

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Stavba výrobních strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Konstrukční návrh „low cost“ multifunkčního CNC výrobního stroje

Autor: **Bc. Pavel HAMRLE**
Vedoucí práce: **Doc. Ing. Josef FORMÁNEK, Ph.D.**

Akademický rok 2018/2019

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Pavel HAMRLE**

Osobní číslo: **S17N0022P**

Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**

Název tématu: **Konstrukční návrh "low cost" multifunkčního CNC výrobního stroje.**

Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

Cílem práce je konstrukční návrh jednoduchého "Design for cost" dílenského frézovacího výrobního stroje s ohledem na multifunkčnost v oblasti aplikace odlišných výrobních technologií (např. 3D tisk, laserové gravírování a plazmové řezání). Součástí zadání je výběr vhodného CNC řízení stroje v kartézských souřadnicích. U výsledného řešení provést komplexní hodnocení vlastností.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Vypracování rešerše včetně systematického popisu funkce.
2. Vypracování rozboru technických parametrů.
3. Vypracování vybrané varianty řešení včetně výpočtového hodnocení.
4. Zhodnocení vybraného konstrukčního návrhu.

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah kvalifikační práce: **50-70 stran A4**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

HOSNEDL, S. A KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra.* Brno: Computer Press, 1999

MM Průmyslové spektrum: Konstrukce CNC obráběcích strojů. Praha, 2006

ŘAŠA, J., ŠVERCL, J.: *Strojnické tabulky.* Scientia, Praha, 2004

SHIGLLEY, J., E., MISCHKE, C., R., BUDYNAS, R., G. *Konstruování strojních součástí.* VUT v Brně, Brno, 2010


Podkladový materiál, výkresy, prospekty, katalogy apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Josef Formánek, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant diplomové práce: **Ing. Jiří Černožorský**
Desseq.eu s.r.o.

Datum zadání diplomové práce: **16. října 2018**
Termín odevzdání diplomové práce: **24. května 2019**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 16. října 2018

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne:

.....

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce, panu doc. Ing. Josefovi Formánkovi, Ph.D., za odborné vedení, cenné rady a připomínky, kterými přispěl k vypracování této práce. Dále společnosti Desseq.eu, která poskytla prostory pro zpracování diplomové práce, v zastoupení pana Ing. Jiřího Černohorského, který směřoval konstrukční návrh zařízení kvalifikovaným technickým směrem.

Pavel Hamrle

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Hamrle	Jméno Pavel	
STUDIJNÍ OBOR	„Stavba výrobních strojů a zařízení“		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Formánek, Ph.D.	Jméno Josef	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Konstrukční návrh „low cost“ multifunkčního CNC výrobního stroje		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2019
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	119	TEXTOVÁ ČÁST	113	GRAFICKÁ ČÁST	6
---------------	-----	---------------------	-----	----------------------	---

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Diplomová práce je zaměřena na konstrukci technického CNC výrobního zařízení. V práci je provedena specifikace základních požadavků s ohledem na správnou funkčnost, technickou a montážní jednoduchost. Výsledkem je zhodnocení možnosti konstrukčního návrhu tak, aby mohl být tento systém snadno použit pro aplikaci výrobních technologií: Frézování, 3D tisk, laserové gravírování a plasmové řezání.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p>Výrobní stroj, CNC - Computer numerical control, výrobní technologie, konstrukce, SOLIDWORKS, NX 11</p>

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Hamrle	Name Pavel	
FIELD OF STUDY	„Design of Manufacturing Machines and Equipment“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Formánek, Ph.D.	Name Josef	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Designing a „low cost“ multifunctional CNC machine		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2019
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	119	TEXT PART	113	GRAPHICAL PART	6
----------------	-----	------------------	-----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The diploma thesis is focused on the mechanical design of technical CNC production machine. The thesis is made with regard to proper functionality, technical and assembly simplicity. The result is an evaluation of the design capability of the modular system so it can be easily used for application technology: Milling, 3D printing, laser engraving and plasma cutting.
KEY WORDS	Manufacturing machine, CNC - Computer numerical control, manufacturing technologies, mechanical design, SOLIDWORKS, NX 11

Obsah

Úvod	10
0.1 Specifikace zadání	10
0.2 Seznámení se společností Desseq.eu	11
1 Základní seznámení s výrobními procesy	12
1.1 Frézování	12
1.1.1 Volba vřetene	13
1.1.2 Specifikace výchozích požadavků na frézování	14
1.1.3 Odvozené konstrukční požadavky	16
1.1.4 Řezné podmínky a silové poměry	17
1.1.5 Čelní drážkové frézování	17
1.1.6 Vrtání	21
1.1.7 Celkové zatěžovací spektrum	23
1.2 Plazmové řezání	24
1.2.1 Specifikace požadavků na plazmové řezání	25
1.2.2 Volba plazmového zařízení	25
1.2.3 Konstrukční požadavky	26
1.3 3D tisk	27
1.3.1 Specifikace požadavků na 3D tisk	28
1.3.2 Volba extruderu	28
1.3.3 Konstrukční požadavky	29
1.4 Laserové gravírování - popisování	29
1.4.1 Specifikace požadavků	30
1.4.2 Volba laserového zařízení	31
1.4.3 Konstrukční požadavky	31
2 Analýza současného stavu na trhu	32
2.1 CNC Router PRO4896	32
2.2 Kompas F - 3000	34
3 Koncepční řešení	35
3.1 Varianta 1 - Varianta pohyblivého stolu	35
3.2 Varianta 2 - Varianta pohyblivého portálu - Horní Gantry	35
3.3 Varianta 3 - Varianta pohyblivého portálu - Spodní Gantry	36
4 Konstrukční návrh	37
4.1 Řídicí systém stroje	37
4.2 Elektrotechnická výzbroj stroje	38
4.2.1 PC a HW interpolační jednotky	38
4.2.2 Motory a budiče	39
4.2.3 Snímače	40
4.3 Definice zatěžovacích stavů	40
4.4 Pohybová osa Z	42
4.4.1 Návrh nosného rámu	43
4.4.2 Návrh posuvných mechanismů	44
4.4.3 Návrh vedení	53

4.5	Pohyblivá osa Y	56
4.5.1	Návrh rámu	56
4.5.2	Návrh posuvných mechanismů	57
4.5.3	Návrh vedení	61
4.6	Pevnostní analýza portálu	62
4.6.1	Pre-processing	62
4.6.2	Solving	63
4.6.3	Post-processing	65
4.7	Pohyblivá osa X	68
4.7.1	Návrh rámu	68
4.7.2	Návrh posuvných mechanismů	70
4.7.3	Návrh vedení	73
4.8	Technicko-ekonomické zhodnocení	73
	Závěr	75
	Seznam obrázků	77
	Seznam tabulek	78
	Literatura	79
	Reference převzatých CAD modelů:	83
	Software	83
	Seznam příloh	83

Úvod

Moderní průmyslové podniky po celém světě kladou stále větší důraz na zvýšení rychlosti vývoje, konstrukce a výroby svých produktů, při zachování nebo snížení nákladů. Vzhledem k zavedenému směru je nasnadě osamostatnění od subdodavatelských společností a výroba dílů vlastními silami a prostředky.

Není tomu jinak ani u menších podniků do několika desítek zaměstnanců s omezenými výrobními prostory, mezi které se řadí i zadavatel diplomové práce, společnost Desseq.eu. V závislosti na daném trendu vznikl požadavek na konstrukci výrobního zařízení, které by nahradilo část přidružené výroby, která je časově i finančně náročná. Pokud tento progresivní směr uvažování malých a středních podniků bude do budoucna dále růst, mají „low cost“ stroje multifunkční kategorie ohromný potenciál.

Základním požadavkem práce je rozbor technického uspořádání a konstrukční řešení CNC výrobního, low cost, multifunkčního stroje do výrobních prostor. Dále provedení specifikace požadavků s ohledem na správnou funkčnost, technickou a montážní jednoduchost a schopnost uplatnění požadovaných výrobních technologií. Výsledkem je zhodnocení možnosti konstrukčního návrhu výrobního stroje tak, aby mohl být tento stroj využit pro výrobní potřeby společnosti Desseq.eu.

0.1 Specifikace zadání

Specifikace požadavků je při návrhu stroje zásadní úkon, který dá návrhu jasné hranice, které nesmí konstruktér překročit. Tyto hranice rámuji fantazii konstruktéra a napomáhají mu při zásadních rozhodnutích volby prvků a způsobů řešení dané problematiky. Požadavky na výrobní stroj jsou rozděleny do dvou kategorií. Požadavky od zadavatele, neboli **výchozí požadavky**, a dále požadavky vycházející z rešeršní činnosti dané problematiky technického systému, tzv. **odvozené požadavky**, které jsou podrobněji popsány v teoretické části diplomové práce (viz kapitola 1).

Výchozí požadavky

Výchozím požadavkem zadavatele je multifunkčnost výrobního stroje. Multifunkčnost spočívá v integraci čtyř základních výrobních technologií, které mají majoritní zastoupení při výrobě produktů společnosti Desseq.eu.

Zástavbový a pracovní prostor patří mezi další výchozí požadavky kladené na návrh výrobního stroje. Zástavbový prostor je vzhledem k omezeným prostorům výrobní haly společnosti kritický pro udržení podmínek kvalitní ergonomie pracoviště. Rozměry zástavbového prostoru stroje jsou stanoveny na 3000 x 2000 x 2500 [mm].

Pracovní prostor je uzpůsoben největším dílům, které se v produkčním portfoliu firmy nacházejí (krycí plechy otevřených prostor zařízení). Velikost pracovního prostoru je stanovena na 1000 x 1500 x 100 [mm].

Požadavek zpracování polotovaru se týká především schopnosti stroje zpracovat výchozí polotovary do požadovaného tvaru finálního výrobku. Rozdělen je do kategorií od materiálových charakteristik po rozměrové parametry polotovaru: např. tloušťka plechu (viz kapitola 1.1.2,1.2.1,1.3.1,1.4.1).

0.2 Seznámení se společností Desseq.eu

Jedná se o konstrukční a vývojovou společnost, která se své činnosti věnuje od roku 2013.

Společnost Desseq.eu charakterizují tři základní mota, kterými se řídí ve své činnosti.

Design

Vždy usilujeme o dokonalé technické řešení

Service

Nejsme jen výrobcem, jsme po ruce

Quality

Výsledek v nadstandardní kvalitě



Obrázek 1: Logo společnosti Desseq.eu [1]

Mezi tři základní pilíře služeb pro zákazníka patří:

Konstrukce

Týká se především zpracování konstrukčních návrhů, kontrolních výpočtů a simulací, detailních 3D modelových konstrukcí a kompletních výrobních dokumentací projektů v oblasti strojních zařízení zejména pro automobilový, energetický, potravinářský a mnoho dalších oblastí průmyslu.

Automatizace

Konstrukce jednoúčelových strojů pro automatizaci výrobních procesů, vývoj a výroba unikátních zařízení, technologické výrobní linky. Mechanická konstrukce pracoviště je doplněna o návrh a stavbu rozvodných skříní, elektrických systémů a PLC programování.

Robotika

Vývoj, návrh, dodání a zprovoznění robotických pracovišť integrací průmyslových robotů FANUC. Mezi aplikovatelné úkony robotů patří - paletizace a depaletizace, manipulace, měření a další specifické technologické operace. [1]

1 Základní seznámení s výrobními procesy

Konstrukční práci na výrobním zařízení předchází základní seznámení s výrobními procesy, jehož cílem je stanovení podrobných odvozených, neboli konstrukčních požadavků.

1.1 Frézování

Frézování spadá do skupiny výrobních technologií třískového obrábění, při kterém dochází k odebrání materiálu mechanickou cestou pomocí geometricky definovaného nástroje - frézy. Využití nalézá při výrobě rovinných a tvarových ploch (drážek, děr, zubů ozubených kol a jiných složitých geometrických tvarů).

Hlavním pohybem je rotační pohyb nástroje, vedlejšími pohyby jsou přímočaré nebo kruhové pohyby, které jsou obvykle kolmé na osu rotace.

Druhy frézek

- Konzolové - obrábění rovinných i tvarových ploch menších součástí
 - Vodorovné (horizontální)
 - Svislé (vertikální)
 - Univerzální
- Portálové (Gantry) - obrábění rovinných i tvarových ploch za zvýšené tuhosti stroje
 - Spodní gantry - dosažení dobrého vstupu obrobků do prostoru
 - Horní gantry - obtížná cesta do pracovního prostoru při dosažení vysoké tuhosti stroje
- Rovinné
- Stolové, Speciální



Obrázek 2: Ukázka portálového centra společnosti TYC (horní gantry) [2]

Nástroje

Frézovací nástroje se nazývají frézy. Jsou to vícebřité nástroje rotačního tvaru, které se od sebe liší svým geometrickým tvarem, provedením břitů (zubů), jejich počtem, materiálem, způsobem upínání a také účelem.

