297 \text{ N} \quad (108)$$

Dynamická axiální síla působící na šroub:

$$F_{dk} = (m_{sx} + m_o) \cdot a = (350 + 900) \cdot 1,67 = 2\,088 \text{ N} \quad (109)$$

Maximální dovolená teoretická axiální síla:

$$F_k = k_k \cdot \frac{d_k^4}{l_{ndx}^2} \cdot 10^5 = 2,05 \cdot \frac{29,5^4}{1\,303^2} \cdot 10^5 = 91\,444 \text{ N} \quad (110)$$

Maximální dovolená provozní axiální síla:

$$F_{k\max} = F_k \cdot 0,5 = 91\,444 \cdot 0,5 = 45\,722 \text{ N} \quad (111)$$

Kontrola vzpěrné tuhosti šroubu ze statického hlediska:

$$F_{skx} < F_{k\max} \quad (112)$$

$$5\,297 [\text{N}] < 45\,722 [\text{N}] \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kontrola vzpěrné tuhosti šroubu z dynamického hlediska:

$$F_{dk} < F_{k\max} \quad (113)$$

$$2\,088 [\text{N}] < 45\,722 [\text{N}] \rightarrow \text{vyhovuje}$$

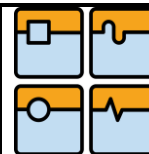
Otáčkový faktor (D_n faktor):

$$D_n = d_s \cdot n_{K\dot{s}} = 32 \cdot 2\,000 = 64\,000 \quad (114)$$

Kontrola otáčkového faktoru (D_n faktor):

$$D_n < D_{n\max} \quad (115)$$

$$64\,000 < 90\,000 \rightarrow \text{vyhovuje}$$



Životnost KŠM v otáčkách:

$$L = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{20\,700}{2\,649} \right)^3 \cdot 10^6 = 0,477 \cdot 10^9 \text{ ot} \quad (116)$$

- F_m ... střední zatížení [N] (poloviční hodnota maximálních podmínek vzniklých za provozu)

Životnost KŠM v hodinách:

$$L_h = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_m \cdot 60} = \left(\frac{20\,700}{2\,649} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{1\,000 \cdot 60} = 7\,953 \text{ hod} \quad (117)$$

- n_m ... střední otáčky [min^{-1}] (poloviční hodnota otáček pro potřebný posuv v_p)

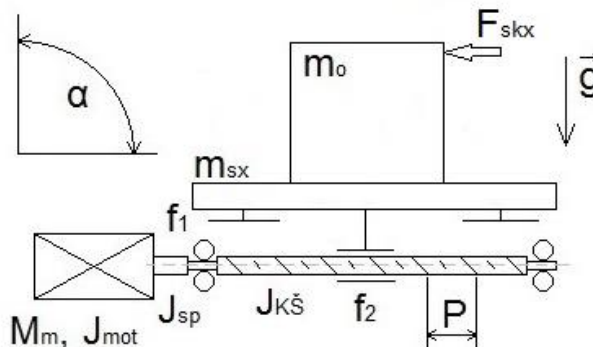
Zvolený posuvový mechanismus plně vyhovuje a bude použit na ose X. Důvodem volby kuličkového šroubu o průměru 32 mm je, že v případě použití nižšího modelu by nevyhovovala rovnice 107 - kontrola maximálních otáček šroubu. Z hlediska vzpěrné tuhosti je daná soustava předdimenzovaná, ale z hlediska životnosti šroubu a kritických otáček soustava s mírnou rezervou vyhovuje.

7.3.2 VOLBA POHONU OSY X

Pro pohon osy X použiji AC servomotor. Důvod volby je stejný jako v případě osy Y a Z. Výpočet a návrh AC servomotoru je s malou obměnou totožný s kapitolou 7.1.2 a 7.1.1 a probíhá dle literatury *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*.

Pro spojení hřídele AC servomotoru a hřídele kuličkového šroubu použiji stejně jako na ose Y a Z, bezvúlovou pružnou hřídelovou spojku od společnosti MATIS. Označení zvolené spojky: GE-T 24/28 SG. [36]

Schéma znázornění osy X udává obrázek 69. Hodnoty některých veličin potřebných pro výpočet udává tabulka 42.



Obr. 69 - Výpočtový model osy X

M_m – moment AC servomotoru, J_{mot} – moment setrvačnosti kotvy rotoru AC servomotoru, J_{sp} – moment setrvačnosti spojky, f_1 – součinitel tření ve vodících plochách, f_2 – ekvivalentní součinitel tření v KŠM redukováný na poloměr šroubu, m_{sx} – hmotnost přesouvaných hmot, $J_{Kš}$ – moment setrvačnosti kuličkového šroubu, P – stoupání šroubovice kuličkového šroubu, F_{skx} – axiální síla působící na šroub, α – úhel sklonu vedení, g – tíhová síla

Tabulka 42 - Známé parametry potřebné pro návrh pohonu osy X [1, 35]

Parametr	Hodnota
Ekvivalentní součinitel tření v KŠM redukováný na poloměr šroubu	$f_2 = 0,003$
Součinitel tření ve vodících plochách pro valivé vedení	$f_1 = 0,005$
Úhel sklonu vedení	$\alpha = 0^\circ$
Účinnost kuličkových ložisek u oboustranného uložení	$\eta_L = 0,92$
Účinnost KŠM	$\eta_S = 0,92$
Účinnost valivého vedení	$\eta_V = 0,98$
Střední průměr KŠM	$d_{sp} = 30,75 \text{ mm}$
Moment setrvačnosti kuličkového šroubu (určeno ze 3D modelu)	$J_{Kš} = 1\,094,3 \cdot 10^{-6} \text{ kg.m}^2$
Moment setrvačnosti hřídelové spojky	$J_{hsp} = 58,3 \cdot 10^{-6} \text{ kg.m}^2$

Str. 69	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

STATICKE HLEDISKO

Celková účinnost posuvové soustavy:

$$\eta_c = \eta_s \cdot \eta_v \cdot \eta_L = 0,92 \cdot 0,98 \cdot 0,92 = 0,829 \quad (118)$$

Potřebný minimální moment servomotoru z pohledu statiky:

$$M_m = \frac{F_{skx} \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot \eta_c} = \frac{5\,297 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi \cdot 0,829} = 5,1 \text{ Nm} \quad (119)$$

KINEMATICKÉ HLEDISKO

Z kinematického hlediska hodnoty lineárního zrychlení a ujeté dráhy, na které je dosaženo maximální rychlosti budou vycházet stejně jako v rovnicích 48, 49.

Úhlové zrychlení šroubu:

$$\epsilon_s = \frac{a \cdot 2 \cdot \pi}{P} = \frac{1,67 \cdot 2 \cdot \pi}{0,005} = 2\,098,6 \text{ rad.s}^{-2} \quad (120)$$

Úhlové zrychlení motoru:

$$\epsilon_s = \epsilon_m = 2\,098,6 \text{ rad.s}^{-2} \quad (121)$$

Ze statického hlediska je potřebný minimální krouticí moment motoru 5,1 Nm a z kinematického potřebné úhlové zrychlení 2 098,6 rad.s⁻². Předběžně volím AC servomotor SGMGV-09A od společnosti YASKAWA. [40]

DYNAMICKÉ HLEDISKO

Tabulka 43 - Parametr momentu setrvačnosti motoru potřebný pro výpočet [40]

Parametr	Hodnota
Moment setrvačnosti motoru	$J_{mot} = 13,9 \cdot 10^{-4} \text{ kg.m}^2$

Redukovaný moment setrvačnosti posuvných hmot:

$$J_m = (m_{sx} + m_o) \cdot \left(\frac{P}{2 \cdot \pi}\right)^2 = (350 + 900) \cdot \left(\frac{0,005}{2 \cdot \pi}\right)^2 = 7,9157 \cdot 10^{-4} \text{ kg.m}^2 \quad (122)$$

Celkový moment setrvačnosti redukovaný na hřídel motoru:

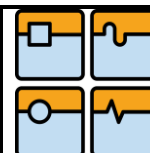
$$J_{rh\dot{m}} = J_{mot} + J_{k\dot{s}} + J_m + J_{h\dot{s}p} = 13,9 \cdot 10^{-4} + 1\,094,3 \cdot 10^{-6} + 7,9157 \cdot 10^{-4} + 58,3 \cdot 10^{-6} = 3,33 \cdot 10^{-3} \text{ kg.m}^2 \quad (123)$$

Moment od třecích sil přesouvaných hmot:

$$M_{GT} = \frac{(m_{sx} + m_o) \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot P}{2 \cdot \pi} = \frac{(350 + 900) \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot \cos 0^\circ \cdot 0,005}{2 \cdot \pi} = 0,0488 \text{ Nm} \quad (124)$$

Síla předepnutí kuličkového šroubu:

$$F_p = F_{skx} \cdot 0,35 = 5\,297 \cdot 0,35 = 1\,854 \text{ N} \quad (125)$$



Ztrátový moment v ose kuličkového šroubu:

$$\begin{aligned}
 M_{\text{KSM}} &= \frac{F_p \cdot P}{2 \cdot \pi} \cdot (1 - \eta_s^2) + 0,5 \cdot (m_{\text{sx}} + m_o) \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot d_{\text{sp}} \cdot f_2 = \\
 &= \frac{1854 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi} \cdot (1 - 0,92^2) + \\
 &\quad + 0,5 \cdot (350 + 900) \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot \cos 0^\circ \cdot 0,03075 \cdot 0,003 = \\
 &= 0,23 \text{ Nm}
 \end{aligned} \tag{126}$$

Celkový moment zátěže redukováný na hřídel motoru:

$$M_{\text{zdrhm}} = M_{\text{GT}} + M_{\text{KSM}} = 0,0488 + 0,23 = 0,28 \text{ Nm} \tag{127}$$

Minimální moment motoru z pohledu dynamiky:

$$M_m = J_{\text{rhm}} \cdot \varepsilon_m + M_{\text{zdrhm}} = 3,33 \cdot 10^{-3} \cdot 2\,098,6 + 0,28 = 7,3 \text{ Nm} \tag{128}$$

Moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru J_{rhm} má být pro kvalitní dynamické poměry $J_{\text{rhm}} = 1,5 \cdot J_{\text{mot}}$. Jeho hodnota může nabývat maximálních hodnot $J_{\text{rhm}} = 3 \cdot J_{\text{mot}}$. [1]

Dynamický poměr momentu setrvačnosti:

$$\Delta_{\text{dyn}} = \frac{J_{\text{rhm}}}{J_{\text{mot}}} = \frac{3,33 \cdot 10^{-3}}{13,9 \cdot 10^{-4}} = 2,4 \tag{129}$$

$$1,5 \leq 2,4 \leq 3 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Předběžně zvolený AC servomotor SGMGV-09A vyhovuje ve všech ohledech. Vyhovuje z hlediska minimálního momentu z pohledu statiky i dynamiky, potřebných otáček kuličkového šroubu při posuvu a také z pohledu dynamického poměru momentu setrvačnosti. Dynamický moment 7,2 Nm nastane jen na okamžik (0,1 sekundy) při rozběhu soustavy. Zvolený AC servomotor umožňuje krátkodobé přetížení na hodnotu 13,8 Nm. V zadání diplomové práce se hovoří o návrhu ekonomické varianty stroje, z toho důvodu není žádoucí zbytečně předimenzovávat pohony stroje.

Základní parametry AC servomotoru uvádí tabulka 44. Zvolený AC servomotor je vybaven inkrementálním enkodérem a brzdou.

Tabulka 44 - Parametry AC servomotoru SGMGV-09A pro pohon osy X [40]

Parametr	Hodnota
Jmenovitý krouticí moment	5,39 Nm
Krátkodobá momentová přetížitelnost	13,8 Nm
Jmenovité otáčky motoru	3 000 ot . min ⁻¹
Jmenovitý výkon motoru	0,85 kW
Hmotnost motoru	13,5 kg



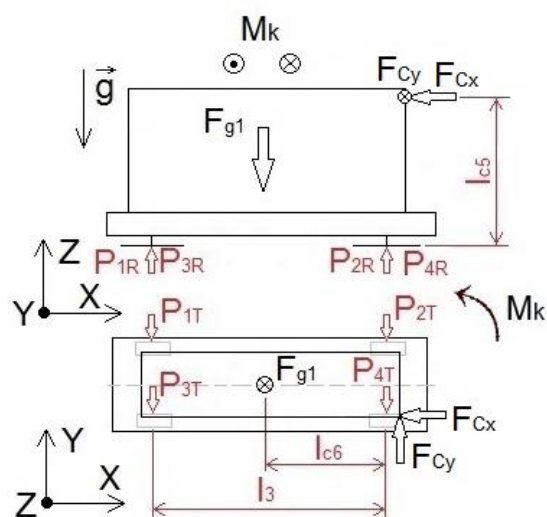
Obr. 70 – Zvolený pohon osy X, AC servomotor SGMGV-09A [40]

7.3.3 VOLBA LINEÁRNÍHO VEDENÍ OSY X

Ze stejného důvodu jako na ose Y a Z volím také pro osu X kuličkové lineární vedení. Kolejnice lineárního vedení budou přišroubovány k loži stroje a vozíky k posuvnému stolu.

Postup návrhu osy X je podobný jako návrh osy Y a Z. Při výpočtu klopných momentů na lineární vozíky vycházím ze zjednodušeného modelu, viz obr. 71 a obr. 62.

Výpočtový model se bere pro maximální možné namáhání, které vzniká od technologie obrábění. V případě obrábění frézovací hlavou, od které vzniká největší řezná síla, je omezena maximální výška obrobku na 700 mm.



Obr. 71 - Sílové působení na lineární vedení osy X (frézování ve směru osy X a Y)

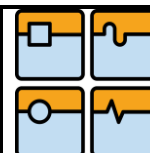
Při frézování působí na stůl síly, viz obr. 71. V případě vrtání, které je nutné brát také na vědomí, dochází k zatěžování stolu silou kolmou na desku stolu. Pokud by se ukázalo, že od vrtání by docházelo k vyššímu namáhání vedení než od frézování, výpočet bude uveden v diplomové práci.