Frézy se upínají do vřetena. Způsoby upnutí závisí na druhu frézy, případně na druhu frézky. Mezi způsoby upínání řadíme:

- Na trny - nástrčné frézy
- Do upínacích kleštin – frézy s válcovou stopkou (stopkové frézy)
- Do kuželové dutiny vřetena – frézy s kuželovou stopkou

1.1.1 Volba vřetene

Pro aplikační rovinu stroje a řezné podmínky je sestavena tabulka použitelných vřeten, které jsou v cenové relaci projektu a jsou dostupné na trhu. Vřeteno ke správnému chodu potřebuje též tzv. Invertor, který zajišťuje komunikaci s vřetenem. Ceny sepsané v tabulce 1 obsahují jak vřeteno, tak potřebný invertor.

Tabulka 1: Cenové odhady frézovacího vřetene a příslušného invertoru. (Katalogové číslo internetového obchodu: [3])

Typ vřetene	Nominální výkon [kW]	Rozsah otáček [tis.ot]	Cena [Kč]
C41/47-C-SB-P [VFD022EL21A]	2	12-18	19 790
C51/60-A-SB-P [VFD037EL43A]	3,3	12-18	26 940
C41/47-B-SB-P [VFD015EL21A]	1,6	12-18	17 130

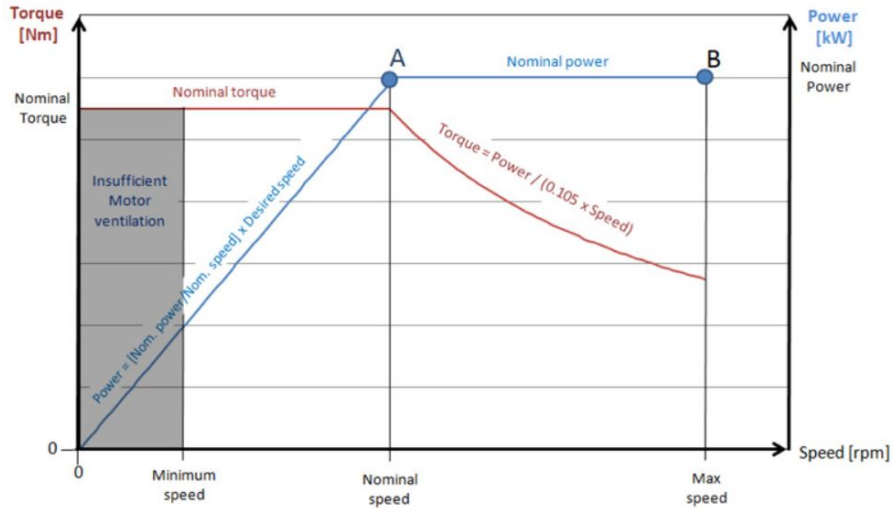
Jako pohonná jednotka je zvoleno vysokootáčkové, vzduchem chlazené 3-fázové elektro-vřeteno C41/47-C-SB-P-ER20-2.0KW-18000RPM s dodávaným invertorem VFD 022 EL21-A - 2,2kW, 230V 1F.

Tabulka 2: Tabulka parametrů vybraného vřetene (dle [4])

Parametr	Hodnota
Minimální rychlost	$n_{min} = 6000 - 7000 [ot \cdot min^{-1}]$
Nominální rychlost	$n_n = 12000 [ot \cdot min^{-1}]$
Maximální rychlost	$n_{max} = 18000 [ot \cdot min^{-1}]$
Nominální výkon	$P_n = 2 [kW]$
Nominální moment	$M_n = 9549 \cdot \frac{P_n}{n_n} = 9549 \cdot \frac{2}{12000} = 1,576 [Nm]$

Výběr je založen na poměru cena/kvalita/výkon. Mezi hlavní přednosti patří schopnost vyvinutí vysokých otáček a tím možnost využití operací obdobného principu (zvýšená řezná rychlost a malá hloubka řezu = snížení potřebného momentu při zvýšení nároků na výkon a otáčky motoru) technologie vysokorychlostního obrábění (otáčkové parametry HSC - high speed cutting se pohybují přibližně v rozmezí 15 000 - 50 000 otáček za minutu).

Při obrábění frézami menších průměrů nebo kulovými kopírovacími frézami jsou tyto stroje schopné vysoké výkonnosti obrábění.
 Mezi výhody zvoleného CNC invertoru patří: nastavení a ovládání pomocí digitálního ovládacího panelu nebo externě pomocí signálu 0 – 5V; definice akcelerace rozjezdu a dojezdu vřetene; ochrana proti přetížení a zkratu.



Obrázek 3: Výkonnostní charakteristika zvoleného frézovacího vřetene [4]

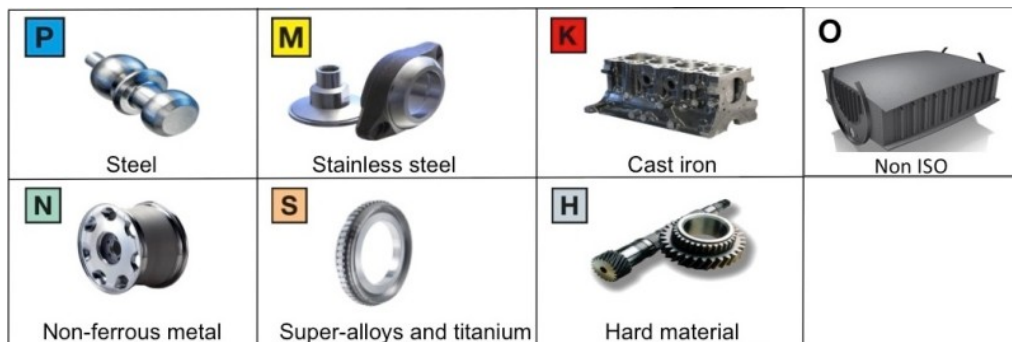
Na základě výběru vřetene (nominální výkon a rozsah otáček) je stanoveno celkové zatížení od technologií obrábění, které hraje zásadní roli při dimenzování stroje.

1.1.2 Specifikace výchozích požadavků na frézování

Požadované materiály:

Na trhu obráběných součástí se objevuje velké množství materiálů. Každý materiál má své specifické vlastnosti, které jsou ovlivňovány několika základními parametry (např. přísadové prvky, tepelné zpracování a jiné).

Obráběné materiály jsou rozděleny do šesti základních skupin. Každá z těchto skupin má specifické vlastnosti z hlediska obrobitelnosti (volba geometrie a třídy obráběcího nástroje a řezných podmínek).



Obrázek 4: Skupiny obráběných materiálů [5]

Materiálové třídy

- ISO P ; M

Jedná se o největší skupinu obráběných materiálů. Existuje mnoho forem tepelného zpracování (kalení, zušlechťování, popouštění) a způsobů výroby (kování, válcování, odlévání).

Obecně lze ovšem říci, že obrobiteľnosť klesá se zvyšujícím se podílem legujících prvků a rostoucí tvrdostí.

Vzhledem k aplikační rovině stroje ve firemních prostorách je zvolen materiálový zástupce nízkouhlíkové a nízkolegované konstrukční oceli CSN 11 373 (S235JR) a také zástupce korozivzdorné oceli CSN 17 240.

MC kód	Materiálová skupina	Materiálová podskupina	Způsob výroby	Tepelné zpracování	HB	Měrná řezná síla, k_{c1} (N/mm ²)	m_c
P1.1.Z.AN	1	1	Z	AN žíhané	125 HB	1500	0.25
P1.1.Z.HT	1	1	Z	HT kalené+popuštěné	190 HB	1770	0.25
P1.2.Z.AN	1	2	Z	AN žíhané	190 HB	1700	0.25
P1.2.Z.HT	1	2	Z	HT kalené+popuštěné	210 HB	1820	0.25
P1.3.Z.AN	1	3	Z	AN žíhané	190 HB	1750	0.25
P1.3.Z.HT	1	3	Z	HT kalené+popuštěné	300 HB	2000	0.25
P1.4.Z.AN	1	4	Z	AN žíhané	220 HB	1180	0.25

Obrázek 5: Parametry ocelového materiálu (označené) [5]

M1.0.Z.AQ	1	0	Z	AQ vystárnuté/homogenizované a vystárnuté	200 HB	2000	0.21
M1.0.Z.PH	1	0	Z	PH precipitačně vytvrzené	300 HB	2 400	0.21
M1.0.CUT	1	0	C	UT v původním stavu	200 HB	1800	0.25
M1.1.Z.AQ	1	1	Z	AQ	200 HB	2000	0.21
M1.1.Z.AQ	1	2	Z	AQ	200 HB	1800	0.21
M1.3.Z.AQ	1	3	Z	AQ	200 HB	1800	0.21
M1.3.C.AQ	1	3	C	AQ	200 HB	1800	0.25

Obrázek 6: Parametry korozivzdorného materiálu (označené) [5]

• **ISO N**

Tato skupina obsahuje neželezné měkké kovy s tvrdostí do 130 HB. Největší skupinu představují slitiny hliníku (Al) obsahující méně než 12 – 13 % křemíku (Si).

Vzhledem k aplikační rovině stroje (především frézování hliníkových bloků), je zvolen materiálový zástupce hliníkových slitin EN AW-6060 (AlMgSi).

MC kód	Materiálová skupina	Materiálová podskupina	Způsob výroby	Tepelné zpracování	HB	Měrná řezná síla, k_{c1} (N/mm ²)	m_c			
N1.1.Z.UT	1	1	komerčně čistý	Z	odlévané	UT	v původním stavu	30 HB	350	0.25
N1.2.Z.UT	1	2	slitiny Al-Si, Si ≤ 1%	Z		UT	vystárnuté	60 HB	400	0.25
N1.2.Z.AG	1	2		Z		AG	v původním stavu	100 HB	650	0.25
N1.2.S.UT	1	2	S	slinované	UT	v původním stavu	75 HB	410	0.25	
N1.2.C.NS	1	2	C		NS	nespecifikováno	80 HB	410	0.25	
N1.3.C.UT	1	3	slévárenské slitiny Al-Si, Si ≤ 1% a <13%	C	odlévané	UT	v původním stavu	75 HB	600	0.25
N1.3.C.AG	1	3		C		AG	vystárnuté	90 HB	700	0.25

Obrázek 7: Parametry hliníkového materiálu (označené) [5]

1.1.3 Odvozené konstrukční požadavky

Bezpečnostní požadavek

Při frézování se velké množství generovaného tepla odvádí pomocí odebraných třísek. Před odletujícími třískami o vysoké teplotě je nutné chránit jak obsluhu, tak citlivé komponenty stroje (vedení, pohony a elektronické komponenty).

Řešením může být kryt kolem vřetene a nástroje, případně odjímatelný kryt kolem celého stroje. Tento kryt musí být teplotně odolný, v některých místech průhledný (kontrola procesu obsluhou) a musí splňovat podmínku jednoduché montáže a demontáže.

Požadavek na upnutí obrobku

Obrobky musí být pevně a bezpečně upnuty, aby se nepoškodil nástroj nebo stroj. Při samotném procesu upínání nesmí dojít k poškození obrobku upínacími elementy. Tyto specifikace závisí na mnoha parametrech: velikosti a tvaru upínaného obrobku, druhu a způsobu frézování, požadované přesnosti a celkovém počtu kusů v sérii.

Pro menší obrobky je dostatečný pevný (sklopný, otočný) strojní svěrák. Tento svěrák je upnut v montážních T-drážkách, případně do polem děr osazené upínací desky stolu frézky.

Vzhledem k parametrům velkých obrobků slouží jako podpora při upínání polotovarů

upínky, opěrky, podpěry, upínací lišty a jiné.

Silové účinky frézování

Vzhledem k charakteristice výrobní technologie je zatížení nosné konstrukce značné oproti ostatním výrobním procesům aplikovatelným na stroji, a proto je této problematice věnována samostatná kapitola 1.1.4.

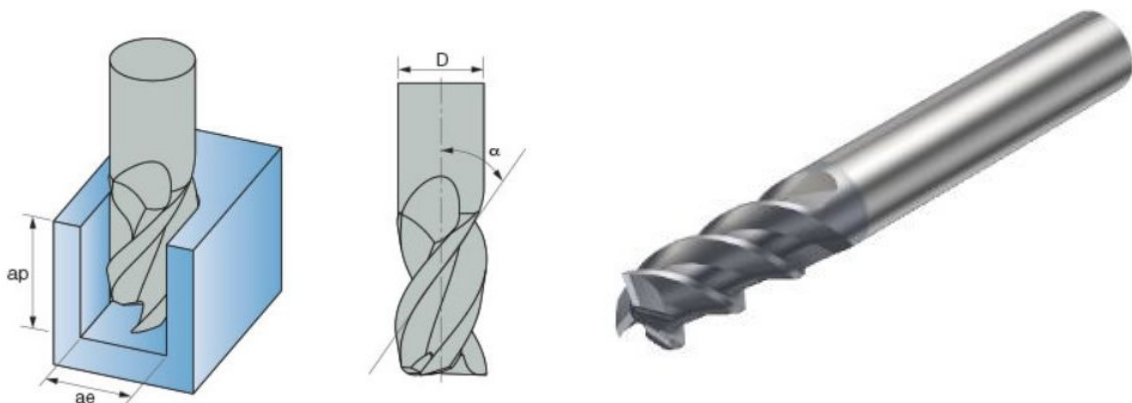
1.1.4 Řezné podmínky a silové poměry

Nosné elementy stroje jsou zatíženy hmotností od frézovacího vřetene, ale také přenášenými řeznými silami od technologických operací (setrvačné, řezné, síly od pohonu), které závisí na několika vstupních aspektech:

- Materiál a geometrie nástroje - monolitní karbidové frézy a povlakované vrtáky
- Materiál obrobku
- Řezná operace - čelní frézování (hrubování), vrtání

Výpočty z následujících kapitol jsou stanoveny dle literatury: [6]

1.1.5 Čelní drážkové frézování



(a) Ukázka z výpočtového programu Iscar [7]

(b) Stopková monolitní karbidová fréza Coro-Mill Plura - 1P330-1000-XA 1620 pro těžké hrubování [8]

Obrázek 8: Čelní frézování

Jako reprezentativní příklad výpočtu řezných účinků slouží definovaný materiál: základní konstrukční ocel S235JR. Výpočty jsou orientovány do nejvyššího výkonu, který je vřeteno schopno vyvinout - tím jsou definovány maximální síly, které se mohou při frézovacích operacích vytvořit.

Tabulka 3: Základní parametry výrobní operace: Čelní drážkové frézování ([6] Str. 326)

Parametr		Hodnota
CoroMill Plura - 1P330-1000-XA 1620		
Nástroj	Průměr	$d = 10[mm]$
	Počet zubů	$z = 3[ks]$
	Úhel nastavení ostří	$\kappa = 45[^\circ]$
	Radiální úhel čela	$\alpha_R = 10,5[^\circ]$
	Axiální úhel čela	$\alpha_A = 13,5[^\circ]$
Materiál	Specifická řezná síla $k_c 1.1[N/mm^2]$	
	CSN 11 373	$1700[N/mm^2]$
	CSN 17 240	$2000[N/mm^2]$
	EN AW-6060	$410[N/mm^2]$
	Koeficient vlivu tvorby třísky $m_c[-]$	
	CSN 11 373	$0,25[-]$
CSN 17 240	$0,21[-]$	
EN AW-6060	$0,25[-]$	
Výrobní operace		
Společné podmínky	Posuv na zub	$f_z = 0,05[mm]$
	Radiální šířka řezu	$a_e = 11[mm]$
CSN 11 373	Mez pevnosti	$R_m = 470[MPa]$
	Řezná rychlost	$v_c = 400[m/min]$
	Hloubka řezu	$a_p = 2[mm]$
CSN 17 240	Mez pevnosti	$R_m = 400[MPa]$
	Řezná rychlost	$v_c = 450[m/min]$
	Hloubka řezu	$a_p = 1,8[mm]$
EN AW-6060	Mez pevnosti	$R_m = 200[MPa]$
	Řezná rychlost	$v_c = 550[m/min]$
	Hloubka řezu	$a_p = 6[mm]$

Výpočet otáček nástroje:

$$n = \frac{v_c}{\pi \cdot d} = \frac{400 \cdot 1000}{\pi \cdot 10} \doteq 12730 \text{ot}/\text{min} \quad (1)$$

- Otáčky nástroje: $n[\text{ot}/\text{min}]$
- Průměr frézy: $d = 10[mm]$
- Řezná rychlost: $v_c = 400[m/\text{min}]$

Výpočet jmenovité tloušťky třísky:

Nejvyšší zatížení vzniká při drážkování plného materiálu. V tomto případě je v záběru nejvyšší možný počet zubů, které generují společnou zátěžnou sílu.

Uvažujeme situaci při záběru dvou zubů, které jsou vzájemně pootočený o 120° .

$$h = f_z \cdot \sin \kappa \cdot \sin \varphi \quad (2)$$

$$h_1 = f_z \cdot \sin \kappa \cdot \sin \varphi_1 = 0,05 \cdot \sin 45^\circ \cdot \sin 30^\circ = 0,0177 \text{mm}$$

$$h_1 = f_z \cdot \sin \kappa \cdot \sin \varphi_2 = 0,05 \cdot \sin 45^\circ \cdot \sin 150^\circ = 0,0177 \text{mm}$$

- Jmenovitá tloušťka třísky: $h[mm]$
- Úhel nastavení ostří: $\kappa = 45[^\circ]$
- Úhel zubu v záběru: $\varphi_1; \varphi_2 = 30; 150[^\circ]$

Výpočet jmenovitého průřezu třísky:

$$A = a_p \cdot h \quad (3)$$

$$A_1 = a_p \cdot h_1 = 2 \cdot 0,0177 = 0,0354 mm^2$$
$$A_2 = a_p \cdot h_2 = 2 \cdot 0,0177 = 0,0354 mm^2$$

- Jmenovitý průřez třísky: $A[mm^2]$
- Hloubka řezu: $a_p = 2[mm]$

Specifická řezná síla pro zvolený typ obrábění:

$$k_c = \frac{k_{c1.1}}{h^{m_c}} \cdot \left(1 - \frac{\alpha_R}{100}\right) \quad (4)$$

$$k_{c1} = \frac{k_{c1.1}}{h_1^{m_c}} \cdot \left(1 - \frac{\alpha_R}{100}\right) = \frac{1700}{0,0177^{0,25}} \cdot \left(1 - \frac{10,5}{100}\right) = 4172,69 MPa$$
$$k_{c2} = \frac{k_{c1.1}}{h_2^{m_c}} \cdot \left(1 - \frac{\alpha_R}{100}\right) = \frac{1700}{0,0177^{0,25}} \cdot \left(1 - \frac{10,5}{100}\right) = 4172,69 MPa$$

- Specifická řezná síla dané operace: $k_c[MPa]$
- Specifická řezná síla na jednotkové ploše: $k_{c1.1} = 1700[N/mm^2]$
- Koeficient vlivu tvorby třísky: $m_c = 0,25[-]$
- Radiální úhel čela: $\alpha_R = 10,5[^\circ]$

Výpočet řezné síly od frézování:

$$F_t = A \cdot k_c \quad (5)$$

- Řezná síla: $F_t[N]$

$$F_{t1} = A_1 \cdot k_{c1} = 0,0354 \cdot 4172,69 = 147,53 N$$
$$F_{t2} = A_2 \cdot k_{c2} = 0,0354 \cdot 4172,69 = 147,53 N$$

Výpočet celkové síly od frézování:

$$F_c = F_{t1} + F_{t2} = 295,1 N \quad (6)$$

Silové parametry pro dimenzování nosných komponent stroje:

Výpočet zátěžných sil v kartézských souřadnicích:

Radiální síla:

$$F_R = F_c \cdot 0,8 = 295,1 \cdot 0,8 = 236,04N \quad (7)$$

Axiální síla:

$$F_A = F_c \cdot 0,6 = 295,1 \cdot 0,6 = 177,03N \quad (8)$$

Výkonové parametry pro kontrolu vřetene:

Výpočet potřebného krouťícího momentu na nástroji:

$$M_k = F_c \cdot \frac{d}{4 \cdot 1000} = 295,1 \cdot \frac{10}{4 \cdot 1000} = 0,74Nm \quad (9)$$

Výpočet potřebného řezného výkonu:

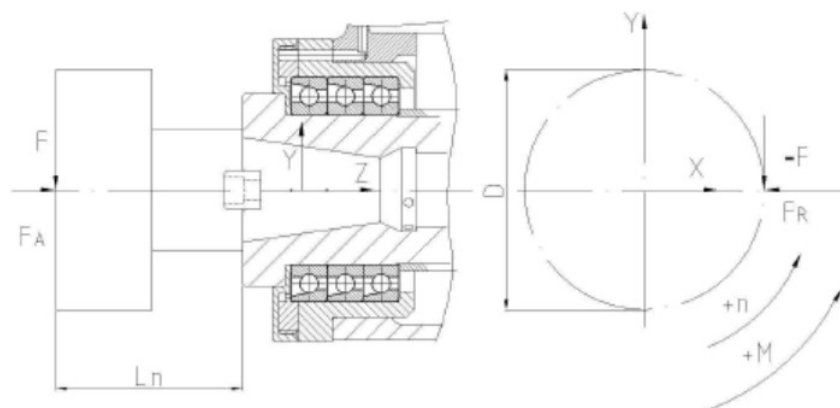
$$P_c = \frac{F_c \cdot v_c}{6 \cdot 10^4} = \frac{295,1 \cdot 400}{6 \cdot 10^4} = 1,97kW \quad (10)$$

Výpočet potřebné rychlosti posuvu:

$$v = f_z \cdot z \cdot n = 0,05 \cdot 3 \cdot 12730 = 0,032m \cdot s^{-1} \quad (11)$$

Tabulka 4: Silové zatížení stroje obráběním jednotlivých materiálů

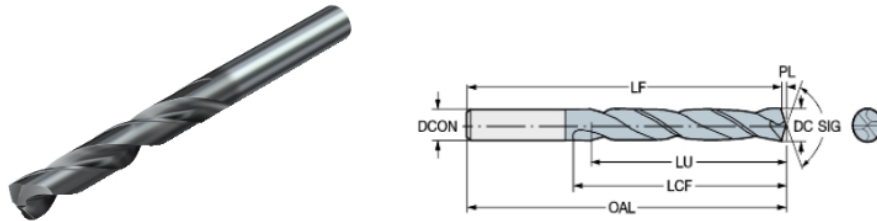
Materiál	$a_p[mm]$	$F_c[N]$	$F_R[N]$	$F_A[N]$	$M[Nm]$	$P[kW]$	$v[m \cdot s^{-1}]$
CSN 11 373	2	295,1	236,04	177,03	0,74	1,97	0,032
CSN 17 240	1,8	265,84	212,67	159,5	0,66	1,99	0,036
EN AW-6060	6	213,48	170,78	128,09	0,53	1,96	0,044



Obrázek 9: Ukázka rozložení zatížení vřetene pravé čelní frézy [9]

1.1.6 Vrtání

Jedná se o velmi důležitou aplikaci pro CNC výrobní stroj vzhledem k množství součástí s velkým množstvím děr ve výrobě. Jako reprezentativní příklad výpočtu řezných



Obrázek 10: Ukázka použitého nástroje [10]

účinků od operace vrtání slouží opět materiál: Konstrukční ocel S235JR.

Tabulka 5: Základní parametry výrobní operace: Vrtání ([6] Str. 332)

Parametr		Hodnota
CoroDrill® 460 - 460.1-1200-060A0-XM GC34		
Nástroj	Průměr	$d = 12[mm]$
	Počet zubů	$z = 2[ks]$
	Aktivní délka nástroje	$LU = 56,6[mm]$
	Vrcholový úhel	$\sigma = 140[^\circ]$
Výrobní operace		
CSN 11 373	Mez pevnosti	$R_m = 470[MPa]$
	Posuv na otáčku	$f = 0,013[mm/ot]$
	Řezná rychlost	$v_c = 500[m/min]$
CSN 17 240	Mez pevnosti	$R_m = 700[MPa]$
	Posuv na otáčku	$f = 0,015[mm/ot]$
	Řezná rychlost	$v_c = 450[m/min]$
EN AW-5754	Mez pevnosti	$R_m = 200[MPa]$
	Posuv na otáčku	$f = 0,06[mm/ot]$
	Řezná rychlost	$v_c = 650[m/min]$

Výpočet otáček nástroje:

$$n = \frac{v_c}{\pi \cdot d} = \frac{500 \cdot 1000}{\pi \cdot 12} = 13265 \text{ ot/min}$$

- Otáčky nástroje: $n[ot/min]$
- Průměr vrtáku: $d = 12[mm]$
- Řezná rychlost: $v_c = 500[m/min]$

Výpočet jmenovité tloušťky třísky:

$$h = \frac{f}{2} \cdot \sin \frac{\sigma}{2} = \frac{0,013}{2} \cdot \sin \frac{140}{2} = 0,0061mm \quad (12)$$

- Jmenovitá tloušťka třísky: $h[mm]$
- Vrcholový úhel: $\sigma = 140[^\circ]$

Výpočet jmenovitého průřezu třísky:

$$A = \frac{d \cdot f}{4} = \frac{12 \cdot 0,0061}{4} = 0,039mm^2 \quad (13)$$

- Jmenovitý průřez třísky: $A[mm^2]$

Specifická řezná síla pro zvolený typ obrábění:

$$k_c = \frac{k_{c1.1}}{h^{m_c}} = \frac{1700}{0,0061^{0,25}} = 6080,99MPa \quad (14)$$

- Specifická řezná síla dané operace: $k_c[MPa]$
- Specifická řezná síla na jednotkové ploše: $k_{c1.1} = 1700[N/mm^2]$
- Koeficient vlivu tvorby třísky: $m_c = 0,25[-]$

Výpočet řezné síly od vrtání:

Řezná síla se současně rovná síle působící proti posuvu nástroje v ose díry.