Tabulka 45 - Parametry potřebné pro výpočet lineárního vedení v ose X

Parametr	Hodnota
Tíhová síla přesouvaných hmot osy Y $F_{g1} = (m_{sx} + m_o) \cdot g$	$F_{g1} = 12\,263\text{ N}$
Celková řezná síla vzniklá při frézování ve směru osy X	$F_{cx} = 5\,297\text{ N}$
Celková řezná síla vzniklá při frézování ve směru osy Y	$F_{cy} = 5\,297\text{ N}$
Krouticí moment na nástroji	$M_k = 212\text{ Nm}$
Vzdálenost mezi vozíky v ose X (určeno ze 3D modelu)	$l_3 = 979\text{ mm}$
Vzdálenost od působíště řezné síly k lineárnímu vedení ve vertikálním směru (určeno ze 3D modelu)	$l_{c5} = 847\text{ mm}$
Vzdálenost od působíště řezné síly ke středu stolu (určeno ze 3D modelu)	$l_{c6} = 600\text{ mm}$

Klopný moment M_x :

$$M_x = \frac{F_{cy} \cdot l_{c5}}{4} = \frac{5\,297 \cdot 0,847}{4} = 1\,122\text{ Nm} \quad (130)$$



Klopný moment M_Y :

$$M_Y = \frac{F_{Cx} \cdot l_{c5}}{4} = \frac{5\,297 \cdot 0,847}{4} = 1\,122 \text{ Nm} \quad (131)$$

Klopný moment M_Z :

$$M_Z = \frac{F_{Cy} \cdot l_{c6}}{4} + \frac{M_k}{4} = \frac{5\,297 \cdot 0,6}{4} + \frac{212}{4} = 848 \text{ Nm} \quad (132)$$

Předběžně volím kuličkové lineární vedení typu QHH30HA od společnosti HIWIN. Hodnoty maximálních klopných momentů uváděných výrobcem udává tabulka 47. Předběžně zvolené lineární vedení z hlediska klopných momentů plně vyhovuje a bude následovat jeho ověření z hlediska únosnosti a životnosti.

Tabulka 46 - Parametry statických klopných momentů lineárních vozíků QHH30HA od společnosti HIWIN [38]

Parametr	Hodnota
Klopný moment M_X	$M_X = 1\,320 \text{ Nm}$
Klopný moment M_Y	$M_Y = 1\,410 \text{ Nm}$
Klopný moment M_Z	$M_Z = 1\,410 \text{ Nm}$

Následující výpočet probíhá dle katalogu [39] a vychází ze schématu na obr. 72.

Radiální zatížení vozíku 1, 4:

$$P_{1R} = P_{4R} = -\frac{F_{g1}}{4} - \frac{F_{Cx} \cdot l_{c5}}{2 \cdot l_3} = -\frac{12\,263}{4} - \frac{5\,297 \cdot 0,847}{2 \cdot 0,979} = -5\,357 \text{ N} \quad (133)$$

Radiální zatížení vozíku 2, 3:

$$P_{2R} = P_{3R} = \frac{F_{g1}}{4} + \frac{F_{Cx} \cdot l_{c5}}{2 \cdot l_3} = \frac{12\,263}{4} + \frac{5\,297 \cdot 0,847}{2 \cdot 0,979} = 5\,357 \text{ N} \quad (134)$$

Tečné zatížení vozíku 1, 2, 3 a 4:

$$P_{1T} = P_{2T} = P_{3T} = P_{4T} = \frac{F_{Cy}}{4} = \frac{5\,297}{4} = 1\,324 \text{ N} \quad (135)$$

Ekvivalentní zatížení nejvíce namáhaného vozíku:

$$P_E = P_{2R} + P_{1T} = 5\,357 + 1\,324 = 6\,681 \text{ N} \quad (136)$$

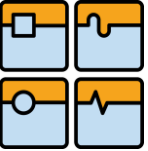
Tabulka 47 - Parametry zvoleného lineárního vedení QHH30HA od společnosti HIWIN [38]

Parametr	Hodnota
Dynamická únosnost	$C_{dyn} = 56\,720 \text{ N}$
Statická únosnost	$C_0 = 103\,650 \text{ N}$
Faktor tvrdosti	$f_h = 1$
Faktor teploty	$f_t = 1$
Faktor zatížení	$f_w = 1,2$

Následující výpočet probíhá dle katalogu. [38]

Statický bezpečnostní faktor:

$$f = \frac{C_0}{P_E} = \frac{103\,650}{6\,681} = 15,5 \quad (137)$$

Str. 73	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

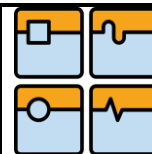
Výpočet životnosti v metrech:

$$L = \left(\frac{f_h \cdot f_t \cdot C_{dyn}}{f_w \cdot P_E} \right) \cdot 50\,000 = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 56\,720}{1,2 \cdot 6\,681} \right) \cdot 50\,000 = 353\,739 \text{ m} \quad (138)$$

Výpočet životnosti v hodinách:

$$L_h = \left(\frac{C_{dyn}}{P_E} \right)^3 \cdot \frac{50\,000}{v \cdot 60} = \left(\frac{56\,720}{6\,681} \right)^3 \cdot \frac{50\,000}{10 \cdot 60} = 50\,992 \text{ hodin} \quad (139)$$

Zvolené kuličkové vedení QHH30HA je z hlediska klopných momentů, bezpečnosti a životnosti předimenzované. V případě použití nižšího modelu by vedení nevyhovovalo z hlediska klopných momentů, z toho důvodu je použito vedení QHH30HA. Pro zvolený vozík výrobce doporučuje kolejnici HGR30R. Osa X vyžaduje dvě kolejnice o délce 2 417 mm.



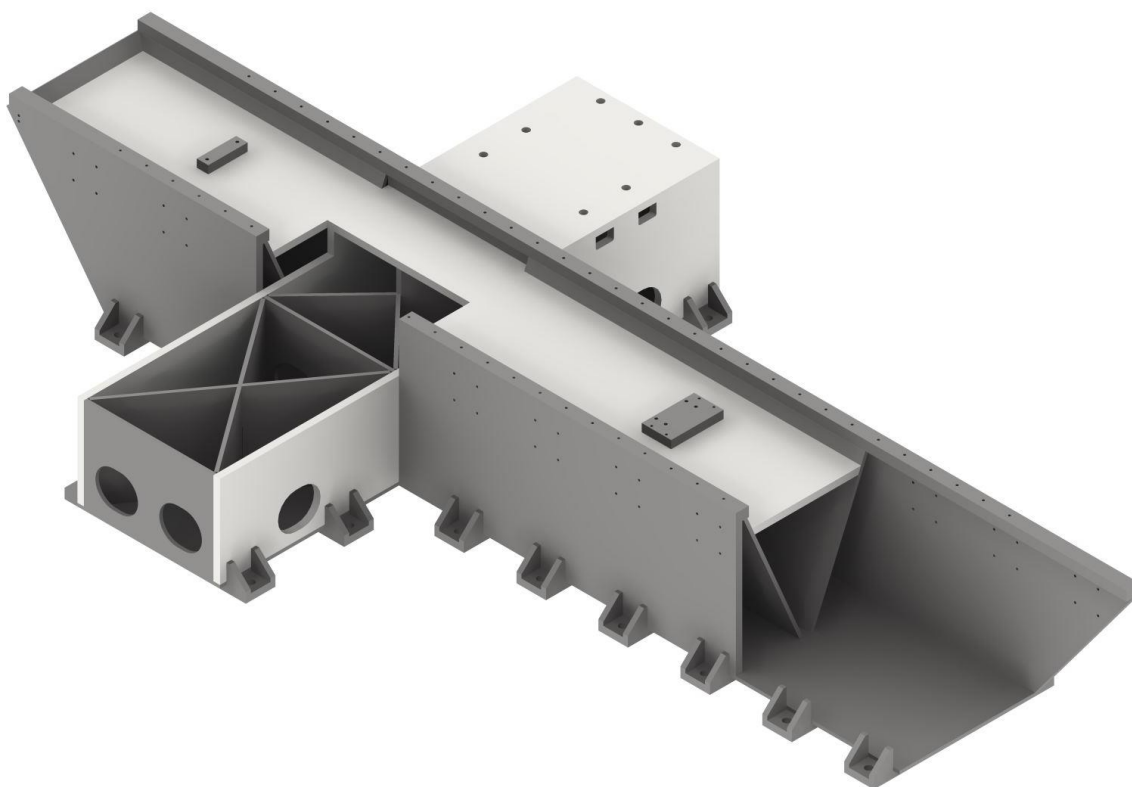
8 NÁVRH NOSNÉ ČÁSTI STROJE

Následující kapitola se bude zabývat konstrukčním návrhem a popisem lože, stolu, stojanů, příčnicku, saní a smykadla.

8.1 LOŽE

Základní tvar lože vychází z požadavku na posuvný stůl a umístění dvou sloupů. Jednotlivé výztuhy jsou odvozeny z rešerše uvedené v kapitole 4.1.1. topologie prvků konstrukčních soustav.

V podélném směru, tj. ve směru osy X jsou lože tvořeny hlavními nosnými bočními plechy tloušťky 20 mm a středovými výztužnými plechy tloušťky 15 mm. Horní plech tloušťky 20 mm se navažuje mezi šikmé výztuhy a slouží k upevnění posuvového mechanismu osy X. Pro upevnění kolejnic osy X slouží obdélníkový profil 30x40 mm, který je přivařený k horní části bočních a výztužných plechů. Boční plechy jsou opatřeny závitovými otvory pro upevnění šnekového dopravníku třisek. Ve střední části lože po obou stranách nalezneme prostor pro upevnění stojanů pomocí sedmi šroubů M20. Střední část tvoří dva hlavní nosné plechy tloušťky 20 mm a diagonální výztužné plechy tloušťky 10 mm. K ukotvení do betonového základu slouží patky po obvodě stroje. Celá konstrukce lože splňuje optimální volbu mezi tuhostí, náročností na výrobu, celkovým objemem materiálu a cenou. Celková hmotnost loží vychází na 1 269 kg.



Obr. 72 - Řez lože

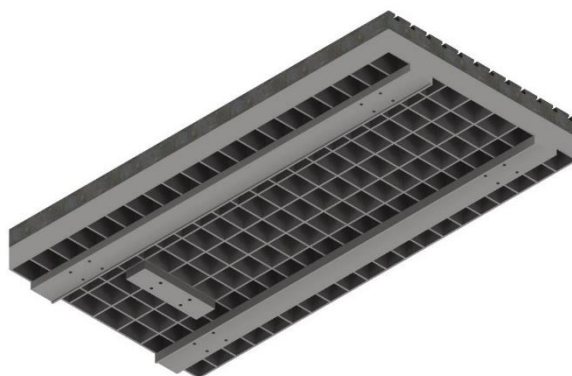
8.2 STŮL

Základ stolu tvoří deska o rozměrech 1 200x600x50 mm, do které jsou vyfrézovány T-drážky sloužící k uchycení obrobku pomocí T-šroubů. Zespodu desky jsou navařeny podélné a příčné výztuhy, zejména

pro zpevnění stolu z hlediska průhybu. Dále ve spodní části můžeme vidět dva obdélníkové profily pro umístění lineárních vozíků. Mezi nimi nalezneme obdélníkový profil pro umístění domečku pro matici.



Obr. 73 - Pohled na horní desku stolu



Obr. 74 - Pohled na spodní výztuhy desky stolu

8.3 STOJANY

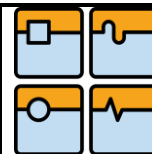
Hlavním požadavkem při konstrukci stojanů je ohybová tuhost. Té bylo dosaženo použitím mohutného I-profilu svařeného ze tří desek tloušťky 20 mm. Z hlediska zvýšení torzní tuhosti byly na konce I-profilů navařeny plechy. Tyto plechy slouží zároveň i jako připojovací plochy k ložím a příčníku. Pro přišroubování stojanu ke stroji potřebujeme na každém konci sedmi šroubů M20. Pro ještě větší zvýšení celkové tuhosti stojanů byly použity výztuhy, viz obr. 76. Celková hmotnost jednoho stojanu činí 293 kg.



Obr. 75 - Stojany frézky

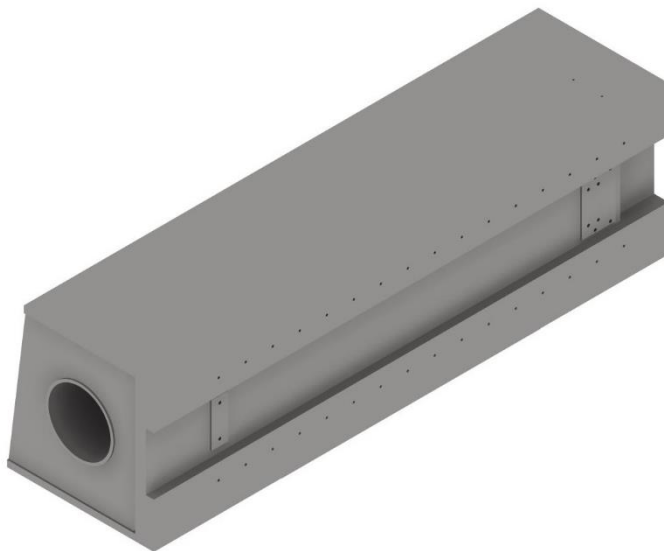


Obr. 76 - Stojan frézky v řezu



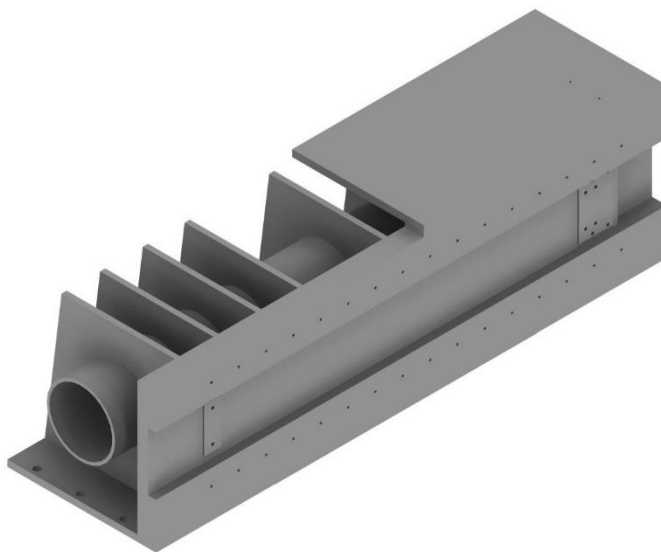
8.4 PŘÍČNÍK

Základním požadavkem při návrhu nosníku byla jeho ohybová a torzní tuhost. Základ nosníku tvoří 50 mm tlustá čelní deska, která je ve střední části odfrézována. Zde zůstávají dvě plošky pro připevnění kuličkového šroubu a držáku motoru. Dále na čelní desce můžeme vidět závitové otvory pro upevnění lineárního vedení. Horní deska tloušťky 20 mm a spodní deska stejné tloušťky, která má ovšem vyvrtané otvory pro spojení stojanů a příčnicku pomocí sedmi šroubů M20.