$$F_c = A \cdot k_c = 0,039 \cdot 6080,99 = 237,2N \quad (15)$$

- Řezná síla: $F_c[N]$

Výkonové parametry pro správnou volbu pohonu - vřetene:

Výpočet potřebného kroutícího momentu na nástroji:

$$M_k = F_c \cdot \frac{d}{4 \cdot 1000} = 237,2 \cdot \frac{12}{4 \cdot 1000} = 0,71Nm \quad (16)$$

Výpočet potřebného řezného výkonu:

$$P_c = \frac{F_c \cdot v_c \cdot z}{60 \cdot 2} = \frac{237,2 \cdot 500 \cdot 2}{60 \cdot 2} = 1,98kW \quad (17)$$

Výpočet potřebné rychlosti posuvu:

$$v = f \cdot n = 0,013 \cdot 13265 = 0,003m \cdot s^{-1}$$

Tabulka 6: Silové zatížení stroje obráběním jednotlivých materiálů

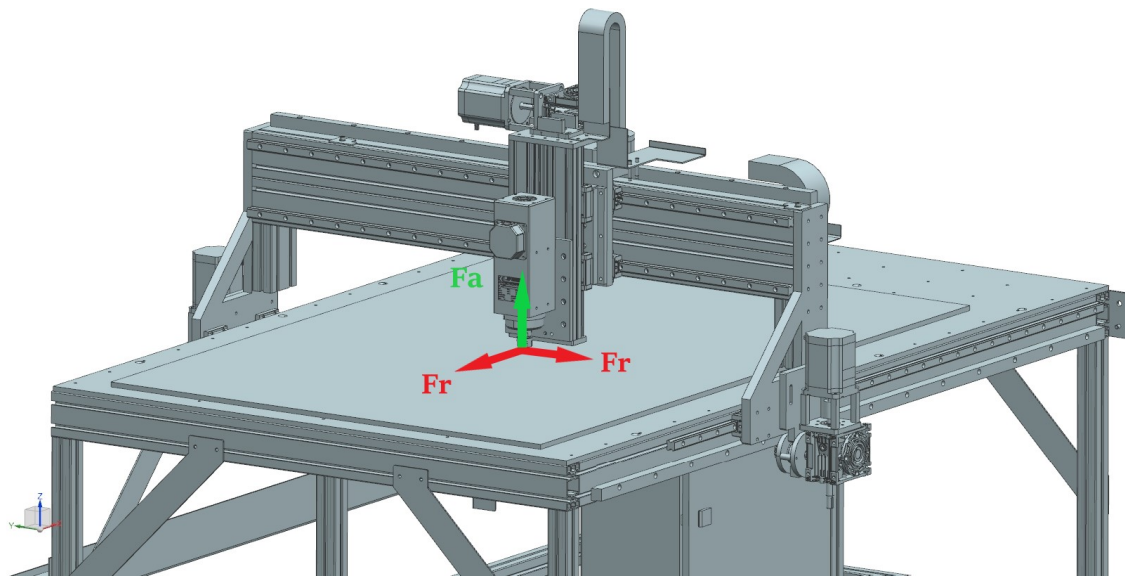
Materiál	$n[ot/min]$	$F_c[N]$	$M_k[Nm]$	$P_c[kW]$	$v[m \cdot s^{-1}]$
CSN 11 373	13265	237,2	0,71	1,98	0,003
CSN 17 240	12000	254,78	0,76	1,91	0,003
EN AW-6060	17250	180,11	0,54	1,95	0,017

1.1.7 Celkové zatěžovací spektrum

Výsledné hodnoty maximálního zatížení je nutné povýšit za pomoci bezpečnosti (vyšší u drážkového frézování vlivem rezonancí výrobků vzhledem k složitosti uchycení polotovaru, možností kolize s materiálem), která anulují možnost chyby ve výpočtu a zabezpečuje možné chyby obsluhy při definici frézovacích podmínek.

Tabulka 7: Maximální hodnoty vypočteného zatížení a rychlosti pohybů pro správnou činnost frézovacího zařízení.

Parametr	Hodnota parametru	Bezpečnost
Axiální zatížení F_a	254,78[N]	800[N]
Radiální zatížení F_r	236,84[N]	1000[N]
Krouticí moment M_{max}	0,76[Nm]	2,5[Nm]
Pracovní rychlost horizontální osy	0,036[m · s ⁻¹]	
Pracovní rychlost vertikální osa	0,017[m · s ⁻¹]	



Obrázek 11: Schéma rozložení zatížení na jednom z počátečních návrhů stroje: F_a Axiální síla od frézování; F_r Radiální síla od frézování

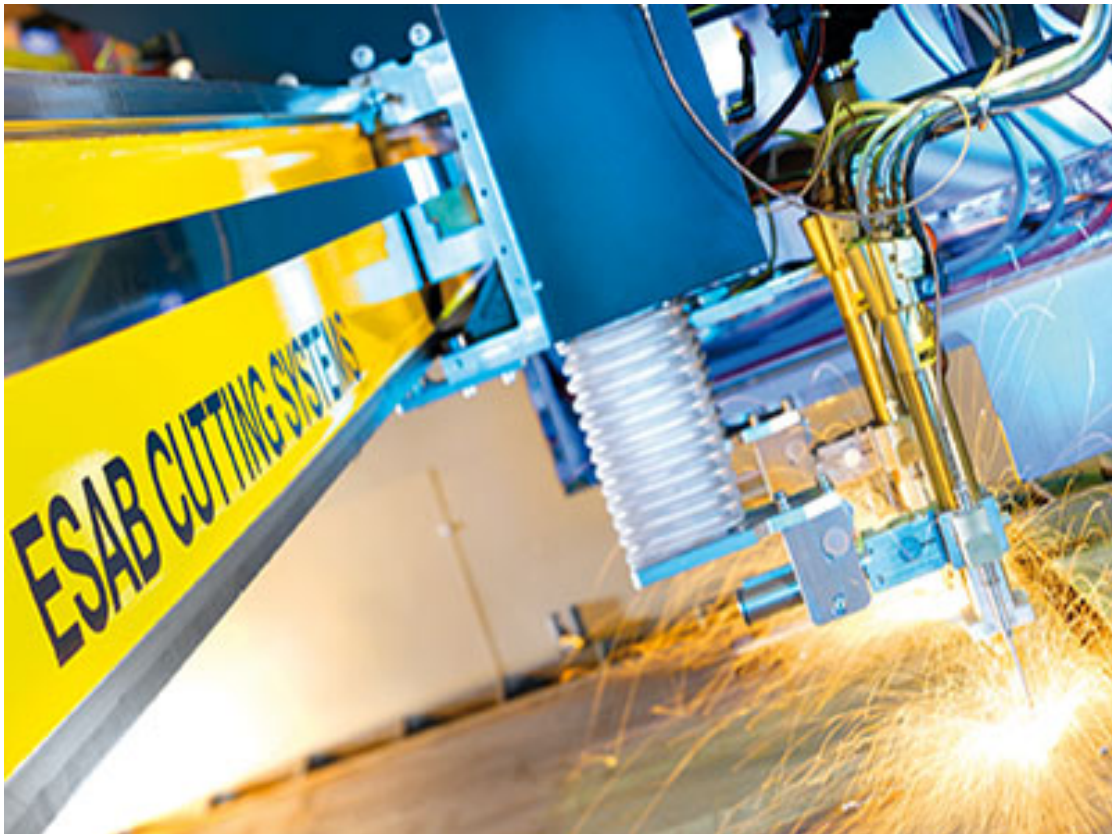
1.2 Plazmové řezání

Jedná se o technologii založenou na ohřevu a tavení materiálu za extrémně vysokých teplot nad $T \geq 10000 - 30000^{\circ}\text{C}$. Princip metody spočívá v rozkladu (ionizaci) molekul plynu (přiváděn z tlakových lahví) za pomoci elektrického oblouku, který hoří mezi netavící se katodou vyrobenou z wolframu, a anodou, která může být tvořena opracovávaným materiálem nebo tělesem hořáku. Tento ionizovaný plyn, ve formě úzkého paprsku o průměru jednoho milimetru, vychází z hořáku velmi vysokou rychlostí.

Zásadní komponentou plazmové technologie jsou hořáky. Ty se mohou dělit do několika skupin:

- Hořáky s plynovou stabilizací - paprsek plazmatu je zaostřován pomocí tzv. fokusačních plynů (argon, dusík, směs argonu a vodíku nebo argonu a dusíku).
- Hořáky s vodní stabilizací - Tryska má přídatné kanálky, kterými se vstřikuje voda do plazmového hořáku. Výhodou je možnost řezání pod vodou (snížení hlučnosti, prašnosti a vlivu UV záření na obsluhu).

Kromě plazmových fokusačních plynů můžeme v příslušenství najít i tzv. asistentní plyny, které obklopují paprsek plazmatu a pracovní místo tak chrání před účinkem atmosféry (argon a dusík).[11]



Obrázek 12: Ukázka plazmového řezání na CNC výrobním centru [12]

Výhody

- Vysoká rychlost řezání pro tenké a střední tloušťky.
- Snížení vneseného tepla do materiálu (menší tepelně ovlivněná oblast a tím i deformace - oproti kyslík-acetylen).
- Možnost řezání téměř všech kovových materiálů (zejména vysokolegovaných ocelí a hliníku).
- Minimální vliv kvality povrchu materiálů na kvalitu řezu.

Nevýhody

- Značné zaoblení horní hrany obrobku.
- Generování odpadních škodlivých plynů.
- Hlučnost procesu.
- Obtížné propalování otvorů u silnějších materiálů (hranice okolo $t = 15mm$).

1.2.1 Specifikace požadavků na plazmové řezání

Požadované materiály:

Vzhledem k charakteristice technologie lze řezat všechny druhy ocelí, mosaz, hliník, měď, nerez a další kovové slitiny.

Požadovaná tloušťka materiálu:

Vzhledem k výrobkům, které jsou při firemní konstrukci zapotřebí, je minimální požadovaná tloušťka řezaného materiálu $t = 10[mm]$. Při průzkumu dostupné techniky na trhu se jedná o zařízení o minimálním příkonu $P = 7,5 - 8[kVA]$.

1.2.2 Volba plazmového zařízení

Výběr správného zařízení je zásadní pro stanovení dalších parametrů stroje (technické prostředí, posuvové rychlosti, mechanická únosnost pohyblivých os). Vzhledem k průzkumu trhu se tak mohla stanovit tabulka 8.

Tabulka 8: Cenové odhady plazmových invertorů a hořáků.

Stroj	Řezná tloušťka oceli [mm]	Rozsah řezacího proudu [A]	Cena [Kč]
HOMER Plasmacut 39 [13]	15	20-40	16,500
PEGAS 41 PLASMA PFC [13]	20	20-40	25,000
Plazma CITOCUT 10i [14]	10	10-30	22,500

Vybraným zařízením pro aplikaci technologie plazmového řezání je **HOMER Plasma-cut 39**, který nabízí nejlepší poměr cena/kvalita/výkon. Potřebné technické přírodní zázemí (elektrická a pneumatická připojení) odpovídají parametrům dílny, kde se stroj bude nacházet.

1.2.3 Konstrukční požadavky

Bezpečnostní požadavek

Plazmová technologie je vzhledem k vysokým teplotám velmi riziková. Je proto zapotřebí zabezpečit jak ochranu osob, tak ochranu náchylných komponent stroje (vedení, motory, kabelové svazky, elektronika).

Nutná konstrukce zakrytování výrobní trysky (buď přímo okolo oblasti řezu - ochranný prvek okolo hrdla trysky, případně zakrytování celého hořáku).

Vzhledem k umístění zařízení v uzavřených prostorech, kde se pohybují zaměstnanci, je zapotřebí zajistit kvalitní odsávání spalin - možné docílit pomocí vložené odsávací vany, která je členěná na několik sekcí (úspora odsávání-odsávaná pouze sekce pod aktuálním řezem), pod řezacím roštem. Případně využití stolu s integrovanou vodní lázní.

Rušení elektronických komponent

U CNC výrobních plazmových center se často objevují potíže spojené s elektromagnetickým polem, které vzniká v oblastech kolem hořáku a plazmového invertoru. Toto rušení je zapotřebí odstranit pomocí stínění kabelových vedení, motorů a jiných. Využívají se převážně různé druhy filtračních zařízení a uzemňovacích prvků (hybridní ukostření - spojení nosného stolu s vedením, plazmou a řezaným výrobkem). Vzhledem k zaměření práce není tato problematika dále specifikována.

Teplotní stabilita nosné konstrukce

Vzhledem k značně velké generaci tepla je nutné uvažovat při konstrukci nosných elementů plazmového hořáku teplotní odolnost a stabilitu materiálů.

Silové účinky technologie

Vzhledem k bezkontaktnosti metody jsou zátěžné síly od výrobní operace nulové. Konstrukce stroje přenáší pouze hmotnost plazmového hořáku (tíhová síla a setrvačná síla při zrychlení stroje vlivem rychloposuvu). Všechny potřebné parametry pro návrh pohonné soustavy zařízení jsou uvedeny v tabulce 9.

Tabulka 9: Maximální hodnoty odhadovaného zatížení a rychlosti pohybů pro správnou činnost plazmového zařízení.

Parametr	Hodnota parametru
Axiální zatížení technologie	0[N]
Radiální zatížení technologie	0[N]
Odhad tíhového zatížení	200[N]
Pracovní rychlost	3000 – 6000[mm · min ⁻¹] [15]

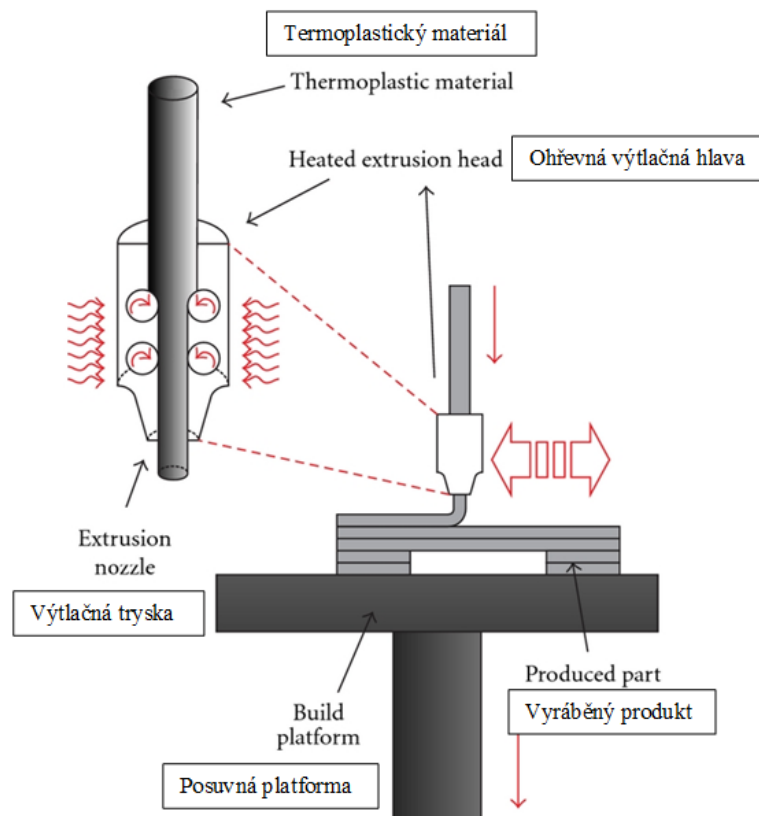
1.3 3D tisk

Aditivní výroba (neboli 3D tisk) je automatický výrobní proces založený na principu vrstvení materiálu, který vytváří 3D fyzický objekt přímo z 3D-CAD dat, bez využití nástrojů. Data získaná z 3D-CAD modelů, nebo skenování objektů, jsou za pomoci speciálních softwarů rozložena do virtuálních vrstev, které mají definovaný tvar a tloušťku. Výsledný objekt poté vzniká pomocí 3D tiskáren, fungujících na základě dvou výrobních kroků. Prvním krokem je přeměna virtuální vrstvy na fyzický objekt použitím různých fyzikálních jevů. Druhým krokem je spojení nově vznikající vrstvy s předchozí již vytvořenou.

Při bližším průzkumu trhu s jednotlivými technologiemi je z důvodů technické jednoduchosti a tržní dostupnosti vybrána technologie FDM.

Modelování depozicí taveniny (FDM - Fused Deposition Modeling)

Proces je založený na tavení termoplastického materiálu a jeho vytlačování skrze trysky v pravidelných páslech na vyhřívanou podložku. Materiál se vyskytuje ve formě prášku, granulátu nebo tiskové struny (filament - průměr struny se pohybuje v rozmezí 1.75-3 [mm]).



Obrázek 13: Modelování depozicí taveniny [16]

1.3.1 Specifikace požadavků na 3D tisk

Požadované materiály:

V dnešní době se na trhu objevuje široká škála převážně plastických hmot pro 3D tisk. Vzhledem k vybrané technologii a účelu použití je zvýšený důraz na použitelnost dvou hlavních plastických hmot. Použitelnost závisí především na výkonu extruderu (tiskové hlavy) a temperačních schopnostech podložky

- **PLA (Kyselina polyléčná)**

Jedná se o ekologický „plast“ vyrobený z obnovitelných zdrojů. Hlavní surovinou pro jeho výrobu je rostlinná biomasa (kukuřičný škrob) a přírodní látky (celulóza).

- **ABS (Akrylonitril butadién styrén)**

Syntetický materiál řazený mezi ropné produkty. Vyznačuje se dobrými vlastnostmi v oblastech pevnosti, odolnosti vůči vodě či povětrnostním podmínkám. Jeho použití se orientuje hlavně na objekty, které jsou vystaveny vyšším zatížením. Nevýhodou je zápach, který se uvolňuje při tisku a znepříjemňuje celý proces výroby, tepelná roztažnost, která způsobuje deformaci objektů, a nutnost vyhřívání tiskové podložky.

Technické parametry výběru extruderu:

- Úroveň teploty 230 – 240°C
- Průměr filamentu (tiskové struny) 1,75mm

1.3.2 Volba extruderu

Po základním průzkumu trhu s dostupnými zařízeními je vytvořena tabulka možných variant řešení (viz. tabulka 10).

Tabulka 10: Cenové odhady extruderů

(Stupnice plnění požadavku materiálu: 5 - splňuje všechny; 1 - nesplňuje žádné)

Stroj	Schopnost plnění požadavků	Cena [Kč]
Titan Aero 1,75mm 12V [17]	4	3 499
Titan extruder [18]	3	2 389
Vlastní sestava	2	1 500

Vybraným zařízením pro aplikaci technologie 3D tisku je **Titan extruder**, který nabízí nejlepší poměr cena/kvalita.

1.3.3 Konstrukční požadavky

Bezpečnostní požadavek

Aditivní výroba plastů je poměrně bezpečný proces, a proto při uvážení nakupovaného extruderu nejsou níže popsané úpravy vzhledem k bezpečnosti v systému nutné. Tavné trysky jsou při výrobě teplotně odolných plastů nastaveny na vysoké teploty, a proto je možné při konstrukci uvažovat zakrytování extruderu při zachování možnosti chlazení. Během tisku se při tavení plastů dostává do ovzduší malé množství škodlivých plynů - řešení může být konstrukce odsávání v blízkosti trysky.

Teplotní stabilita nosné konstrukce

Je nutné uvážit regulovatelnou teplotu podložky a její připevnění k rámu stroje (rozměry tiskové podložky odpovídají přibližně 320 - 210 mm - maximální rozměry nacházející se na trhu).

Silové účinky technologie

Jedná se o bezkontaktní technologii výroby, a proto jsou zátěžné síly od výrobní operace nulové. Konstrukce stroje přenáší pouze hmotnost extruderu (tíhová síla a síla při zrychlení stroje vlivem rychloposuvu). Všechny potřebné parametry pro návrh pohonné soustavy zařízení s ohledem na technologii 3D tisku jsou uvedeny tabulce 11.

Tabulka 11: Maximální hodnoty odhadovaného zatížení a rychlosti pohybů pro správnou činnost zařízení 3D tisku.

Parametr	Hodnota parametru
Axiální zatížení technologie	0, 1[N]
Radiální zatížení technologie	0, 1[N]
Odhad tíhového zatížení	40[N]
Pracovní rychlost	1200 – 6000[mm · min ⁻¹]

1.4 Laserové gravírování - popisování

Jedná se o velmi moderní technologii využívající schopností laseru. Během technologické operace dochází k tavení a odpařování povrchu výrobku teplem generovaným laserovým paprskem (rozdíl oproti laserovému popisování - nevytvářejete pouze kontrast na materiálu, ale vytvářejete hlubší vzory). Ve spojení s CNC řízenou mechanikou je možno vytvořit do povrchu gravírovaného materiálu nápis či plastický ornament (velmi detailní vzory, alfanumerický texty, čárové kódy a zejména 2D kódy pro identifikaci výrobků - vysoká kolmost stěn). Výsledná hloubka gravírování se pohybuje od několika mikrometrů po několik jednotek milimetrů (závisí na počtu cyklického opakování postupu procesu). Jako aktivní lasery se používají například pulzní vláknové jednotky nebo CO2 lasery s průměrným výkonem od $P = 40[W]$ výše. Vyšší výkon poskytuje efektivnější odběr materiálu a může tak výrazně zkrátit procesní čas. Zvýšení výkonu laseru může negativně ovlivňovat design výrobku, jelikož během procesu dochází k výraznému vytlačování zbytkového materiálu do okolní oblasti gravírované zóny. Tato zbytková tavenina vytváří u hraniční kontury vzoru okuje. [19]

Využití nalézá technologie zejména v náročných provozech při identifikaci vysoce otěrově zatížených součástí případně popisu povrchově upravovaných součástí (otryskávání, lakování, kalení, cementace).

Z důvodu udržení nákladů v rozumné míře je provedena změna v zadání diplomové práce z laserového gravírování na laserový popis součástí. Jedná se o obdobnou technologii s rozdílem v potřebném výkonu laserového zařízení. Výsledný obraz na součásti je mělký, ale přesto dostatečně čitelný pro rozpoznání pouhým okem. V dalších částech práce se proto zmiňuje pouze technologie **laserového popisu**.

Výrazné přednosti laserového popisování:

- Časová stálost, nesmazatelnost a odolnost
- Vysoká přesnost detailů
- Bezkontaktní výrobní metoda



Obrázek 14: Ukázka laserově gravírovaného povrchu [19]

1.4.1 Specifikace požadavků

Požadované materiály:

Laserová technologie je použitelná na velkou škálu materiálů (závislost na nastavení laserové optiky, frekvence a výkonu).

- **Hliník (eloxovaný hliník)** - materiál velmi odrazivý a zároveň velmi dobře tepelně vodivý (snížení kontrastu, čitelnosti a viditelnosti).

Technické parametry výběru laserové hlavičky:

- Vysoký výkon laseru
 - Menší rychlost skenování
 - Úprava vlastnosti pulsu
- **Polymer** - V současnosti jsou polymery nejčastěji laserově upravovanými materiály (převládá popisování nad gravírováním) - především v automotive a elektrotechnice používaný plast ABS. Požadavkem je zejména velký kontrast, tudíž popis bílé barvy na černé plastové povrchy. Zvýšení kontrastu a celkového požadovaného odstínu je možné docílit přidáním aditiv do základní plastové matrice.

Technické parametry výběru laserové hlavičky:

- Úprava délky trvání pulsu - krátko-pulzní laser
 - Nízká frekvence pulsu
- **Ocel** - Značení ocelí je poměrně snadné a navíc pomocí variability nastavení laserového paprsku je možné čisté ocelové materiály (zvláště pak nerezovou ocel) značit různými barvami.

1.4.2 Volba laserového zařízení

Vzhledem k cenové relaci těchto zařízení je nutné hledat především alternativní jednotky (nižší výkony - neschopnost uplatnění na všechny potřebné materiály), které by cenově odpovídaly celkové koncepci výrobního stroje.

Tabulka 12: Cenové odhady popisovacích strojů a samostatných laserových hlavic

Stroj	Výstupní výkon	Schopnost plnění požadavků	Cena [Kč]
CouldRay Raycus 20W [20]	20	3	45 000
MCW Laser Raycus 30W [21]	30	4	60 700
Raycus RFL-P30 [22]	30	4	60 500

Vybraným zařízením pro aplikaci technologie laserového popisování je **CouldRay Raycus 20W**, který nabízí nejlepší poměr cena/kvalita/výkon.

1.4.3 Konstrukční požadavky

Bezpečnostní požadavek

Laserová technologie má poměrně agresivní průběh. Je proto zapotřebí zabezpečit jak ochranu osob, tak ochranu klíčových laserových komponent (laserová optika). Nutná je také konstrukce zakrytí zařízení dle bezpečnostních norem, případně i zajištění intenzivního odsávání sublimovaného materiálu. Ten je závislý na materiálu a může obsahovat složky schopné poškodit při inhalaci lidské zdraví. Zároveň může ulpívat na laserové optice a způsobovat tak její značnou degradaci.

Teplotní a mechanická stabilita nosné konstrukce

Vzhledem k generovanému teplu je zapotřebí konstrukce nosných element laserové hlavice z tepelně a mechanicky stálých materiálů, které jsou nejbližší vyráběnému předmětu.

Silové účinky technologie

Vzhledem k bezkontaktnosti metody jsou zátěžné síly od výrobní operace nulové. Konstrukce stroje přenáší pouze hmotnost laserové hlavice (tíhová síla a setrvačné síly při zrychlení stroje). Všechny potřebné parametry pro návrh pohonné soustavy zařízení s ohledem na technologii laserového popisování jsou uvedeny v tabulce 15.

Tabulka 13: Maximální hodnoty odhadovaného zatížení a rychlosti pohybů pro správnou činnost zařízení laserového popisování.