Obr. 77 – Nosník frézky

Na obrázku 78 můžeme vidět nosník v částečném řezu. Zde jsou patrné středové výztuhy. Trubka o průměru 200 mm a příčná žebra tloušťky 15 mm dokonale vyztuží příčník. Na obrázku 78 můžeme vidět větší hustotu příčných žeber v oblasti konců příčnicku. Hustější příčné žebrovaní konců příčnicku je zejména z důvodu vyztužení spodní desky v oblasti připojení ke sloupům. Celková hmotnost příčnicku činí 598 kg.

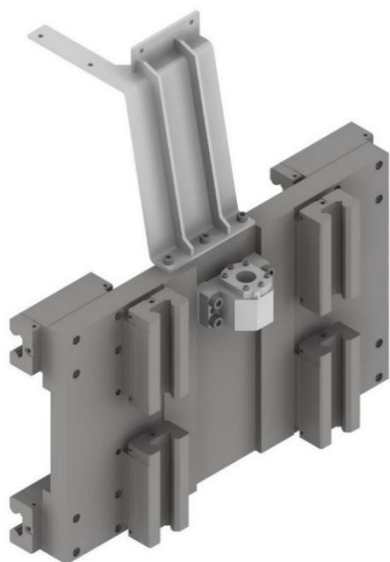


Obr. 78 - Nosník frézky v řezu

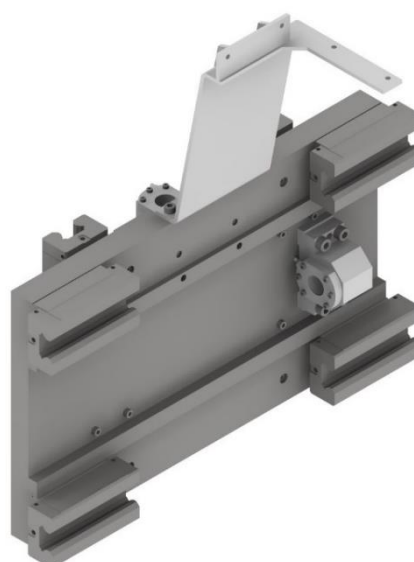
Str. 77	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

8.5 SANĚ

Základ saní tvoří ocelová deska o rozměrech 550x333x43 mm. Zde jsou po obou stranách vyfrézované plochy pro umístění lineárních vozíků a domečků pro matice kuličkového šroubu. Pomocí šroubů s vnitřním šestihranem se upevňují lineární vozíky a domečky pro matice k desce saní. K horní hraně saní je také přišroubován držák energetických řetězů.



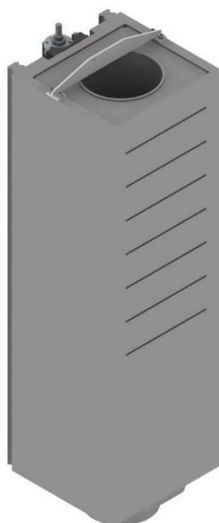
Obr. 79 - Saně pohled na vozíky osy Z



Obr. 80 - Saně pohled na vozíky osy Y

8.6 SMYKADLO

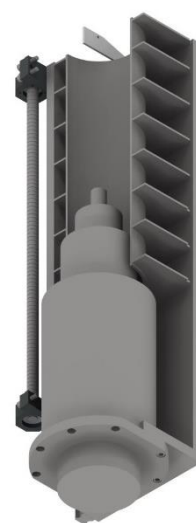
Základ smykadla tvoří tři desky. Zadní deska tloušťky 40 mm, do které je vyfrézována podélná drážka a v ní umístěný kuličkový šroub. Po stranách této desky jsou umístěny dvě kolejnice. Dále smykadlo obsahuje dvě boční desky tloušťky 25 mm. Vnitřní část smykadla tvoří příčné výztuhy a trubka o vnějším průměru 200 mm. Skrze tuto trubku budou vyvedeny hadice a kabely jdoucí ze vřetene. Celé smykadlo uzavírá čelní krycí plech. Vřeteno se vkládá do smykadla zespodu a je zajištěno osmi šrouby M12 ke spodní desce. V horní části smykadla můžeme vidět držák energetického řetězu.



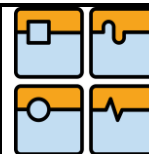
Obr. 81 - Smykadlo čelní pohled



Obr. 82 - Smykadlo zadní pohled



Obr. 83 - Smykadlo v řezu



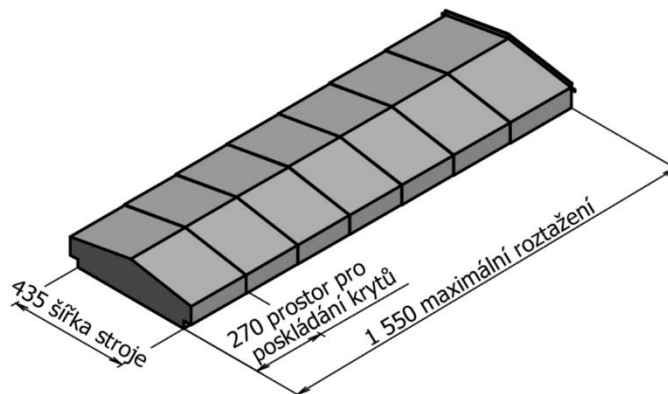
9 KRYTOVÁNÍ OS

Kapitola se bude zabývat návrhem a volbou krytování jednotlivých os X, Y, Z.

9.1 KRYTOVÁNÍ OSY X

Dle řešerše uvedené v kapitole 4.5 je nejvhodnější k ochraně lineárního vedení a kuličkového šroubu na ose X použití teleskopického ocelového krytu. Mezi hlavní výhody se dá uvést robustní konstrukce, která odolá i nárazu menšího břemene.

Výrobci teleskopických krytů vyrábí ve většině případů kryty přímo na konkrétní stroj. Společnost HANNLICH patří mezi nejznámější dodavatele, zabývající se výrobou těchto krytů. Z tohoto důvodu kryty nechám vyrobit touto firmou. Společností budou dodány základní požadované rozměry krytů a finální konstrukční návrh uskuteční až výrobce. Základní rozměry krytů udává obrázek 84.



Obr. 84 - Základní rozměry teleskopických krytů osy X

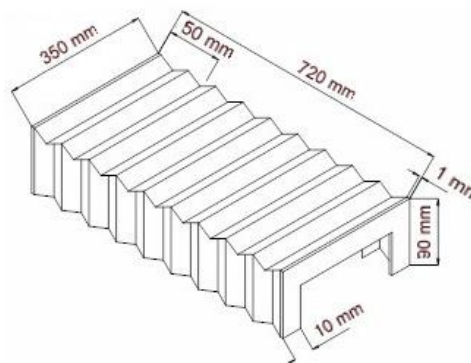
Dle katalogu od firmy HANNLICH použiji kryt typu D. Mezi přednosti krytu patří střechovitý tvar, kde třísky při obrábění budou padat do dopravníků třísek po obou stranách tohoto krytu. Dále volím pro vedení krytu v ose X kluzáky a tlumiče rázů pro zmírnění hlučnosti a vibrací. [45]

9.2 KRYTOVÁNÍ OSY Z

Dle řešerše uvedené v kapitole 4.5 je nejvýhodnější použít k ochraně lineárního vedení a kuličkového šroubu krycí měch. Dalším důvodem použití může být příznivá cena, snadná montáž a demontáž, dlouhá životnost a zejména nízká hmotnost.

Výrobců krycích měchů je velké množství, ale z hlediska dostupnosti specifikací volím společnost HANNLICH. Online konfigurátor společnosti HANNLICH nabízí nepřeberné množství tvarů, materiálů, rozměrů a upevnění krytů.

Pro potřebu krytování osy Z postačuje základní varianta krytu typu A o maximální délce natažení 720 mm a minimální možné délce ve stlačeném stavu 50 mm. Použitý materiál měchu je polyester o tloušťce stěny 0,22 mm. Jedná se o standardní materiál odolný proti vodě, prachu, brusnému kalu. Dále poskytuje odolnost proti olejům, mastným chladicím kapalinám a proti abrazi. Měch pracuje ve vertikální poloze a z toho důvodu je nezbytné zabránit tomu, aby se měch neodchyloval od pracovního pojezdu. Z toho důvodu jsou součástí měchu vytvarované plastové rámečky, které zapadají do lineárního vedení. Tímto způsobem můžeme zajistit odklon měchu do nežádoucího směru. Základní rozměry měchu jsou uvedeny na obr. 85. [41]

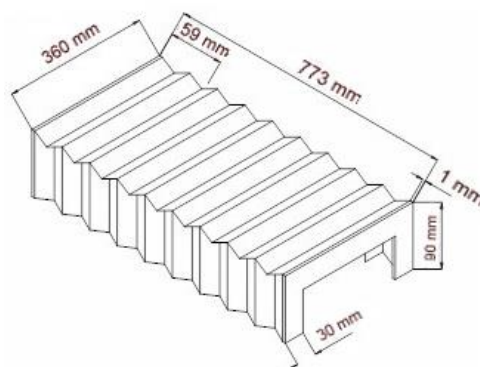


Obr. 85 - Rozměry navrženého měchu osy Z [41]

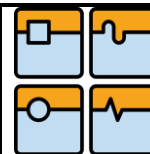
Str. 79	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

9.3 KRYTOVÁNÍ OSY Y

Krytování osy Y bude stejně jak na ose Z pomocí měchu. Pozice krytu na stroji je tzv. příčná. Z tohoto důvodu musí být zajištěno stejně jak na ose Z odklon měchu od žádoucího směru. Měch bude nakoupen také od společnosti HANNLICH. Typ, materiál, tloušťka a způsob upevnění měchu proti vybočení je stejný jak na ose Z. Základní rozměry měchu uvádí obr. 86.



Obr. 86 - Rozměry navrhovaného měchu osy Y [41]

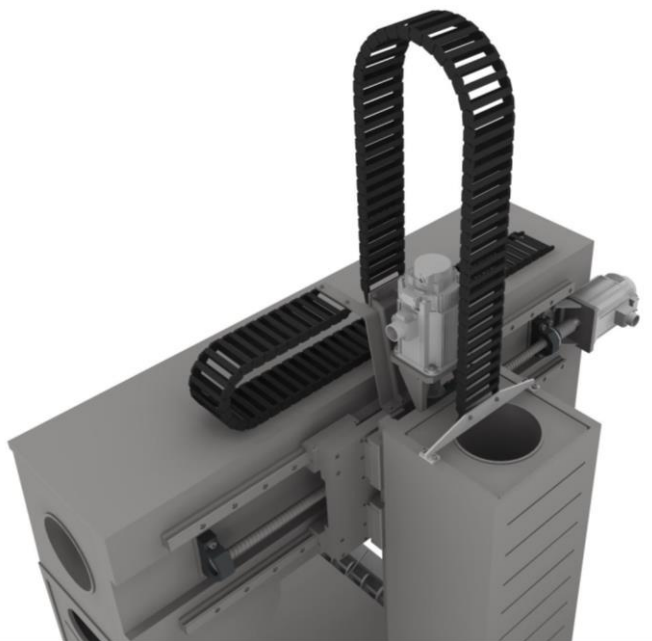


10 NÁVRH OSTATNÍCH KOMPONENT STOJE

Následující kapitola se bude zabývat návrhem energetických řetězů, odvodem třísek ze stroje, odměřováním polohy a přívodem kapaliny do řezného procesu. Při návrhu portálové frézky je možné se zabývat i dalšími komponenty stroje. Příkladem bych uvedl vnější krytování stroje, automatickou výměnu nástrojů, filtraci řezné kapaliny, řídicí systém stroje, ovládací panel stroje a mnoho dalších. Bohužel z hlediska náročnosti a rozsahu diplomové práce se nedá řešit vše. Vybral jsem si jen některé zajímavé komponenty stroje a ty řešil podrobněji.

10.1 NÁVRH ENERGETICKÝCH ŘETĚZŮ

K vřetenu a servomotoru osy Z je potřeba přivést elektrické kabely a hadice pro přívod hydraulické a chladicí kapaliny. Pro správné vedení kabelů a hadic se dá použít vedení pomocí energetického řetězu. Již zmiňovaná společnost HENNLICH nabízí ve svém katalogu i energetické řetězy. Od této společnosti volím energetický řetěz série 10 - E2. Maximální rozměr kabelů a hadic vymezuje vnitřní prostor řetězu o šířce 100 mm a výšce 25 mm. Zvolený energetický řetěz plně vyhovuje. Umístění řetězů na stroji ukazuje obrázek 87.