Parametr	Hodnota parametru
Axiální zatížení technologie	0[N]
Radiální zatížení technologie	0[N]
Tíhové zatížení	200[N]
Pracovní rychlost	1000 – 4000[mm · min ⁻¹]

2 Analýza současného stavu na trhu

V současnosti se na trhu nachází mnoho výrobců CNC low-cost výrobních strojů, které jsou většinou specializovány na využití pouze jedné výrobní technologie. Vzhledem k zadání a základní specifikaci stroje jsou vybrány dva zástupci těchto společností, které se svým zástavbovým prostorem, cenovou dostupností a designem nejvíce přibližují zadanému konstrukčnímu návrhu.

2.1 CNC Router PRO4896

Společnost nabízí širokou škálu produktů od jednotlivých funkčních komponent strojů (vřetena, sady krokových motorů) po celé výrobní jednotky. V designu strojů je kladen důraz na modularitu a flexibilitu (využití hliníkových profilů). [23]

Nejzajímavější z hlediska schopností je řada strojů PRO CNC, která nabízí velmi dobré hodnoty funkčních parametrů (přesnost, výkon, atd.). Mezi další přednosti společnosti patří především variabilita technického zařízení, které je možné implementovat na konstrukci (Plasmové vodní lázně).

Rám stroje je tvořen hliníkovými profily, které jsou podpořeny hliníkovými deskami v oblastech potřeby vyšších tuhostí. Jednoduchá a výrobně nenáročná konstrukce nabízí možnost sestavení stroje zákazníkem a tím snížení nákladů na přepravu. Pohyby jsou zajištěny pomocí krokových motorů a kuličkového šroubu u malých zdvihů.

V pohybových osách, kde je zapotřebí značného zdvihu a vyšších rychlostí, je využit systém hřebene a předpnutého pastorku. Vedení obstarávají ve většině případů lineární valivé tanky na kolejnici, díky kterým je celková přesnost a tuhost stroje velmi kvalitní. Nevýhodou je nulová nabídka krytí pracovního prostoru a poměrně malá škála materiálů, které je dle výrobce stroj schopný opracovat. (Dřevotříska, MDF desky)
 Výsledný design je velmi příjemný na pohled a působí novodobým čistým industriálním dojmem.



Obrázek 15: Sestava PRO CNC stroje [24]

Tabulka 14: PRO4896 4' x 8' CNC Router Kit [24]

Parametr	Hodnota parametru
Pracovní prostor	2508 x 1262 x 203[mm]
Zástavbový prostor	2934 x 1700 x 1100[mm]
Hmotnost	400[kg]
Rychloposuv	19050 – 30480[mm · min ⁻¹]
Opakovaná přesnost	0,05[mm]
Výkon vřetene	2,2[kW]
Přibližná cena	250000[kč]

2.2 Kompas F - 3000

Tento stroj je vyráběn společností CAU CAU, s.r.o., která se zaměřuje na výrobu cenově dostupných strojů pro poloprofesionální a hobby využití. Společnost má ve své široké nabídce několik CNC výrobních zařízení, jako například portálové frézky, soustruhy, plazmové řezačky. [25]

Rám stroje je tvořen pomocí ocelových nosníků a hliníkových desek. Toto konstrukční řešení nenabízí mnoho možností modularity a dodatečných úprav dle potřeb zákazníka. Pohyby jsou zajištěny pomocí krokových motorů a kuličkových šroubů. Vzhledem k charakteristice pohonů pomocí kuličkových šroubů je velmi limitující výsledná rychlost stroje. Vedení obstarávají ve většině případů lineární valivé tanky na kolejnici. Nevýhodou je opět nulová nabídka krytí pracovního prostoru.

Mezi nevýhody patří velmi malá maximální rychlost posuvu, která značně zvyšuje strojní časy při přejíždění do pracovních poloh a velký zástavbový prostor stroje.

Mezi výhody tohoto stroje patří garance výrobce využití stroje na obrábění kovových materiálů a krytí pohybových element textilními látkami a plechovými dílci.



Obrázek 16: Sestava PRO CNC stroje [25]

Tabulka 15: PRO4896 4' x 8' CNC Router Kit [25]

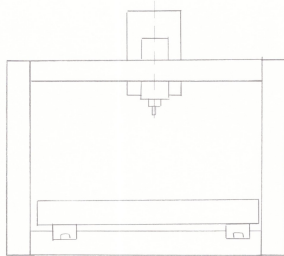
Parametr	Hodnota parametru
Pracovní prostor	1250 x 2600 x 250[mm]
Zástavbový prostor	2300 x 3900 x 1700[mm]
Hmotnost	650[kg]
Rychloposuv	2400[mm · min ⁻¹]
Výkon vřetene	2, 2[kW]
Přibližná cena	225000[kč]

3 Koncepční řešení

Po provedení průzkumu trhu obdobných zařízení (viz kapitola 2) jsou navrženy tři varianty odpovídající konceptu jednoduché, finančně nenáročné modulární konstrukce. Tyto varianty si odpovídají v použitém konstrukčním konceptu hliníkových montovaných profilů například od dodavatelské společnosti ALUPEC KK [26] (vhodnější, nežli použití litých nebo svařovaných, či obdobných finančně náročných rámových konstrukcí).

3.1 Varianta 1 - Varianta pohyblivého stolu

Varianta řešení sestává z posuvného stolu, který obstarává posuv v jedné ose. Zbylé osy jsou zprostředkovány pomocí portálové konstrukce.



(a) Koncepční schéma



(b) Reálná aplikace [27]

Obrázek 17: Varianta 1

Výhody

- Tuhost
- Přesnost
- Výměna obrobků (více stolů)

Nevýhody

- Zástavbový prostor
- Velké setrvačné hmoty (náročné na pohony)

3.2 Varianta 2 - Varianta pohyblivého portálu - Horní Gantry

Veškeré pohyby jsou zprostředkovány pomocí portálové konstrukce. Stůl je fixní a tvoří nástavbu pro základnu vedení portálu.

Výhody

- Stále vysoká tuhost
- Jednoduchá konstrukce uzavřeného pracoviště

Nevýhody

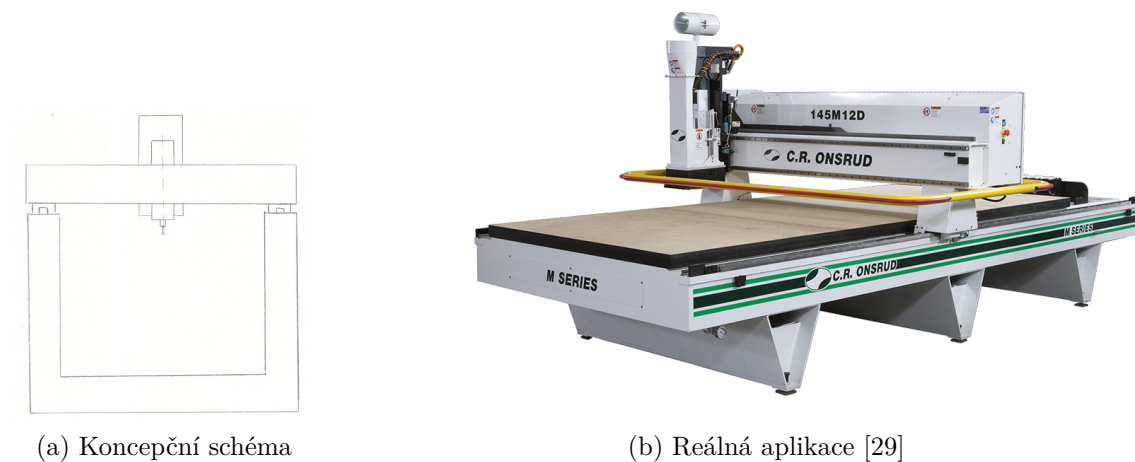
- Složitě vkládání rozměrných plechových polotovarů (pouze z jedné strany) a manipulace v pracovním prostoru



Obrázek 18: Varianta 2

3.3 Varianta 3 - Varianta pohyblivého portálu - Spodní Gantry

Po najetí portálu do koncových poloh je pracovní prostor absolutně volný pro následnou práci s obrobky.



Obrázek 19: Varianta 2

Výhody

- Jednoduché vkládání a manipulace s obrobky

Nevýhody

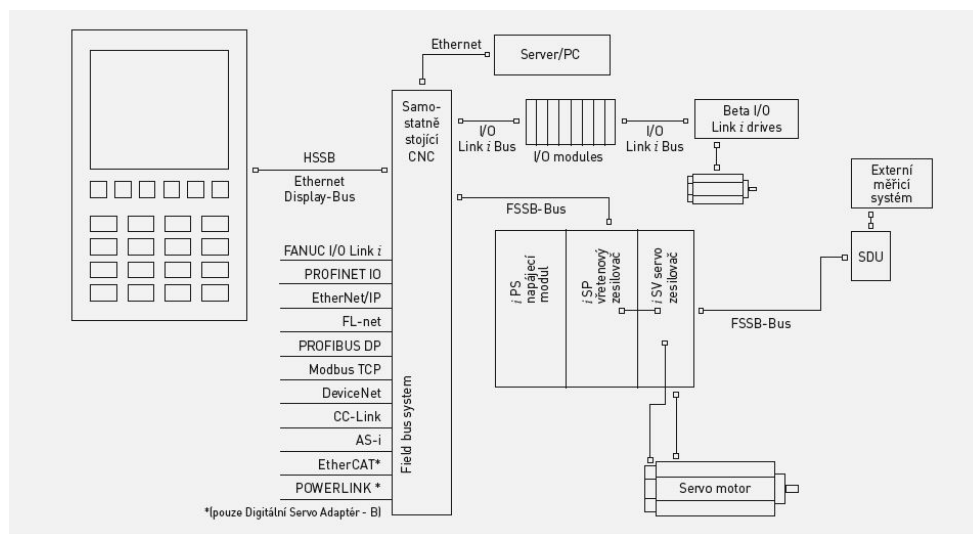
- Nejnižší tuhost

Tato koncepce je zvolena pro další zpracování v konstrukčním návrhu. Důvodem tohoto rozhodnutí je především variabilita stroje pro jiná využití při odstávkách stroje. Tato koncepce je ověřena mnoha výrobci levných CNC zařízení, které pracují s technologiemi frézování a plazmové řezání.

4 Konstrukční návrh

4.1 Řídicí systém stroje

V současné době se na trhu objevuje značné množství různých řídicích systémů a jejich modifikací v závislosti na typu výroby, požadované rychlosti a přesnosti, spolehlivosti (míra opakovatelnosti), uživatelské jednoduchosti a servisní podpoře dodavatele. Mezi přední dodavatele řídicích systémů CNC výrobních strojů patří společnosti FANUC [30], SIEMENS (SINUMERIK) [31], AMK [32] a Heidenhain [33]. Tito profesionální dodavatelé jsou schopni (dle produktových prospektů) dodat veškeré hlavní hardwarové i softwarové komponenty CNC řízených strojů (CNC řízení, uživatelský panel, motory, drivery, zesilovače a jiné). Vše je navíc zaopatřeno kvalitní servisní a poradenskou podporou. Nevýhodou těchto systémů „na klíč“ je vysoká cena, která je přípustná například při velkoobjemových zakázkách. Alternativou k profesionálním řešením jsou

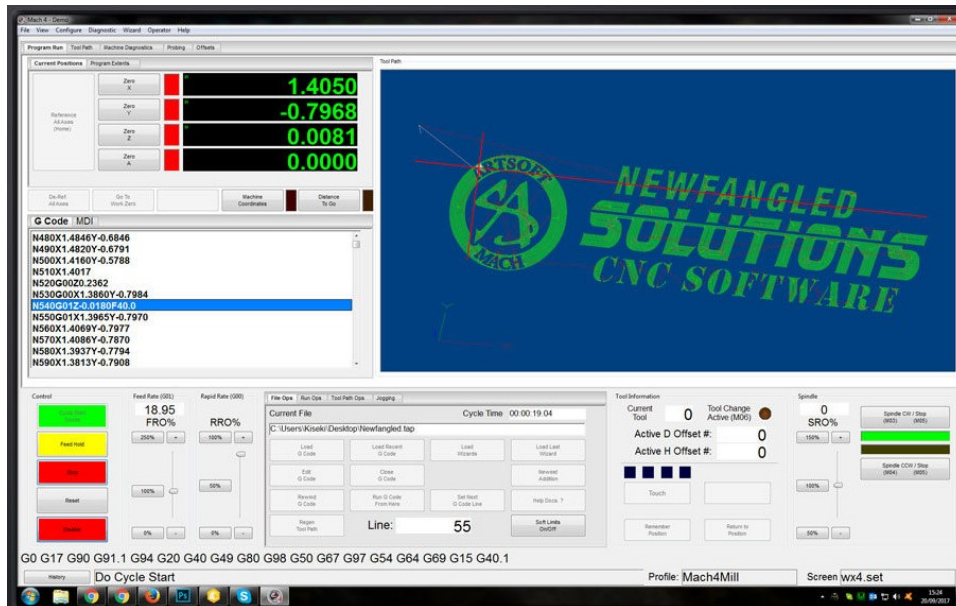


Obrázek 20: Produktové schéma řídicího systému firmy FANUC [30]

tzv. „hobby“ dílenské řídicí systémy. Tyto systémy pracují na principu využití operačního výkonu klasických PC, který zajišťuje, že všechna vstupní a výstupní zařízení mají koordinovaný pohyb. Vzhledem k využití vlastního hardwaru je cena těchto systémů zanedbatelná oproti profesionálním systémům. Mezi nejznámější patří MACH4 [34], který je novou vylepšenou verzí velmi používaného programu MACH3 (cena MACH4 - 4500), LinuxCNC („open source“ software, který běží pod platformou GNU/Linux) [35] a PlanetCNC [36]. Hardware pro tyto řídicí systémy je tvořen základním PC s USB, LPT (paralelní port) nebo Ethernet výstupem. Ten je poté připojen přes řídicí jednotku (např. SmoothStepper - ETHERNET HW interpolátor [37]) nebo přímo na drivery motorů (např. Driver pro 4 krokové motory [38]). Na řídicí jednotku jsou dále připojeny koncové snímače, digitální odečet polohy, ruční ovládání a výstupy pro řízení vřetene.