Obr. 87 - Umístění navržených energetických řetězů na stroji

10.2 NÁVRH ODVODU TŘÍSEK ZE STROJE

Z hlediska efektivního obrábění a bezpečnosti obsluhy je žádoucí vzniklé třísky při obrábění odvádět ze stroje. Pro efektivní způsob odvodu třísek ze stroje jsou používány dopravníky. Mezi nejznámější typy dopravníků třísek patří článkový, hrablový, magnetický a šnekový.

Při návrhu dopravníku musí brát konstruktér v úvahu několik kritérií. Zejména vhodnost dopravníku pro dopravované třísky a množství dopravovaných třísek. Z hlediska malého prostoru mezi stolem a stojanem portálové frézky musím volit takový typ dopravníku, aby se do tohoto prostoru vměstnal. Ze všech zmiňovaných možností je možné vybrat dvě: šnekový anebo magnetický dopravník. Z hlediska levného řešení, dostupnosti řešení a možnosti odvádět i neocelové třísky volím šnekový dopravník.

Již zmiňovaná společnost HANNLICH, která vyrábí na stroj kryty os, má ve své nabídce i šnekové dopravníky. Díky nestandardním prostorům pro umístění dopravníku bude základní tvar a ukotvení dopravníku ke stroji dle mé konstrukce. Společnosti HENNLICH bude zaslán 3D model navrženého dopravníku dle jejich konstrukčních zásad a možností výroby, které uvádí na svých internetových stránkách. Tvar koryta a ukotvení dopravníku ke stroji by se nemělo měnit. Společnost HENNLICH pouze navrhne pohon šneku, šnek a uložení šneku v korytě.

Z důvodu malého prostoru volím šnekový dopravník o průměru šneku 80 mm a délky 3 m. Šnek bude opatřen vnitřní výztužnou trubkou. Síla materiálu šroubovice je 8 mm. Společnost HENNLICH doporučuje poměr stoupání šroubovice k průměru šroubovice 1:1. Dle doporučení společnosti je žádoucí volit rychlost posuvu třísek od 2 do 5 m/min. V případě navrhovaného dopravníku volím 3 m/min pokud by rychlost nevyhovovala, dá se zvýšit. [46]

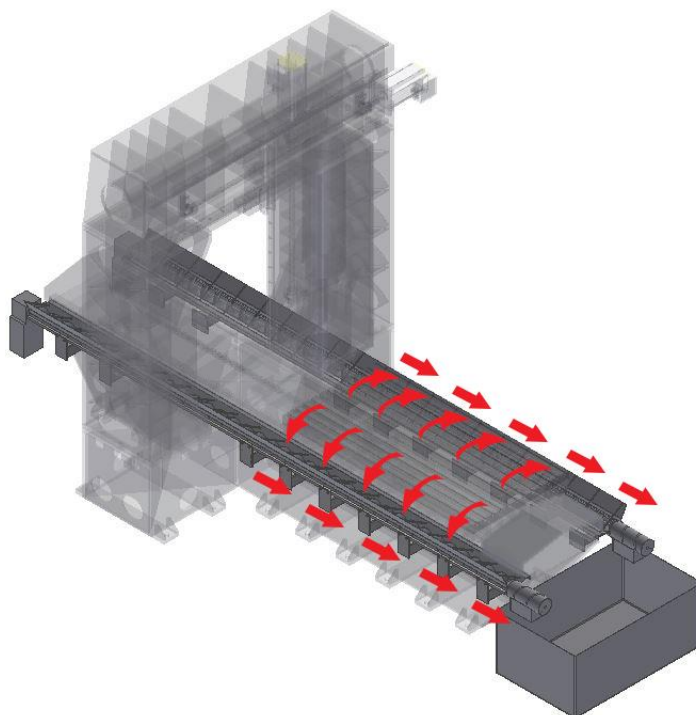
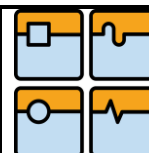
Navržený dopravník je žádoucí zkontrolovat na maximální dopravní objem materiálu. Následující výpočet bude považován jen za hrubý odhad. Kontrolní výpočet by měla provést společnost HENNLICH. Při frézování zvolenou frézovací hlavou průměru 80 mm bude vznikat nejvíce třísek. Pro hloubku řezu 5 mm a rychlost posuvu 557 mm/min (viz rovnice 2), vychází odebíraný objem materiálu za jednotku času na

TVAR TŘÍSEK	W	TVAR TŘÍSEK	W
STUŽKOVÉ DLOUHÉ	400 a více	SPIRÁLOVÉ PLOCHÉ	10 až 20
STUŽKOVÉ SMOTANÉ	300 až 400	OBLOUKOVITÉ SPOJENÉ	8 až 10
VINUTÉ DLOUHÉ	80 až 150	ELEMENTÁRNÍ	4 až 6
VINUTÉ KRÁTKÉ	40 až 60		

Obr. 88 - Hodnoty objemového součinitele W pro vybrané typy třísek [47]

222 800 mm³/min. Dopravník délky 3 m se dokáže vyprázdnit za 1 minutu. Ze 3D modelu dopravníku se dá zjistit teoretický dopravovaný objem materiálu. Je uvažována pouze třetinová hodnota z celkového přepravovaného objemu. Zejména z důvodu, že koryto obepíná šnek jen do výšky 57 mm průměru šneku. Výsledný maximální využitelný objem dle 3D modelu činí 4 568 265 mm³. Tento objem se dá teoreticky vyprázdnit za 1 minutu, tzn. maximální dopravní objem za jednotku času je 4 568 265 mm³/min. Dle literatury *Technologie obrábění* se musí výsledná hodnota odebíraného materiálu za jednotku času vynásobit objemovým součinitelem třísky dle obr. 88. Při frézování oceli vznikají elementární nebo obloukovité spojené třísky, tak se dá dle obr. 88 uvažovat o součiniteli W = 10. Při vynásobení hodnoty odebíraného materiálu za jednotku času součinitelem W, vychází objem třísek na 2 228 000 mm³/min. Frézka obsahuje dva dopravníky třísek, teoretický dopravovaný objem odebíraných třísek ze stroje činí 9 136 530 mm³/min. Odebíraná hodnota třísek ze stroje vychází vyšší než hodnota objemu třísek vzniklých při frézování. Z toho se dá usoudit, že zvolený průměr šneku a rychlost posuvu třísek vyhovuje. V případě potřeby můžeme zvýšit rychlost posuvu třísek a tím zvýšit i hodnotu odebíraných třísek ze stroje.

Umístění navrženého šnekového dopravníku ukazuje obrázek 89. Je zde patrná cesta odvádění třísek do kontejneru (červené šipky).



Obr. 89 - Umístění šnekových dopravníků na stroji a směr odvodu třísek ze stroje

10.3 ODMĚŘOVÁNÍ POLOHY

Výhody a nevýhody jednotlivých typů odměřování udává kapitola 4.2.4. Pro pohon jednotlivých os je použito AC servomotorů. Tyto motory obsahují rotační enkodéry. Tímto způsobem se zajišťuje nepřímé odměřování osy, ale z důvodu vyšší přesnosti je žádoucí opatřit každou osu přímým odměřováním. Z toho důvodu bude každá osa opatřena magnetickým odměřováním TML S-05A-02 od společnosti JIRKA a spol. Zvolené magnetické odměřování z hlediska rozlišitelnosti, maximální rychlosti měření a ceny plně vyhovuje.

Výhody snímače: cena, spolehlivost, odolnost vůči mechanickému poškození, velmi malé rozměry, snadná instalace a možnost měření velkých rozsahů. [43] Základní parametry zvoleného snímače udává tabulka 48. Výrobce pro zvolený magnetický snímač doporučuje magnetický pásek s označením MT-02-02. Zvolený pásek výrobce doporučuje umístit do ochranného hliníkového profilu AP-02.

Tabulka 48 - Parametry zvoleného magnetického snímače TML S-05A-02 od společnosti JIRKA a spol. [43]

Parametr	Hodnota
Rozlišitelnost	5 μm
Maximální rychlost měření	60 m/min
Maximální vzduchová mezera mezi snímačem a magnetickou páskou	1 mm
Provozní teplota	0 až 85 °C
Cena snímače	2 249 Kč (bez DPH)

10.4 NÁVRH PŘÍVODU CHLADICÍ KAPALINY DO ŘEZNÉHO PROCESU

Zvolené vřeteno umožňuje přívod chladicí kapaliny do řezného procesu skrze nástroj. Toho lze využít v případě, že je nástroj vybaven vnitřním chlazením. Pokud to nepodporuje, musíme do řezného procesu přivést chladicí kapalinu z vnějšku, například pomocí kloubových hadic. Zvolený způsob umožňuje přesné nasměrování proudu kapaliny přímo do řezného procesu.

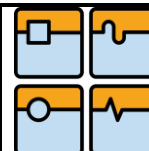
Pro potřeby vnějšího chlazení nástroje volím kloubovou hadici s označením VHM-71 od společnosti MEPAC. Hadice se upíná magneticky ke smykadlu frézky. Parametry zvolené kloubové hadice udává tabulka 49. [44]



Obr. 90 - Kloubová hadice VHM-71 [44]

Tabulka 49 - Parametry kloubové hadice VHM-71 od společnosti MEPAC [44]

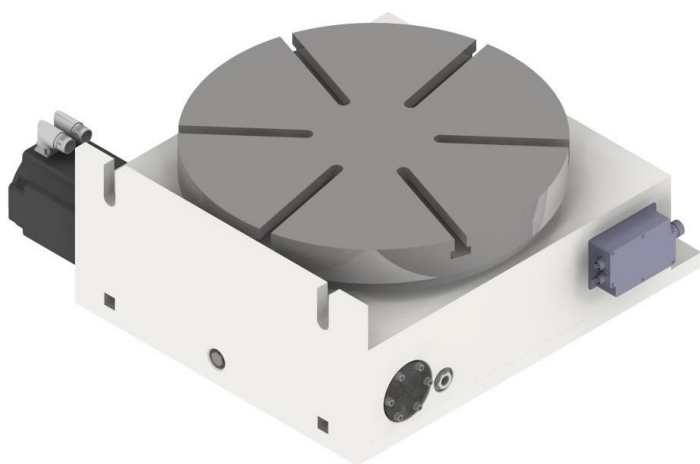
Parametr	Hodnota
Hmotnost	1,8 kg
Vnitřní průměr hadice	15 mm
Délka hadice	500 mm
Přidržná síla magnetu	75 kg



11 NÁVRH PŘÍSLUŠENSTVÍ STROJE V PODOBĚ OTOČNÉHO STOLU

Otočné stoly se nejčastěji používají jako volitelné příslušenství CNC frézek nebo u CNC obráběcích center. Přidáním otočného stolu získáme tzv. 4-tou osu neboli osu A, B nebo C. Záleží podél, které osy kartézského souřadného systému X, Y, Z se vyvodí rotační pohyb.

Součástí přílohy diplomové práce je návrh otočného stolu o průměru 520 mm. Stůl může být použit pro horizontální (obr. 91) nebo vertikální (obr. 92.) obrábění.



Obr. 91 - 3D pohled na horizontální použití otočného stolu



Obr. 92 - 3D pohled na vertikální použití otočného stolu

Otáčivý pohyb stolu vyvozuje servomotor, který se pomocí šnekového soukolí přenáší na desku stolu. Stůl obsahuje axiálně radiální válečkové ložisko YRTM 260 s integrovaným odměřováním polohy. Toto ložisko zabezpečuje přesné vedení desky stolu. Skříň stolu, do které se vkládají jednotlivé komponenty, je koncipována jako svařenec jednotlivých desek. Pomocí T-šroubů a upínek dle DIN 6314 můžeme stůl připevnit na desku stolu frézky. Základní parametry stolu udává tabulka 50.

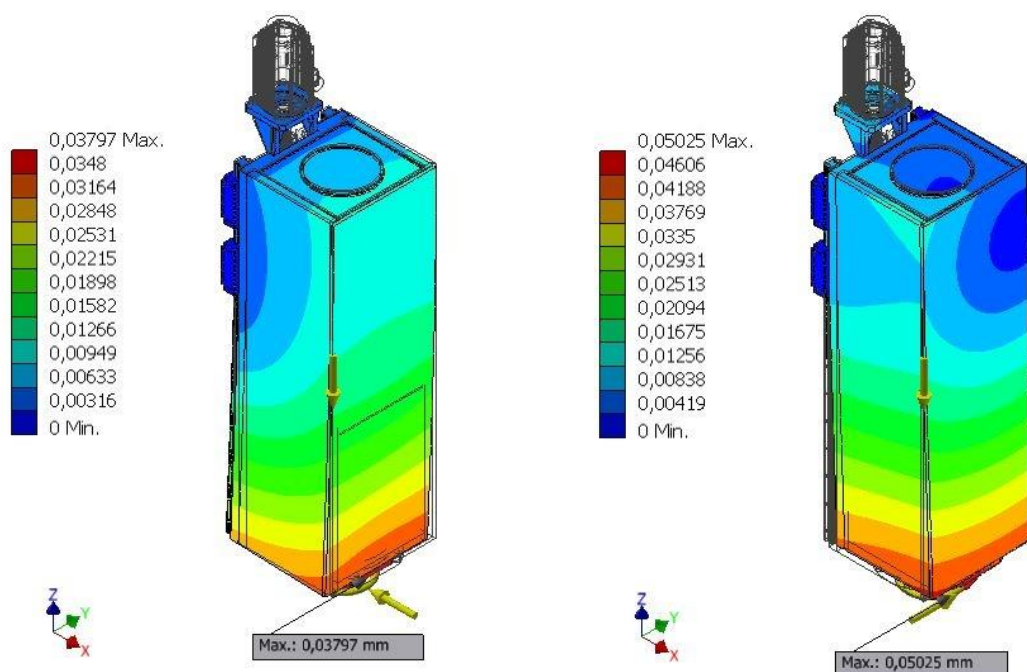
Tabulka 50 - Parametry navrženého otočného stolu

Parametr	Hodnota
Průměr stolu	520 mm
Hmotnost stolu	350 kg
Maximální obráběcí moment	1 000 Nm
Otáčky stolu	11 min ⁻¹
Maximální hmotnost obrobku	1 000 kg
Převodový poměr šnekového soukolí	80

12 MKP ANALÝZA STROJE

Při tvorbě MKP analýzy byl stroj rozdělen do dvou částí. První část tvoří smykadlo a druhou část příčník, stojany a lože. Důvodem rozdělení byly obtížně modelovatelné plné náhrady lineárních vedení. Proto je nejprve zatíženo smykadlo silami a momenty vzniklými od obrábění a výsledné reakce ve vazbách jsou přeneseny na příčník.