Vybraným systémem je MACH4, který nabízí: synchronní pohyb až 6 zcela samostatných souřadnicových systémů (instancí) najednou; řízení více hlav, strojů a procesů pro výrobu složitých součástí; asynchronní pohyb (mimo osy pásma) pro řízení nekoordinovaného pohybu; automatická výměna nástrojů; robotické nakladače; ruční ovládání kompenzace výšky hořáku (plazma); víceosé pracovní posuny a posuny hlavy směřující k odsazení dráhy řezného nástroje pro více držáků a upínacích přípravků; dálkové ovládání strojů (IPC).

Mezi hlavní parametry výběru patří: nízká cena, kvalitní podpora, míra aplikace systému a tím i zkušeností uživatelů na internetových fórech a diskuzích.



Obrázek 21: Uživatelský interface softwaru Mach4 [34]

4.2 Elektrotechnická výzbroj stroje

Hlavním účelem elektrického stroje je přeměna elektrické energie na mechanickou energii (pohyb) a naopak. V systému proto dochází k několika změnám parametrů elektrické energie.

4.2.1 PC a HW interpolační jednotky

Kvalitní počítače jsou nezbytnou součástí výzbroje stroje. Na počítači je spuštěn řídicí systém, který přes propojení (USB, LPT, atd.) komunikuje s HW interpolátory.

HW Interpolátor

HW interpolátory jsou komunikační mezipřechy mezi řídicím počítačem a budiči motorů. Jejich hlavní funkcí je jednoduché připojení vstupů a výstupů CNC zařízení k PC. Mezi další funkce patří generování velmi kvalitních pulzů, jejichž potřebný počet je závislý na počtu kroků (mikrokroků).

$$F_{HW} = \mu_{PFS} \cdot \mu_M \cdot n \quad (18)$$

F_{HW} - frekvence pulzů na výstupu z HW interpolátoru (na vstupu do driveru motoru)
 [pulzů/s]

μ_M - počet plných kroků motoru [pulzů]

μ_{PFS} - počet mikrokroků na plný krok [pulzů]

n - potřebné otáčky pro danou rychlost [otáčky/s]

Přínosem vysokého počtu pulzů-kroků generovaných interpolační jednotkou na vstupu do motoru je snížení mechanických a magnetostrikčních hluků, hladší běh motoru a výrazné snížení rezonancí. To vše dohromady zmenšuje pravděpodobnost výpadku kroku a tím ztráty synchronizace systému, který pracuje v otevřené smyčce. Hladší chod motoru se projeví také menším opotřebením celé mechanické přenosové soustavy.

V důsledku nastavení mikrokrokování se mění momentová charakteristika motoru. [39]

$$T_{INC} = T_{HFS} \cdot \sin \frac{90}{\mu_{PFS}} \quad (19)$$

T_{INC} - přírůstek točivého momentu na mikrokrok

T_{HFS} - točivý moment pro plný krok

μ_{PFS} - počet mikrokroků na jeden celý krok

4.2.2 Motory a budiče

Pohonné jednotky musejí splňovat několik základních požadavků. Jedná se například o minimální velikost a přesnost kroku pohybu, rychlost a regulace chodu systému a v neposlední řadě je zde cenové hledisko, které je nezbytné definovat pro udržení kroku s konkurencí.

- **Krokový motor:**

Jedná se o synchronní motor s buzením permanentními magnety. Ovládací proudové impulsy se přivádí postupně na jednotlivé fáze, rotor se otáčí přetržitě tak, jak je postupně přitahován na jednotlivé póly statoru. Krokové motory lze díky svým vlastnostem použít pro velmi přesné polohování, natočení, moment či rychlost výstupní hřídele. Tyto motory jsou vhodné pro aplikace v situacích potřeby velkého rozběhového momentu. Třífázové krokové motory na rozdíl od dvoufázových nabízí poměrně stabilní, hladkou, momentovou charakteristiku v přiměřeném rozsahu otáček (odstraňuje kvalitativní rozdíly mezi krokovými a servo pohony). Krokové motory nenabízejí ve standardní výbavě zpětnou vazbu do řídicího systému. Tato nedokonalost je řešitelná pomocí rotačních enkodérů, či měrné lišty.

- **Servo motor:**

Funkční schéma je velmi podobné krokovým motorům. Použití nalézají především pro polohovací aplikace. U servomotoru se dá velmi přesně řídit poloha natočení výstupní hřídele, moment či rychlost. Motory také disponují velmi plochou křivkou výkonu v závislosti na výchozích otáčkách. Oproti krokovým motorům jsou, při zachování stejného výkonu, ve vyšší cenové hladině.

Budiče a zdroje napájení

Zdroj napájení je velmi důležitá komponenta stroje, vzhledem k diverzitě zařízení na stroji, které pro své účely využívají rozdílné hodnoty vstupního napětí.

Drivery (budiče) jsou nezbytné pro funkci krokových motorů a umožňují polohové, rychlostní a momentové řízení.

4.2.3 Snímače

Snímače jsou velmi důležitou součástí stroje. Jejich rozdělení závisí na měřené veličině (v našem případě - měření polohy - koncové polohy stroje), styku senzoru s měřeným prostředím a fyzikálním principu.

Vzhledem k vysokým rychlostem a četnosti opakování najetí do koncové polohy je zvolena bezkontaktní metoda měření pomocí využití indukčního senzoru (výhody: rychlost a přesnost) ve spojení s mechanickými dorazy pro stanovení přesné počáteční pozice.

4.3 Definice zatěžovacích stavů

Vzhledem k problematice charakteristiky pohybu jednotlivé osy, kdy záleží na provozním sériovém cyklu stroje, jsou pro předběžný návrh stroje definovány hlavní zatěžovací stavy na základě porovnání výsledných hodnot silových účinků (zátěžné síly (tíhová síla pouze přídatného zařízení - vřeteno, extruder a jiné), rychlosti, zrychlení).

Tabulka 16: Základní parametry zatížení technického systému (viz obrázek 11)

	Laserové gravování	3D tisk	Plazmové řezání	Frézování	Rychloposuv
Axiální síla [N]	0	0, 1	0	800	0
Radiální síla [N]	0	0, 1	0	1000	0
Tíhová síla [N]	30	40	50	90	90
Rychlost [$m \cdot s^{-1}$]	0, 07	0, 1	0, 1	0, 04	0, 23
Zrychlení [$m \cdot s^{-2}$]			5		

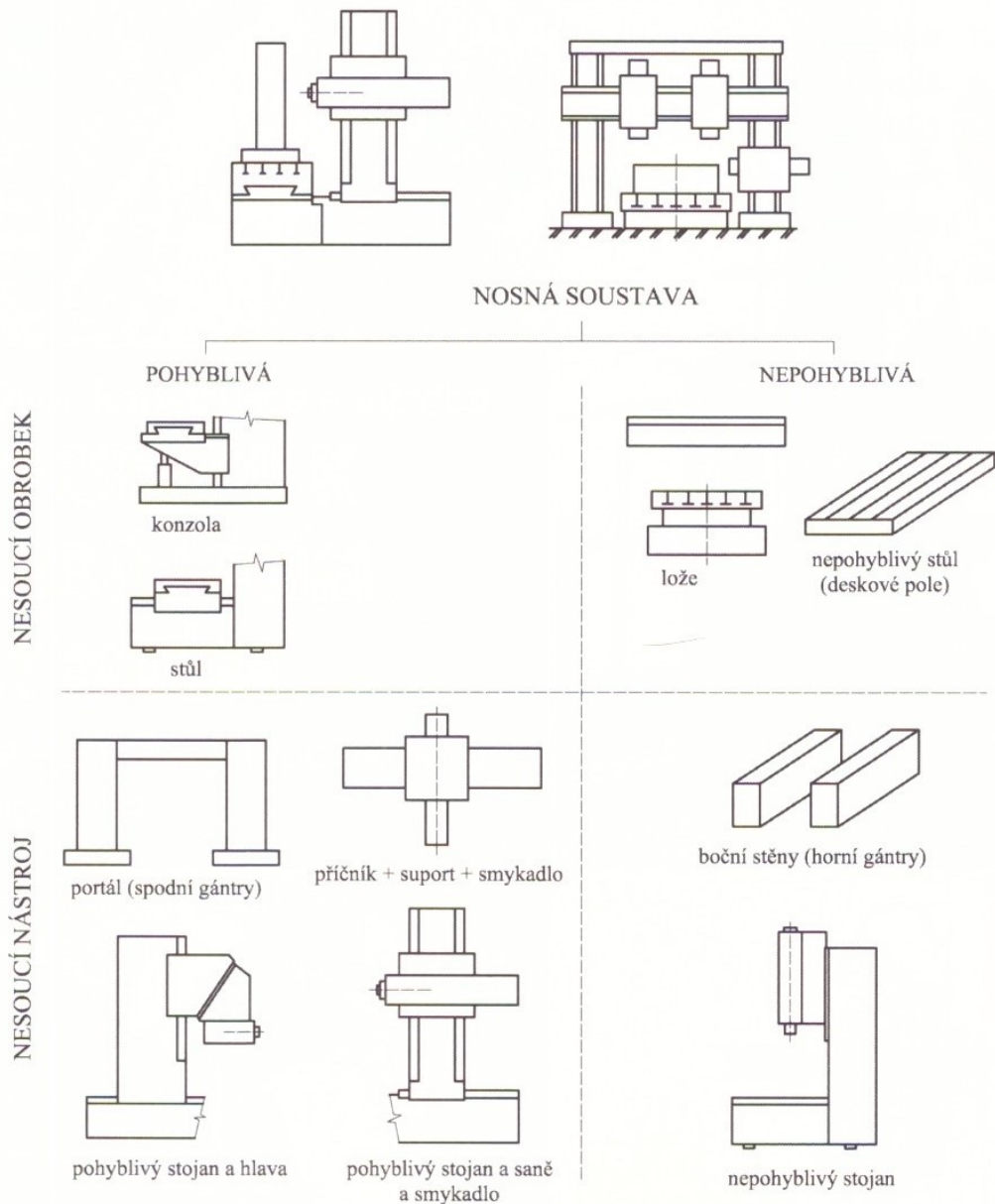
Z tabulky 16 vyplývají dva nejdůležitější stavy: Rychloposuv, který je významný zejména při posuzování dynamického hlediska stroje, a poté frézování, které má zásadní vliv na statické zatížení stroje. Výsledné zátěžné síly a rychlosti jsou přeneseny do výpočtu kinematických, dynamických a statických hledisek.

Statické hledisko

Skládá se ze zatížení pro vyvození požadované axiální síly (výrobní procesy), dále překonání gravitační složky a v neposlední řadě překonání sil od pasivních odporů. Zásadní úvahou výpočtu je, že tento proces probíhá převážně za ustáleného pohybu, a proto jsou všechny setrvačné síly nulové nebo zanedbatelné.

Kinematické a Dynamické hledisko

Kinematické hledisko definuje podmínky pro dosažení požadovaných rychlostí a zrychlení stroje. V aplikační rovině zadaného stroje je nezbytné pro stanovení úhlového zrychlení servomotorů, které se odráží ve výpočtu dynamického hlediska. To ve výsledku produkuje spektrum zatížení vzniklé právě pohybem hmotných prvků na vedení stroje (viz obrázek 22).



Obrázek 22: Morfologie nosné soustavy CNC stroje [40]

4.4 Pohybová osa Z

Konstrukčnímu návrhu jednotlivých pohybových os předchází tzv. „Product-Design“ specifikace. Tento krok napomáhá směřovat konstrukční vývoj dle problematických parametrů stroje (viz obr. 22).