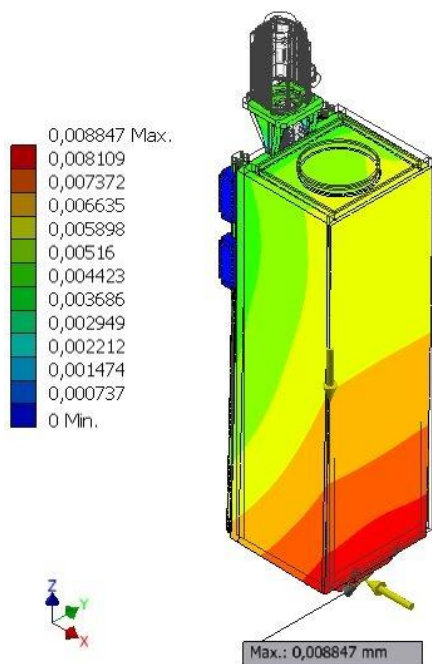
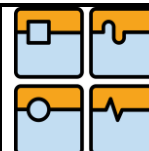
Obrázek 93 zobrazuje posunutí smykadla při frézování ve směru osy X, kde na smykadlo působí řezná síla 5 297 N a krouticí moment 212 Nm. Obrázek 94 zobrazuje posunutí smykadla při frézování ve směru osy Y, při stejném zatížení jak v případě frézování ve směru osy X. Ve skutečnosti bude výsledné posunutí vyšší. K posunutí smykadla se musí přičíst posunutí od části stroje vyobrazené na obr. 97 a 98 a deformace lineárního vedení v ose Y a Z.



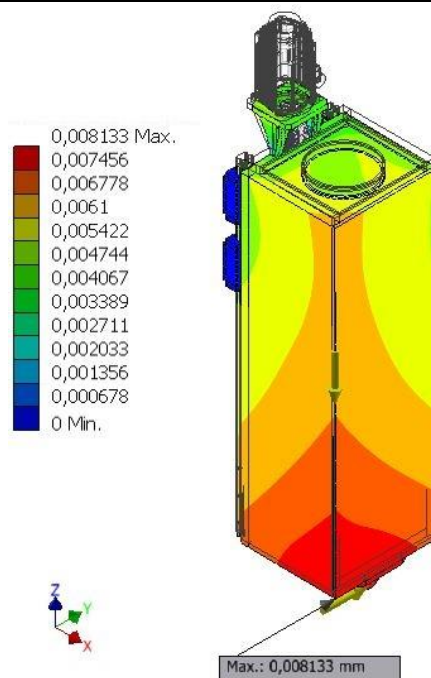
Obr. 93 - Deformace smykadla při hrubování ve směru osy X

Obr. 94 - Deformace smykadla při hrubování ve směru osy Y

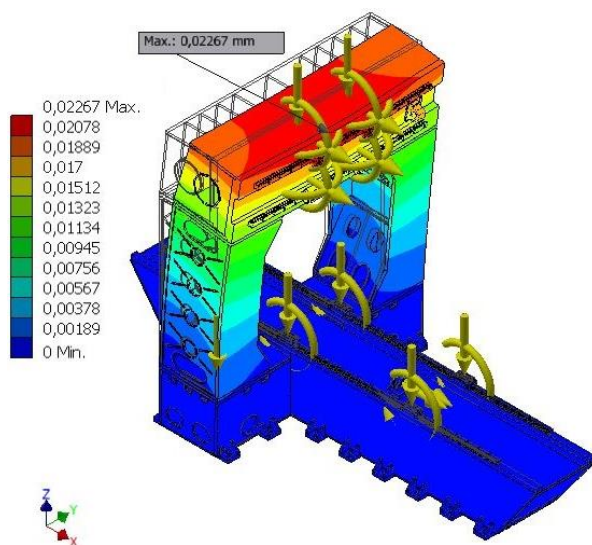
Obrázek 95 zobrazuje posunutí smykadla při frézování ve směru osy X, kde na smykadlo působí řezná síla 306,5 N a krouticí moment 12,3 Nm. Obrázek 96 zobrazuje posunutí smykadla při frézování ve směru osy Y, při stejném zatížení jak v případě frézování ve směru osy X. Ve skutečnosti výsledné posunutí bude vyšší. K posunutí smykadla se musí přičíst posunutí od části stroje vyobrazené na obr. 99 a 100 a deformace lineárního vedení v ose Y a Z.



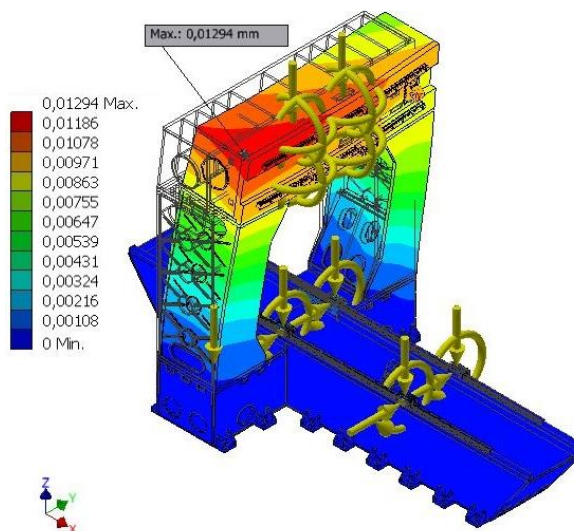
Obr. 95 - Deformace smykadla při dokončování ve směru osy X



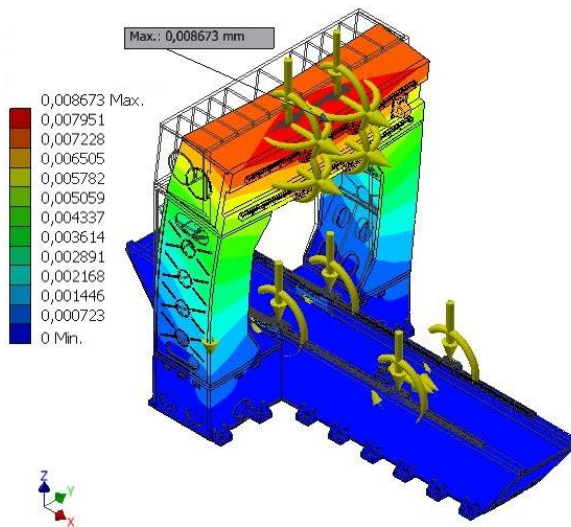
Obr. 96 - Deformace smykadla při dokončování ve směru osy Y



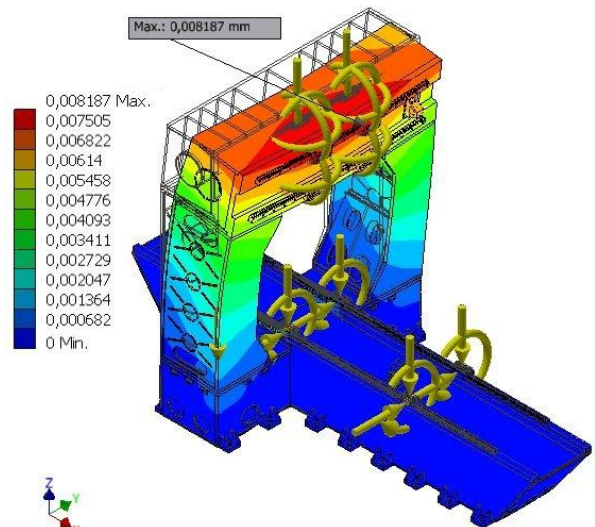
Obr. 97 - Posunutí portálu a lože při hrubování ve směru osy X



Obr. 98 - Posunutí portálu a lože při hrubování ve směru osy Y



Obr. 99 - Posunutí portálu a lože při dokončování ve směru osy X



Obr. 100 - Posunutí portálu a lože při dokončování ve směru osy Y

Dle mého názoru výsledné posunutí stroje při hrubování se může zdát až moc velké, ale nesmíme zapomínat, že se jedná o hrubování frézovací hlavou o průměru 80 mm. Při dokončovacím frézování frézovací hlavou je výsledné posunutí několikanásobně menší.

Str. 88	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

ZÁVĚR

Hlavním cílem diplomové práce byl návrh portálové CNC frézky jako levné varianty k běžně dostupným strojům. První část práce se zabývala popisem portálové frézky a jednotlivých typů portálových frézek. Ve druhé kapitole jsem prováděl analýzu portálových frézek na českém a zahraničním trhu. Z uvedené analýzy vyplývají některé poznatky nezbytné k návrhu stroje. Následující kapitola měla za úkol provést rešerši základních skupin portálových frézek. Vytvořila tak ucelený obraz o možnostech konstrukce portálových frézek a používaných komponentech. Po vytvoření představy možností portálových frézek byla sepsána kapitola, zabývající se volbou a zdůvodněním vybrané varianty navrhované frézky.

Pro návrh a dimenzování os, konstrukce a zejména vřetene bylo nutné vycházet z určité technologie obrábění. Kapitola šest se zabývala návrhem vřetene, kde si nejprve určím parametry stroje, pro jaký typ výroby byl určen. Následně jsem spočítal maximální síly, momenty a otáčky vzniklé při obrábění a pro toto zatížení vybral odpovídající vřeteno.

Při návrhu posuvové soustavy jednotlivých os, v kapitole sedm, bylo nutné vycházet z tíhových sil částí frézky a sil vznikajících z technologie obrábění. Pro zachování určitého poměru mezi cenou stroje a životností lineárního vedení, kuličkových šroubů a servomotorů, musely být dimenzovány jednotlivé komponenty s ohledem na cenu a životnost. U některých komponentů byla zvolena optimální životnost, naopak u některých komponent vyšla životnost poněkud vyšší. Důvodem nadprůměrně vyšší životnosti byla nutnost použití vyššího modelu, protože v případě použití nižšího modelu stejné řady by životnost vycházela příliš malá.

S ohledem na ekonomické hledisko byla konstrukce stroje koncipována jako svařenec. Při návrhu nosné části stroje jsem bral v potaz konstrukční zásady uvedené v kapitole 4.1.1. Následná konstrukce byla také ověřena MKP analýzou. Ukázalo se, že výsledný návrh posuzovaný z hlediska průhybu vyhovuje.

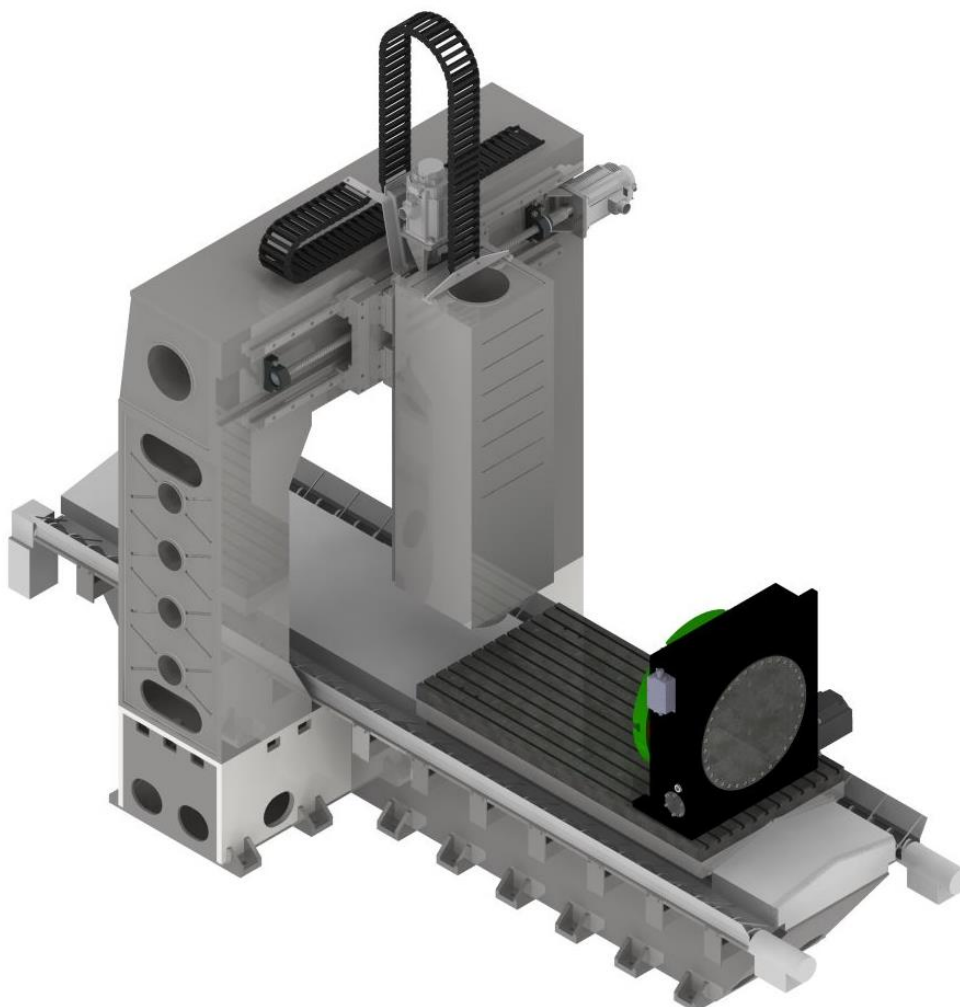
V úvodu práce jsem si stanovil, že navrhnu celý stroj, včetně jeho periferií. V průběhu práce jsem, ale usoudil, že zabývat se návrhem stroje do posledního detailu by bylo časově náročné. Z tohoto důvodu jsem si zvolil jen určité periferie stroje a těmi se zabýval podrobněji.

V kapitole 5.1 jsem si určil předběžně zvolené parametry stroje. Tabulka 50 ukazuje konečné parametry navrhovaného stroje. V případě pojezdů v ose X a Y byl přidán na každé straně přesah 40 mm. V případě celkové výšky stroje, která neměla přesáhnout 2 600 mm, bude muset být stroj přepravován s oddělaným energetickým řetězem a se smykadlem ve spodní pozici.

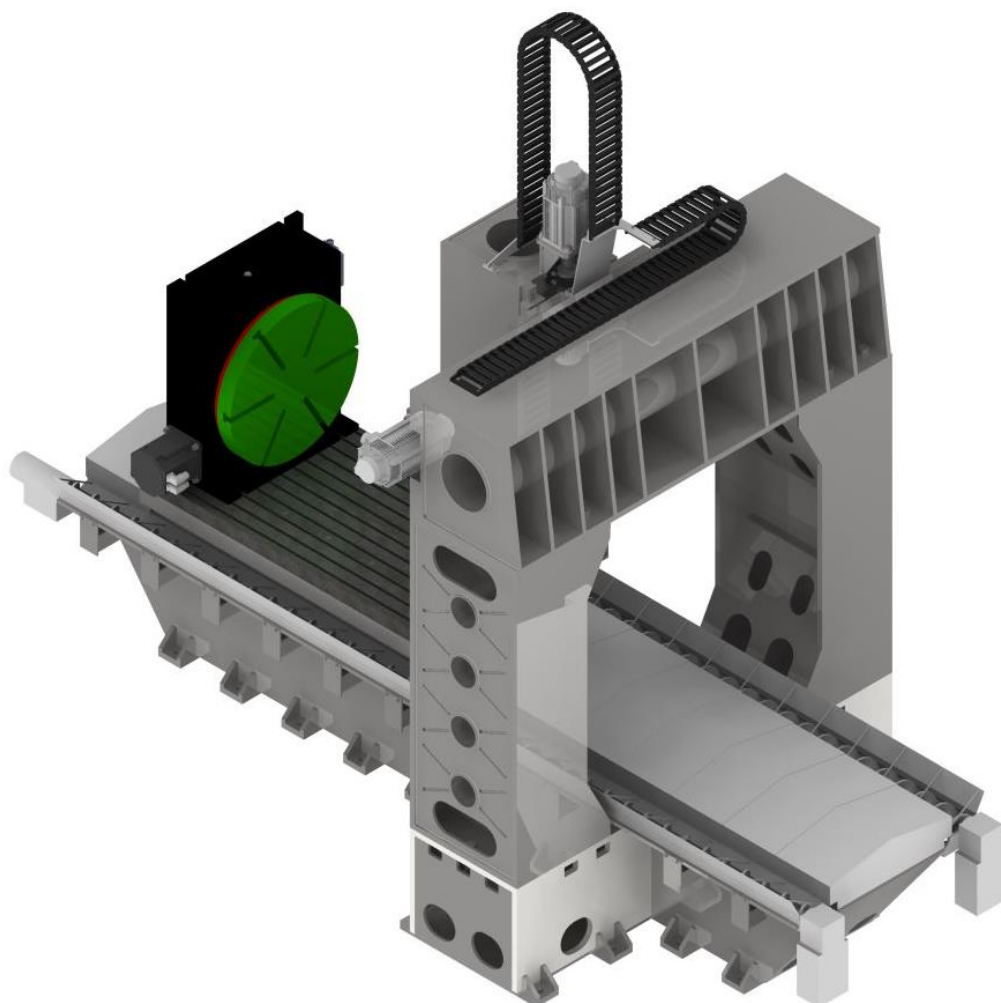
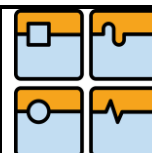
Jak již bylo zmíněno, práce by se mohla následně zabývat návrhem ostatních periferií, např. výměnou nástrojů, krytváním celého stroje, řídicím systémem stroje a mnohým dalším. Pokud by měl jít stroj do výrobního procesu, je zapotřebí zhotovit výkresovou dokumentaci celého stroje.

Tabulka 51 - Finální parametry navrhovaného stroje

Parametr	Hodnota	Jednotka
Rozměr upínací plochy stolu	600x1 200	[mm]
Pojezd v ose X	1 280	[mm]
Pojezd v ose Y	680	[mm]
Pojezd v ose Z	700	[mm]
Vzdálenost čela vřetene od upínací plochy stolu	100	[mm]
Maximální zatížení stolu	900	[kg]
Rychlost posuvů v osách X, Y, Z	10 000	[mm/min]
Rozměry půdorysu stroje (bez krytování)	1 524x3 303	[mm]
Výška stroje (smykadlo v horní pozici)	3 472	[mm]
Výška stroje (smykadlo ve spodní pozici, bez energetického řetězu)	2 260	[mm]
Hmotnost stroje (část stroje vyobrazená na obr. 101 a 102)	4 443	[kg]
Přesnost polohování	0,05	[mm]
Rozsah otáček vřetene	10 000	[min ⁻¹]
Maximální krouticí moment vřetene	224	[Nm]
Výkon pohonu vřetene	30	[kW]
Kužel vřetene	ISO 50	



Obr. 101 - Pohled na finální návrh stroje

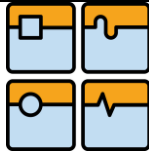


Obr. 102 - Zadní pohled na finální návrh stroje

Str. 91	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

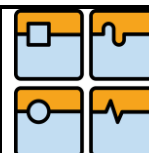
- [1] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. Praha: MM publishing, s.r.o., 2014, 684 stran. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.
- [2] *Directindustry* [online]. [cit. 2015-11-10]. Dostupné z: http://www.directindustry.com/prod/nicolas-correa/product-9282-489164.html#product-item_25322
- [3] *Industrial-technologies* [online]. [cit. 2015-11-10]. Dostupné z: http://www.industrial-technologies-india.com/data/images/2146/image/DMG%20FIG2.jpg_ico400.jpg
- [4] *Kovosvit* [online]. [cit. 2015-11-11]. Dostupné z: <http://www.kovosvit.cz/cz/spolecnost/>
- [5] *Kovosvit* [online]. [cit. 2015-11-11]. Dostupné z: <http://www.kovosvit.cz/cz/produkty/technologie-frezovani/portalova-obrabeci-centra/mmc-1500>
- [6] *Trimill* [online]. [cit. 2015-11-11]. Dostupné z: <http://www.trimill.cz/o-nas/>
- [7] *Trimill* [online]. [cit. 2015-11-11]. Dostupné z: <http://www.trimill.cz/produkty/vertikalni-obrabeci-centra/3-osa/vc-1110-1/>
- [8] *Tajmac-zps* [online]. [cit. 2015-11-11]. Dostupné z: <http://www.tajmac-zps.cz/cs/kvalita-politika-kvality>
- [9] *Tajmac-zps* [online]. [cit. 2015-11-11]. Dostupné z: <http://www.tajmac-zps.cz/cs/MCV-1210>
- [10] *Mazakeu* [online]. [cit. 2015-11-11]. Dostupné z: <https://www.mazakeu.com/about-mazak-europe/global-commitment/>
- [11] *Techmagazin* [online]. [cit. 2015-11-11]. Dostupné z: <http://www.techmagazin.cz/79>
- [12] *Dmgmori* [online]. [cit. 2015-11-11]. Dostupné z: <http://cz.dmgmori.com/products/milling-machines/vertical-machining-centres/nv-nvd/nvd6000dgc#Intro>
- [13] *Jyoti* [online]. [cit. 2015-11-14]. Dostupné z: <http://jyoti.co.in/about-us/company-profile/>
- [14] *Jyoti* [online]. [cit. 2015-11-14]. Dostupné z: <http://jyoti.co.in/our-products/kxk2x-series/>
- [15] *Axa* [online]. [cit. 2015-11-14]. Dostupné z: <http://www.axa-maschinenbau.de/index.php/cz/spole%C4%8Dnost/o-n%C3%A1s>
- [16] *Axa* [online]. [cit. 2015-11-14]. Dostupné z: <http://www.axa-maschinenbau.de/index.php/cz/pfz>
- [17] WECK, Manfred. *Werkzeugmaschinen*. 8. neu bearb. Aufl. Berlin: Springer, 2006, xxxiv, 701 s. ISBN 3-540-22502-1.
- [18] BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*. 2. přeprac. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1991, 214 s.
- [19] *HIWIN* [online]. [cit. 2015-11-17]. Dostupné z: <http://www.hiwin.cz/sk/produkty/gulickove-skrutky/opracovani-koncu>

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

- [20] *Monorail* [online]. [cit. 2015-11-17]. Dostupné z:
http://www.monorail.cz/soubory/soubory/Aplikationkatalog_CZ.pdf
- [21] *Mmspektrum* [online]. [cit. 2015-11-17]. Dostupné z:
<http://www.mmspektrum.com/clanek/hydrostaticka-vedeni-pro-male-a-stredni-stroje.html>
- [22] Häberle, H.: *Průmyslová elektronika a informační technologie*, Europa-Sobotáles, Praha, 2003, ISBN 80-86706-04-4
- [23] JANÍČKOVÁ, Petra. *Sbližování teorie s praxí* [online]. 2012, 2015-11-19 [cit. 2015-11-19]. Dostupné z: <http://www.uh.cz/szesgsm/files/sblizovani/pdf/mod-konstr-cnc.pdf>. Střední odborná škola technická Uherské Hradiště.
- [24] *Sandvik* [online]. [cit. 2015-11-20]. Dostupné z:
<http://www.sandvik.coromant.com/SiteCollectionDocuments/downloads/global/technical%20guides/en-gb/C-1020-17.pdf>
- [25] *Hennig* [online]. [cit. 2015-11-20]. Dostupné z: <http://www.hennig-cz.com/index.php?id=24>
- [26] *Walter-tools* [online]. [cit. 2015-12-16]. Dostupné z: <http://www.walter-tools.com/en-gb/search/pages/downloads.aspx>
- [27] *Tecnosald* [online]. [cit. 2015-12-18]. Dostupné z:
<http://www.tecnosald.com/media/utensili/MECCANICA%20ARNES/E.pdf>
- [28] *Markagro* [online]. [cit. 2015-12-18]. Dostupné z: <http://www.markagro.cz/produkt/upinaci-klestina-er40-20>
- [29] *Shop-apt* [online]. [cit. 2015-12-18]. Dostupné z: <http://www.shop-apt.co.uk/pull-studs/iso-73882-ac-din-40-pull-stud-15-deg-thru-coolant.html>
- [30] *Setco* [online]. [cit. 2016-02-24]. Dostupné z: <http://www.setco.com/spindles/motorized-spindles/iso-50hsk-a100/motorized-206/>
- [31] *Saccardo* [online]. [cit. 2016-02-24]. Dostupné z: <http://www.saccardo.it/new/pdf/VA.pdf>
- [32] *UKF* [online]. [cit. 2016-02-24]. Dostupné z:
http://ukf.de/images/ukf/downloads/HF_Spindeln_Fraesen_Schleifen.pdf
- [33] *Hsdusa* [online]. [cit. 2016-02-24]. Dostupné z:
http://www.hsdusa.com/viewdoc.asp?co_id=1050
- [34] *HSD* [online]. [cit. 2016-01-09]. Dostupné z:
http://www.hsd.it/bo/allegati/Files/2402_hsd_catlineafresaturahp_ita-eng_120dpi.pdf
- [35] *HIWIN* [online]. [cit. 2016-01-13]. Dostupné z:
<http://www.hiwin.cz/download/06e9c49a0c70ce5fb34c2d36b15b1534>
- [36] *MATIS* [online]. [cit. 2016-01-15]. Dostupné z:
http://www.matis.cz/data/pdf/strojni_soucasti/100-102.PDF
- [37] *Yaskawa* [online]. [cit. 2016-03-09]. Dostupné z:
<https://www.yaskawa.com/pycprd/products/sigma5-servo-products/rotary-servo-motors/sgmsv/tab0/link01>

Str. 93	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

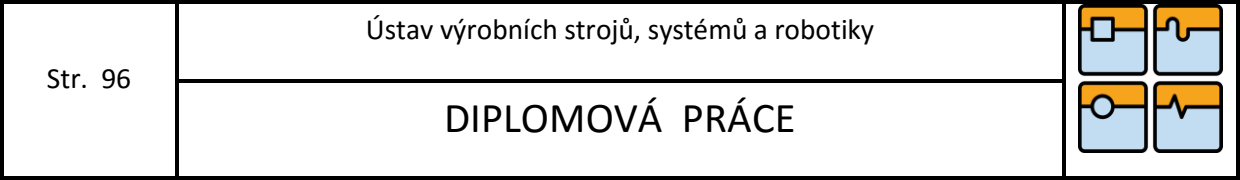
- [38]*HIWIN* [online]. [cit. 2016-01-25]. Dostupné z:
<http://www.hiwin.cz/download/2403d964f8236bf562c0da3fb0e82b55>
- [39]*Loziska* [online]. [cit. 2016-01-25]. Dostupné z: <http://www.loziska.com/store/kolejnice.pdf>
- [40]*Yaskawa* [online]. [cit. 2016-03-09]. Dostupné z:
<https://www.yaskawa.com/pycprd/products/sigma5-servo-products/rotary-servo-motors/sgmgv/tab0/link01>
- [41]*Hennlich* [online]. [cit. 2016-02-09]. Dostupné z:
<https://www.hennlich.cz/produkty/krytovani-stroju-a-triskove-hospodarstvi-kryci-mechy-219.html>
- [42]*Baldor* [online]. [cit. 2016-02-26]. Dostupné z:
http://www2.baldor.com/products/servomotors/n_series/bsm_nseries_spec.asp?Catalognumber=BSM90N-2150AF
- [43]*JIRKA a spol* [online]. [cit. 2016-02-21]. Dostupné z: <http://www.jirkaspol.cz/tmls-05a-02.html>
- [44]*Mepac* [online]. [cit. 2016-02-22]. Dostupné z:
<http://www.mepac.cz/files/katalogy/kloubove-hadice-26-1932.pdf>
- [45]*Hennlich* [online]. [cit. 2016-02-29]. Dostupné z:
https://www.hennlich.cz/fileadmin/user_upload/H CZ/Download/Lin-tech/pdf/2013_03_TELESKOPICKE_KRYTY_SRO_03_PRINT.pdf
- [46]*Hennlich* [online]. [cit. 2016-03-03]. Dostupné z:
<https://www.hennlich.cz/produkty/krytovani-stroju-a-triskove-hospodarstvi-snekovy-dopravnik-trisek-2467.html>
- [47]KOCMAN, K., PROKOP, J. *Technologie obrábění*. 2. vyd. Brno : CERM, 2005. 270 s. ISBN 80-214-3068-0



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	$[m \cdot s^{-2}]$	Lineární zrychlení (zpoždění) stolu
$A_{d1,2,3,4}$	$[mm^2]$	Jmenovitý průřez třísky pro i-tý zub záběru
a_e	$[mm]$	Hloubka záběru
C_0	$[N]$	Statická tuhost KŠM
C_{dyn}	$[N]$	Dynamická tuhost KŠM
D_c	$[mm]$	Průměr nástroje
d_k	$[mm]$	Malý průměr kuličkového šroubu
D_{nmax}	$[-]$	Otáčkový faktor
d_s	$[mm]$	Jmenovitý průměr kuličkového šroubu
d_{sp}	$[mm]$	Střední průměr KŠM
f	$[-]$	Statický bezpečnostní faktor
f_1	$[-]$	Součinitel tření ve vodících plochách pro valivé vedení
f_2	$[-]$	Ekvivalentní součinitel tření v KŠM redukováný na poloměr šroubu
F_c	$[N]$	Celková řezná síla
F_{Cx}	$[N]$	Celková řezná síla při frézování ve směru osy X
F_{Cy}	$[N]$	Celková řezná síla při frézování ve směru osy Y
$F_{c1,2,3,4}$	$[N]$	Řezná síla pro i-tý zub záběru
F_{dk}	$[N]$	Dynamická axiální síla působící na šroub
F_f	$[N]$	Síla posuvu při vrtání
F_{g1}	$[N]$	Tíhová síla přesouvaných hmot v ose Y
f_h	$[-]$	Faktor tvrdosti
F_k	$[N]$	Maximální dovolená teoretická axiální síla
F_{kmax}	$[N]$	Maximální dovolená provozní axiální síla
F_m	$[N]$	Střední zatížení
F_p	$[N]$	Síla předeprnutí kuličkového šroubu
F_{skx}	$[N]$	Statická axiální síla působící na šroub v ose X
F_{sky}	$[N]$	Statická axiální síla působící na šroub v ose Y
F_{skz}	$[N]$	Statická axiální síla působící na šroub v ose Z
f_t	$[-]$	Faktor teploty
f_w	$[-]$	Faktor zatížení
f_z	$[mm \cdot zub^{-1}]$	Posuv na zub
g	$[m \cdot s^{-2}]$	Tíhové zrychlení
$h_{D1,2,3,4}$	$[mm]$	Jmenovitý průřez třísky pro i-tý zub záběru
J_{hsp}	$[kg \cdot m^2]$	Moment setrvačnosti hřídelové spojky
$J_{kš}$	$[kg \cdot m^2]$	Moment setrvačnosti kuličkového šroubu
J_m	$[kg \cdot m^2]$	Redukovaný moment setrvačnosti posuvných hmot
J_{mot}	$[kg \cdot m^2]$	Moment setrvačnosti motoru
J_{rhm}	$[kg \cdot m^2]$	Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru
$k_{c1,2,3,4}$	$[MPa]$	Měrná řezná síla při daném způsobu obrábění pro i-tý zub záběru
$K_{C1.1}$	$[MPa]$	Specifická řezná síla
k_d	$[-]$	Koeficient uložení
L	$[ot]$	Životnost KŠM v otáčkách
l_1	$[mm]$	Vzdálenost mezi vozíky v ose Z
l_2	$[mm]$	Vzdálenost mezi vozíky v ose Y
l_3	$[mm]$	Vzdálenost mezi vozíky v ose X

l_{c1}	[mm]	Vzdálenost od působíště řezné síly k lineárnímu vedení v horizontálním směru
l_{c2}	[mm]	Vzdálenost od působíště řezné síly k lineárnímu vedení ve vertikálním směru
l_{c3}	[mm]	Vzdálenost od působíště řezné síly k lineárnímu vedení ve vertikálním směru
l_{c4}	[mm]	Vzdálenost od působíště řezné síly k lineárnímu vedení v horizontálním směru
l_{c5}	[mm]	Vzdálenost od působíště řezné síly k lineárnímu vedení ve vertikálním směru
l_{c6}	[mm]	Vzdálenost od působíště řezné síly ke středu stolu
l_g	[mm]	Vzdálenost od působíště tíhové síly k lineárnímu vedení
L_h	[hodin]	Životnost KŠM v hodinách
$l_{ndx,y,z}$	[mm]	Nepodepřená délka šroubovitě části kuličkového šroubu
m_c	[-]	Nárůst měrné řezné síly v závislosti na tloušťce třísky
M_G	[Nm]	Moment od přesouvaných hmot
M_k	[Nm]	Krouticí moment na nástroji při frézování
M_{KSM}	[Nm]	Ztrátový moment v ose kuličkového šroubu
M_m	[Nm]	Potřebný minimální moment servomotoru z pohledu statiky/dynamiky
m_o	[kg]	Maximální hmotnost obrobku
m_{sm}	[kg]	Hmotnost smykadla
m_{sx}	[kg]	Hmotnost stolu
m_{sy}	[kg]	Hmotnost přesouvaných hmot (smykadlo, saně a další komponenty)
$M_{x,y,z}$	[Nm]	Klopný moment
M_{zdrhm}	[Nm]	Celkový moment zátěže redukováný na hřídel motoru
n_c	[ot.min ⁻¹]	Otáčky nástroje
n_k	[min ⁻¹]	Kritické otáčky šroubu
$n_{Kš}$	[min ⁻¹]	Otáčky kuličkového šroubu při posuvu
n_m	[min ⁻¹]	Střední otáčky
n_{max}	[min ⁻¹]	Maximální přípustné otáčky šroubu
P	[mm]	Stoupání šroubovice kuličkového šroubu
$P_{1,2,3,4R}$	[N]	Radiální zatížení vozíku
$P_{1,2,3,4T}$	[N]	Tečné zatížení vozíku
P_c	[kW]	Řezný výkon při frézování
P_E	[N]	Ekvivalentní zatížení nejvíce namáhaného vozíku
s	[m]	Dráha, na které bude dosaženo maximální rychlosti stolu
t_p	[s]	Čas rozběhu na rychlost posuvu
v_c	[m.min ⁻¹]	Řezná rychlost
v_f	[mm.min ⁻¹]	Rychlost posuvu
v_p	[m.s ⁻¹]	Rychlost posuvu
Z_c	[-]	Počet zubů nástroje
α	[°]	Úhel sklonu vedení
γ_0	[°]	Nástrojový ortogonální úhel čela
Δ_{dyn}	[-]	Dynamický poměr momentu setrvačnosti
ε_m	[rad.s ⁻²]	Úhlové zrychlení motoru
ε_s	[rad.s ⁻²]	Úhlové zrychlení šroubu
η_c	[-]	Celková účinnost posuvové soustavy

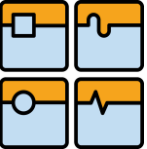


η_L	[-]	Účinnost kuličkových ložisek u oboustranného uložení
η_S	[-]	Účinnost KŠM
η_v	[-]	Účinnost valivého vedení
κ	[°]	Nástrojový úhel nastavení ostří

SEZNAM OBRÁZKŮ

OBR. 1 - ZÁKLADNÍ ČÁSTI PORTÁLOVÉ FRÉZKY (SPODNÍ GANTRY)	13
OBR. 2 - SCHÉMATICKÝ NÁKRES PORTÁLOVÉ FRÉZKY TYPU SPODNÍ GANTRY	13
OBR. 3 - PORTÁLOVÁ FRÉZKA TYPU HORNÍ GANTRY [2]	13
OBR. 4 - SCHÉMATICKÝ NÁKRES PORTÁLOVÉ FRÉZKY TYPU HORNÍ GANTRY	14
OBR. 5 - PORTÁLOVÁ FRÉZKA TYPU HORNÍ GANTRY [2]	14
OBR. 6 - SCHÉMATICKÝ NÁKRES PORTÁLOVÉ FRÉZKY S POHYBLIVÝM STOLEM	14
OBR. 7 - PORTÁLOVÁ FRÉZKA S POHYBLIVÝM STOLEM [3]	14
OBR. 8 - LOGO SPOLEČNOSTI KOVOSVIT MAS [4]	15
OBR. 9 - ZAKRYTOVANÉ PORTÁLOVÉ OBRÁBĚCÍ CENTRUM MMC1500 [5]	16
OBR. 10 - PORTÁLOVÉ OBRÁBĚCÍ CENTRUM MMC1500 (BEZ KRYTŮ) [5]	16
OBR. 11 - LOGO SPOLEČNOSTI TRIMIL [6]	17
OBR. 12 - SCHÉMATICKÉ ZOBRAZENÍ PORTÁLOVÉHO OBRÁBĚCÍHO CENTRA VC 1110 S POPISEM OS [7]	17
OBR. 13 - PORTÁLOVÉ OBRÁBĚCÍ CENTRUM VC 1110 [7]	17
OBR. 14 - LOGO SPOLEČNOSTI TAJMAC – ZPS [8]	18
OBR. 15 – PORTÁLOVÉ OBRÁBĚCÍ CENTRUM MCV 1210 [9]	19
OBR. 16 - LOGO SPOLEČNOSTI MAZAK [10]	20
OBR. 17 - PORTÁLOVÉ OBRÁBĚCÍ CENTRUM FJV - 200 II [11]	20
OBR. 18 - LOGO SPOLEČNOSTI DMG MORI [12]	21
OBR. 19 - ODVOD TŘÍSEK ZE STROJE [12]	22
OBR. 20 - OBRÁBĚCÍ CENTRUM NVD6000 DCG [12]	22
OBR. 21 - OBRÁBĚCÍ CENTRUM NVD6000 DCG (BEZ KRYTŮ) [12]	22
OBR. 22 - LOGO SPOLEČNOSTI JYOTI [13]	23
OBR. 23 - ZAKRYTOVANÉ PORTÁLOVÉ OBRÁBĚCÍ CENTRUM K2X 10 [14]	23
OBR. 24 - PORTÁLOVÉ OBRÁBĚCÍ CENTRUM K2X 10 (BEZ KRYTŮ) [14]	23
OBR. 25 - LOGO SPOLEČNOSTI AXA [15]	24
OBR. 26 - PORTÁLOVÉ OBRÁBĚCÍ CENTRUM PFZ 40 [16]	25
OBR. 27 - TYPY A VLASTNOSTI MATERIÁLŮ PRO STAVBU NOSNÝCH SOUSTAV [1]	26
OBR. 28 - TYPY ŽEBROVÁNÍ STOJANŮ [17]	27
OBR. 29 - OHYBOVÁ A TORSNÍ TUHOST RŮZNÝCH TYPŮ ŽEBROVÁNÍ [17]	27
OBR. 30 - VARIANTY ŽEBROVÁNÍ LOŽÍ STROJE [17]	28
OBR. 31 - POROVNÁNÍ Z HLEDISKA NOSNOSTI, OBJEMU POUŽITÉHO MATERIÁLU A VÝDAJŮ NA SVAŘOVÁNÍ UZAVŘENÝCH TVARŮ LOŽÍ. 28	
OBR. 32 - POROVNÁNÍ OTEVŘENÝCH TVARŮ LOŽÍ PŘI NAMÁHÁNÍ KRUTEM [17]	29
OBR. 33 - MORFOLOGIE POSUVOVÉ SOUSTAVY [1]	29
OBR. 34 - ZPŮSOB NAPOJENÍ AC SERVOPOHONU NA KULIČKOVÝ ŠROUB [1]	30
OBR. 35 – NEJČASTĚJI POUŽÍVANÉ ULOŽENÍ KONCŮ HŘÍDELŮ KULIČKOVÉHO ŠROUBU OD SPOLEČNOSTI HIWIN [19]	31
OBR. 36 - ROZDĚLENÍ LINEÁRNÍHO ODMĚŘOVÁNÍ POLOHY [1]	33
OBR. 37 - PRINCIP PŘÍMÉHO ODMĚŘOVÁNÍ POMOCÍ PRAVÍTKA [22]	34
OBR. 38 - PRINCIP NEPŘÍMÉHO ODMĚŘOVÁNÍ POMOCÍ KOTOUČKU [22]	34
OBR. 39 - MORFOLOGIE VŘETENE [1]	34
OBR. 40 - PŘÍMÝ NÁHON [23]	34
OBR. 41 - NÁHON S VLOŽENÝM PŘEVODEM [23]	34
OBR. 42 - ELEKTROVŘETENO [23]	34
OBR. 43 - UPÍNAČ HSK [24]	35
OBR. 44 - UPÍNAČ ISO [24]	35
OBR. 45 - UPÍNAČ CAPTO [24]	35
OBR. 46 - KRYCÍ MĚCH LINEÁRNÍHO VOZÍKU [20]	36
OBR. 47 - SKLADBA STĚRAČŮ NEČISTOT LINEÁRNÍHO VOZÍKU [20]	36
OBR. 48 – KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ TELESKOPICKÉHO KRYTU SPOLEČNOSTI HENNIG [25]	36
OBR. 49 - ROZLOŽENÍ ZUBŮ V ZÁBĚRU ZVOLENÉ FRÉZOVACÍ HLAVY	42

OBR. 50 - KLEŠTINOVÝ UPÍNAČ ISO 50 [27]	45
OBR. 51 - KLEŠTINA DLE DIN 6499 [28]	45
OBR. 52 - UPÍNACÍ STOPKA DLE ISO 7388/2 [29]	45
OBR. 53 - VŘETENO 206A350 OD SPOLEČNOSTI SETCO [30]	46
OBR. 54 - VŘETENO VA25A OD SPOLEČNOSTI SACCARDO [31]	46
OBR. 55 - VŘETENO RHS 280.T.G1 OD SPOLEČNOSTI UKF [32]	47
OBR. 56 - VŘETENO ES750-H6161H1029 OD SPOLEČNOSTI HSD MECHATRONICS [33]	47
OBR. 57 - MOMENTOVÁ CHARAKTERISTIKA A VÝKONOVÁ CHARAKTERISTIKA VŘETENE ES750 - H6161H1029 [34]	49
OBR. 58 - ZÁKLADNÍ ROZMĚRY VŘETENE ES750 - H6161H1029 [33]	50
OBR. 59 - MODEL POUŽITÝCH KOMPONENT OSY Z OD SPOLEČNOSTI HIWIN	51
OBR. 60 - VÝPOČTOVÝ MODEL OSY Z	54
OBR. 61 - ZVOLENÝ POHON OSY Z, AC SERVOMOTOR SGMSV-30A [37]	56
OBR. 63 - KLOPNÉ MOMENTY NA VOZÍKY [38]	57
OBR. 62 - SILOVÉ PŮSOBENÍ NA LINEÁRNÍ VEDENÍ OSY Z	57
OBR. 64 - ZVOLENÉ KULIČKOVÉ LINEÁRNÍ VEDENÍ QHH35HA OD SPOLEČNOSTI HIWIN [38]	59
OBR. 65 - MODEL POUŽITÝCH KOMPONENT OSY Y OD SPOLEČNOSTI HIWIN	60
OBR. 66 - VÝPOČTOVÝ MODEL OSY Y	62
OBR. 67 - SILOVÉ PŮSOBENÍ NA LINEÁRNÍ VEDENÍ OSY Y	64
OBR. 68 - MODEL POUŽITÝCH KOMPONENT OSY X OD SPOLEČNOSTI HIWIN	66
OBR. 69 - VÝPOČTOVÝ MODEL OSY X	68
OBR. 70 - ZVOLENÝ POHON OSY X, AC SERVOMOTOR SGMGV-09A [40]	71
OBR. 71 - SILOVÉ PŮSOBENÍ NA LINEÁRNÍ VEDENÍ OSY X	71
OBR. 72 - ŘEZ LOŽE	74
OBR. 73 - POHLED NA HORNÍ DESKU STOLU	75
OBR. 74 - POHLED NA SPODNÍ VÝZTUHY DESKY STOLU	75
OBR. 75 - STOJANY FRÉZKY	75
OBR. 76 - STOJAN FRÉZKY V ŘEZU	75
OBR. 77 - NOSNÍK FRÉZKY	76
OBR. 78 - NOSNÍK FRÉZKY V ŘEZU	76
OBR. 79 - SANĚ POHLED NA VOZÍKY OSY Z	77
OBR. 80 - SANĚ POHLED NA VOZÍKY OSY Y	77
OBR. 81 - SMYKADLO ČELNÍ POHLED	77
OBR. 82 - SMYKADLO ZADNÍ POHLED	77
OBR. 83 - SMYKADLO V ŘEZU	77
OBR. 84 - ZÁKLADNÍ ROZMĚRY TELESKOPICKÝCH KRYTŮ OSY X	78
OBR. 85 - ROZMĚRY NAVRŽENÉHO MĚCHU OSY Z [41]	78
OBR. 86 - ROZMĚRY NAVRHOVANÉHO MĚCHU OSY Y [41]	79
OBR. 87 - UMÍSTĚNÍ NAVRŽENÝCH ENERGETICKÝCH ŘETĚZŮ NA STROJI	80
OBR. 88 - HODNOTY OBJEMOVÉHO SOUČinitele W PRO VYBRANÉ TYPY TRÍSEK [47]	81
OBR. 89 - UMÍSTĚNÍ ŠNEKOVÝCH DOPRAVNÍKŮ NA STROJI A SMĚR ODVODU TRÍSEK ZE STROJE	82
OBR. 90 - KLOUBOVÁ HADICE VHM-71 [44]	83
OBR. 91 - 3D POHLED NA HORIZONTÁLNÍ POUŽITÍ OTOČNÉHO STOLU	84
OBR. 92 - 3D POHLED NA VERTIKÁLNÍ POUŽITÍ OTOČNÉHO STOLU	84
OBR. 93 - DEFORMACE SMYKADLA PŘI HRUBOVÁNÍ VE SMĚRU OSY X	85
OBR. 94 - DEFORMACE SMYKADLA PŘI HRUBOVÁNÍ VE SMĚRU OSY Y	85
OBR. 95 - DEFORMACE SMYKADLA PŘI DOKONČOVÁNÍ VE SMĚRU OSY X	86
OBR. 96 - DEFORMACE SMYKADLA PŘI DOKONČOVÁNÍ VE SMĚRU OSY Y	86
OBR. 97 - POSUNUTÍ PORTÁLU A LOŽE PŘI HRUBOVÁNÍ VE SMĚRU OSY X	86
OBR. 98 - POSUNUTÍ PORTÁLU A LOŽE PŘI HRUBOVÁNÍ VE SMĚRU OSY Y	86
OBR. 99 - POSUNUTÍ PORTÁLU A LOŽE PŘI DOKONČOVÁNÍ VE SMĚRU OSY X	87
OBR. 100 - POSUNUTÍ PORTÁLU A LOŽE PŘI DOKONČOVÁNÍ VE SMĚRU OSY Y	87

Str. 99	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

OBR. 101 - POHLED NA FINÁLNÍ NÁVRH STROJE	89
OBR. 102 - ZADNÍ POHLED NA FINÁLNÍ NÁVRH STROJE	90

SEZNAM TABULEK

TABULKA 1 - TECHNICKÉ PARAMETRY PORTÁLOVÉHO OBRÁBĚČÍHO CENTRA MMC1500 OD SPOLEČNOSTI KOVOSVIT MAS [5]	16
TABULKA 2 - TECHNICKÉ PARAMETRY PORTÁLOVÉHO OBRÁBĚČÍHO CENTRA VC 1110 OD SPOLEČNOSTI TRIMILL [7]	18
TABULKA 3 – TECHNICKÉ PARAMETRY PORTÁLOVÉHO OBRÁBĚČÍHO CENTRA MCV 1210 [9].....	19
TABULKA 4 - TECHNICKÉ PARAMETRY PORTÁLOVÉHO OBRÁBĚČÍHO CENTRA FJV - 200 II [11]	21
TABULKA 5 - TECHNICKÉ PARAMETRY OBRÁBĚČÍHO CENTRA NVD6000 DCG [12]	22
TABULKA 6 - TECHNICKÉ PARAMETRY PORTÁLOVÉHO OBRÁBĚČÍHO CENTRA K2X 10 [14]	24
TABULKA 7 - TECHNICKÉ PARAMETRY PORTÁLOVÉHO OBRÁBĚČÍHO CENTRA PFZ 40 [16]	25
TABULKA 8 - POROVNÁNÍ KULČKOVÝCH A VÁLEČKOVÝCH LINEÁRNÍCH VEDENÍ Z NĚKOLIKA ZÁKLADNÍCH HLEDISEK [20]	32
TABULKA 9 - PŘEDBĚŽNÉ ZVOLENÉ PARAMETRY PORTÁLOVÉ FRÉZKY	38
TABULKA 10 - HODNOCENÍ JEDNOTLIVÝCH TYPŮ PORTÁLOVÝCH FRÉZEK	39
TABULKA 11 – HODNOTY MATERIÁLOVÝCH KONSTANT PRO KOROZIVZDORNOU OCEL TŘÍDY 17 [26].....	41
TABULKA 12 - HODNOTY MATERIÁLOVÝCH KONSTANT PRO OCEL TŘÍDY 12 [26]	41
TABULKA 13 - PARAMETRY ZVOLENÉ FRÉZOVACÍ HLAVY F4048.B27.080.Z07.10 S BŘITOVOU DESTIČKOU SNMX120512-F67 ...	41
TABULKA 14 - VÝSLEDNÉ PARAMETRY PŘI DOKONČOVACÍ OPERACI	43
TABULKA 15 - PARAMETRY ČELNÍ VÁLCOVÉ FRÉZY PROTOSTAR N30 DLE DIN 6527 [26].....	43
TABULKA 16 – SPOČTENÉ HODNOTY PŘI FRÉZOVÁNÍ STOPKOVOU FRÉZOU.....	44
TABULKA 17 - OTÁČKY NÁSTROJE PRO RŮZNÉ PRŮMĚRY NÁSTROJŮ	44
TABULKA 18 - PARAMETRY VRTÁKU A2258 DLE DIN 1897 [26]	44
TABULKA 19 – PARAMETRY VŘETENE 206A350 OD SPOLEČNOSTI SETCO [30]	46
TABULKA 20 - PARAMETRY VŘETENE VA25A OD SPOLEČNOSTI SACCARDO [31]	46
TABULKA 21 - PARAMETRY VŘETENE RHS 280.T.G1 OD SPOLEČNOSTI UKF [32]	47
TABULKA 22 – PARAMETRY VŘETENE ES750-H6161H1029 OD SPOLEČNOSTI HSD MECHATRONICS [33]	48
TABULKA 23 - HODNOCENÍ JEDNOTLIVÝCH TYPŮ VŘETEN.....	48
TABULKA 24 - TECHNICKÉ INFORMACE VŘETENE ES750 - H6161H1029 [33]	50
TABULKA 25 - PARAMETRY OSY Z	51
TABULKA 26 - PARAMETRY ZVOLENÉHO KULČKOVÉHO ŠROUBU OD SPOLEČNOSTI HIWIN [35].....	52
TABULKA 27 - ZNÁMÉ PARAMETRY POTŘEBNÉ PRO NÁVRH POHONU OSY Z [1, 35]	54
TABULKA 28 - PARAMETR MOMENTU SETRVAČNOSTI MOTORU POTŘEBNÝ PRO VÝPOČET [37].....	55
TABULKA 29 - PARAMETRY AC SERVOMOTORU SGMSV-30A PRO POHON OSY Z [37]	56
TABULKA 30 - PARAMETRY POTŘEBNÉ PRO VÝPOČET LINEÁRNÍHO VEDENÍ V OSE Z.....	57
TABULKA 31 - PARAMETRY STATICKÝCH KLOPNÝCH MOMENTŮ LINEÁRNÍCH VOZÍKŮ QHH35HA OD SPOLEČNOSTI HIWIN [38].....	58
TABULKA 32 - PARAMETRY ZVOLENÉHO LINEÁRNÍHO VEDENÍ QHH35HA OD SPOLEČNOSTI HIWIN [38]	58
TABULKA 33 - PARAMETRY OSY Y	59
TABULKA 34 - PARAMETRY ZVOLENÉHO KULČKOVÉHO ŠROUBU OD SPOLEČNOSTI HIWIN [35].....	60
TABULKA 35 - ZNÁMÉ PARAMETRY POTŘEBNÉ PRO NÁVRH POHONU OSY Y [1, 35]	62
TABULKA 36 - PARAMETR MOMENTU SETRVAČNOSTI MOTORU POTŘEBNÝ PRO VÝPOČET [37].....	63
TABULKA 37 - PARAMETRY AC SERVOMOTORU SGMGV-20A PRO POHON OSY Y [37]	64
TABULKA 38 - PARAMETRY POTŘEBNÉ PRO VÝPOČET LINEÁRNÍHO VEDENÍ V OSE Y.....	64
TABULKA 39 - PARAMETRY STATICKÝCH KLOPNÝCH MOMENTŮ LINEÁRNÍCH VOZÍKŮ QHH35HA OD SPOLEČNOSTI HIWIN [38].....	65
TABULKA 40 - PARAMETRY OSY X.....	66
TABULKA 41 - PARAMETRY ZVOLENÉHO KULČKOVÉHO ŠROUBU OD SPOLEČNOSTI HIWIN [35].....	66
TABULKA 42 - ZNÁMÉ PARAMETRY POTŘEBNÉ PRO NÁVRH POHONU OSY X [1, 35]	68
TABULKA 43 - PARAMETR MOMENTU SETRVAČNOSTI MOTORU POTŘEBNÝ PRO VÝPOČET [40].....	69
TABULKA 44 - PARAMETRY AC SERVOMOTORU SGMGV-09A PRO POHON OSY X [40].....	70
TABULKA 45 - PARAMETRY POTŘEBNÉ PRO VÝPOČET LINEÁRNÍHO VEDENÍ V OSE X	71
TABULKA 46 - PARAMETRY STATICKÝCH KLOPNÝCH MOMENTŮ LINEÁRNÍCH VOZÍKŮ QHH30HA OD SPOLEČNOSTI HIWIN [38].....	72
TABULKA 47 -PARAMETRY ZVOLENÉHO LINEÁRNÍHO VEDENÍ QHH30HA OD SPOLEČNOSTI HIWIN [38]	72
TABULKA 48 - PARAMETRY ZVOLENÉHO MAGNETICKÉHO SNÍMAČE TML S-05A-02 OD SPOLEČNOSTI JIRKA A SPOL. [43]	82
TABULKA 49 - PARAMETRY KLOUBOVÉ HADICE VHM-71 OD SPOLEČNOSTI MEPAC [44]	83

TABULKA 50 - PARAMETRY NAVRŽENÉHO OTOČNÉHO STOLU	84
TABULKA 51 - FINÁLNÍ PARAMETRY NAVRHOVANÉHO STROJE	89

Str. 102	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	 
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	 

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1: Otočný stůl protokol

VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

Celková sestava frézky: Fr-001

Stojan L obrobek: Fr-003

Příčník svařenec: Fr-005

Příčník obrobek: Fr-005

Kuličkový šroub osy Y: Kuličkový šroub osy Y