1	Požadavky na TS pro aplikační rovinu v kartézské souřadnici Z		
1.1	Nosná konstrukce Vlastnosti výrobního stroje - požadované pracovní (trasformační a asistenční) funkce		Požadavek na konstrukci
	Pevnostní podmínky:		
	Dimenzování nosných komponent stroje	Zachycení sil od pohybu (rychlost, zrychlení)	Kons. Výpočet Dimenzování
		Zachycení sil od výrobních technologií	
	Bezpečnostní opatření:		
	Záchyt nebezpečného odpadu od výrobních technologií	Krytování odletujících třísek z výrobních operací (frézování)	Technolog. návrh
		Odsávání odpadních zbytků po frézování (materiály - dřevo, MDF, plastické hmoty)	
		Krytování nebezpečného zařízení a odletování roztavených částí materiálu (plazma, laser)	
		Zajištění odvodu odpadních výparů z prostoru (laser, plazma)	
	Teplotní stabilita:		
		Zajištění teplotní stability nosných element konstrukce	Technolog. Návrh
	Zásobování:		
	Zajištění přísunu technických činitelů pro správný chod technologické operace	Zásobování plastovým filamentem (3D tisk) Zásobování provozními kapalinami (frézování - chlazení (vzduch, kapaliny), plazma - technické plyny)	Technolog. návrh
	Uchycení pohonu:		
	Zajištění pohybu v ose Z	Umístění motoru	Technolog. návrh
		Umístění lineárních vedení a jejich dimenzování	
		Uložení transformačních prvků pohybu (šroub, hřeben)	
1.2	Pohon Vlastnosti technických prvků stroje - požadované pracovní (trasformační a asistenční) funkce		Hodnota parametru
	Pohybový šroub:		
	Minimální délka šroubu	Vychází z požadavku na minimální zdvih stroje v ose Z	100 [mm]
	Pevnostní kontrola (dimenzování)	Zajištění pevnosti - tlak, vzpěr	Kons. Výpočet
	Motor:		
	Maximální rychlost pozicování	Vychází z požadavku na minimální strojní čas.	0,2 [m/s]
	Minimální moment	Vychází z výpočtů pohybového šroubu	Kons. Výpočet
	Minimální otáčky	Vychází z výpočtů pohybového šroubu	Dimenzování
	Kalibrace	Zajištění kalibraci (odměřování na motoru, bezkontaktní snímače polohy)	Technolog. návrh
1.3	Výrobní zařízení technologických operací Vlastnosti technických prvků - požadované pracovní (trasformační a asistenční) funkce		Požadavek na konstrukci
	Umožnit uchycení výrobních zařízení		Technolog. návrh
	Vřeteno:		
	Zajistit podmínky frézovacích operací	Výkon, otáčky	Kons. Výpočet Dimenzování
		Zachycení řezných sil	
		Cena	Průzkum trhu
	Plazmový hořák:		
	Dostatečný pracovní výkon pro přířez plechů	Zajištění dostatečného výkonu (maximální řezná tloušťka)	Technolog. návrh
		Cena	Průzkum trhu
	3D tisková hlava - Extruder:		
	Požadovaná kvalita tisku a termální schopnost aplikace různých materiálů	Zajištění tisku požadovaných materiálů	Technolog. návrh
		Cena	Průzkum trhu
	Laserová hlavice		
	Schopnost gravírování dostupných materiálů	Výkon	Technolog. návrh
		Cena	Průzkum trhu

Obrázek 23: Product Design systému pohybové osy kartézské souřadnice Z

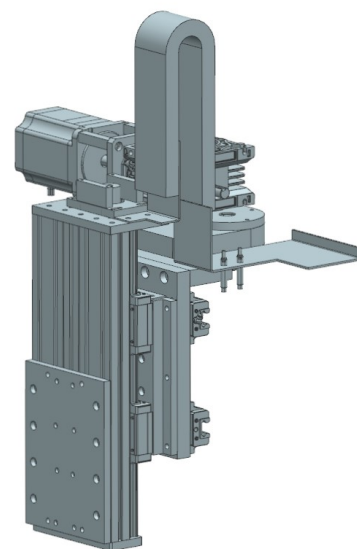
4.4.1 Návrh nosného rámu

Rámem stroje rozumíme pevné nebo pohyblivé těleso, které přenáší účinky všech statických a dynamických sil. Zároveň však slouží jako nosná plocha pro další komponenty sestavy, jako jsou pohonné systémy, vedení a ostatní části výrobního zařízení.

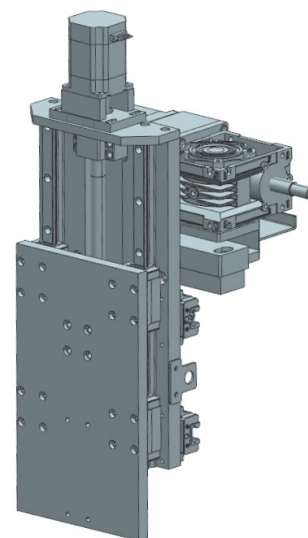
Pevnostní kontrola rámu osy Z je vzhledem k poměrně složité charakteristice úlohy dimenzována a kontrolována pomocí MKP pevnostní analýzy v programu NX 11. (viz kapitola 4.6).



Obrázek 24: Výsledná varianta Z-ové souřadnice



Obrázek 25: Varianta 1



Obrázek 26: Varianta 2

4.4.2 Návrh posuvných mechanismů

Mezi hlavní požadavky kladené na posuvné mechanismy patří zajištění plynulého pohybu posouvané části v celém rozsahu rychlostí, splnění podmínky opětovného najetí na přesnou polohu posouvané části stroje v dané toleranci, spolehlivosti a životnosti.

Principy:

- Pohybový šroub + elektrický motor (krokový, servomotor)
- Pastorek a hřeben + elektrický motor
- Ozubnice a ozubený řemen + elektrický motor
- Šnek a hřeben + elektrický motor
- Klikový mechanismus + elektrický motor

Výběr optimálního řešení konstrukce posuvného mechanismu závisí na mnoha faktorech. Mezi nejdůležitější pak patří: statické a dynamické silové působení, rychlost pohybu a délka dráhy, resp. zdvihu, v ose posuvu.

Dimenzování a kontrola pohybového šroubu:

Kuličkový šroub v porovnání s běžnými posuvnými šrouby disponuje až třetinovým točivým momentem vzhledem k tření a tím šetří energii hnacího motoru a zvyšuje účinnost soustavy. Oproti levnějším trapézovým šroubům nabízí také hladší chod a vyšší přesnost. Výpočty použité k dimenzování a následné kontrole kuličkového šroubu jsou převzaty z katalogu společnosti HIWIN [41]

Tabulka 17: Základní parametry zatížení pohybového šroubu osy Z

Parametr		Hodnota
Zatížení	Maximální axiální síla	$F_a = 800[N]$
	Axiální síla od posouvajících hmot	$F_s = 100[N]$
	Celková axiální síla	$F_c = 900[N]$
Geometrie	Nepodepřená délka hřídele	$l_k = 250[mm]$
	Stoupání šroubu	$s = 5[mm]$
	Druh uložení	pevné - letmé
	Koeficienty závislosti na uložení	$k_d = 0,42[-]$
		$k_k = 0,26[-]$
	Průměr šroubu	$d = 16[mm]$
Minimální průměr šroubu	$d_{min} = 13,5[mm]$	
Pohyb	Rychlost	$v = 12000[mm \cdot min^{-1}]$

Výpočet predikce potřebného průměru kuličkového šroubu:

$$n = \frac{v}{s} = \frac{12000}{5} = 2400[min^{-1}] \quad (20)$$

n - Otáčky při maximální rychlosti [min^{-1}]

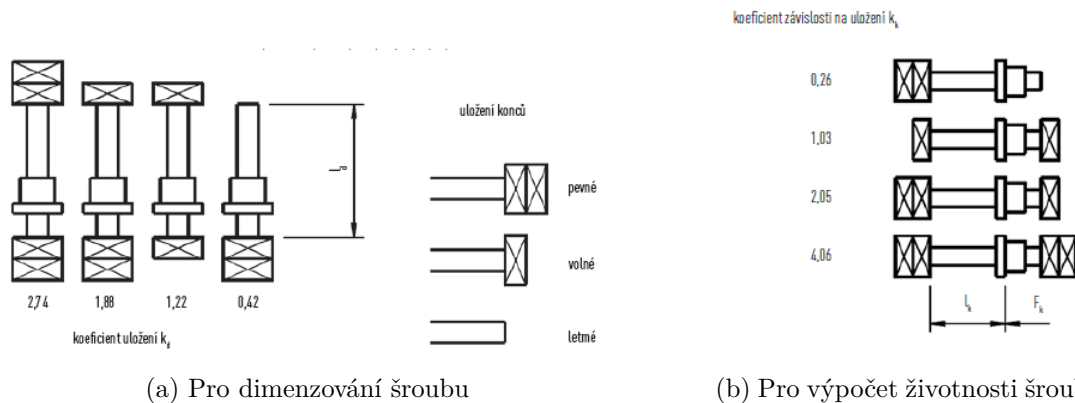
Stanovení průměru hřídele kuličkového šroubu: (vychází z kontroly maximálních otáček)

$$n_{max} = n = 0,8 \cdot k_d \cdot \frac{d_k}{l_k^2} \cdot 10^8 \quad (21)$$

Z tohoto vztahu plyne:

$$d_k = \frac{n_{max} \cdot l_k^2}{k_d \cdot 0,8 \cdot 10^8} = \frac{2400 \cdot 250^2}{0,42 \cdot 0,8 \cdot 10^8} = 4,46[mm] \quad (22)$$

d_k - Minimální přípustný průměr [min^{-1}]



Obrázek 27: Zobrazení hodnot koeficientu uložení šroubu [41]

Výslednému rozměru je zvolen příslušný pohybový šroub s normovanými rozměry. Na základě výpočtů a průzkumu stavu technických řešení pohybových os konkurenčních strojů je zvolen válcovaný kuličkový šroub **BTK 1605V-2,6** s předpnutou přírubovou maticí pomocí využití kuliček, které jsou větší než prostor v závitové dráze - vůle 0-0,05 MAX (minimální průměr šroubu je $d_k = 13,5[mm]$).

Mezi ostatní příslušenství kuličkového šroubu patří ložiskové domky pro letmé a pevné uložení **BF 12**, vše od dodavatelské společnosti THK [42].

Kontrola zvoleného šroubu:

Jedná se o výpočet bezpečnosti vzpěrné tuhosti dle [41]. Aplikované axiální zatížení může být pouze takové, aby nedošlo k deformaci šroubu.

$$F_{max} = 0,5 \cdot k_k \cdot \frac{d_{min}^4}{l_k^2} \cdot 10^5 = 0,5 \cdot 0,26 \cdot \frac{13,5^4}{250^2} \cdot 10^5 = 1,382 \cdot 10^4[N] \quad (23)$$

F_k - Maximální teoretická, provozní, dovolená, axiální síla [N]

$$k_s = \frac{F_{max}}{F_c} = \frac{1,382 \cdot 10^4}{900} = 17,3 \quad (24)$$

k_s - bezpečnost kuličkového šroubu proti přetížení

Navržený kuličkový šroub **vyhovuje** statickému a dynamickému zatížení s vysokou bezpečností!

Výpočet životnosti kuličkového šroubu:

Vzhledem k charakteristice výrobního procesu, kdy se nejedná o ustálený cyklický proces stejného zatížení, je výpočet životnosti velmi konzervativní, a proto je vypočítán pouze pro maximální zátěžné stavy.

Tabulka 18: Zvolené parametry zatížení pohybového šroubu pro příklad výpočtu životnosti - maximální síla při rychlosti frézování hliníkových slitin

Parametr		Hodnota
Zatížení	Smluvní zátěžná síla	$F_{Sm} = 900[N]$
	Maximální otáčky (viz kapitola 1.1)	$n_m = 204[min^{-1}]$
	Dynamická únosnost	$C_{dyn} = 5400[N]$

$$L = \left(\frac{C_{dyn}}{F_{Sm}}\right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{5400}{900}\right)^3 \cdot 10^6 = 2,16 \cdot 10^8 \quad (25)$$

L - Životnost kuličkového šroubu v otáčkách

C_{dyn} - Dynamická únosnost [N]

$$L_h = \left(\frac{C_{dyn}}{F_{Sm}}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_m \cdot 60} = \left(\frac{5400}{900}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{204 \cdot 60} = 735,3dní \quad (26)$$

L_h - Životnost kuličkového šroubu v provozních dnech

Dimenzování hnacího členu

Návrh hnacího členu je nutné provádět ze tří hlavních hledisek. Výpočet provádíme pomocí výpočetních vztahů uvedených v literatuře [40] (Statické hledisko, Kinematické h., Dynamické h.) Výsledkem je zjištění kroutícího momentu pro převod rotačního pohybu na přímočarý. Vybraným a kontrolovaným motorem je YK3610A (od společnosti GRAVOS [43]). Volba 3-fázového motoru byla založena na požadavku stálého momentu v závislosti na otáčkách (požadavek vysoké rychlosti - velké otáčky). Tří fázové motory mají obecně mnohem rovnější a více konstantní momentovou charakteristiku. Zároveň jsou méně náchylné na vznik nežádoucích rezonancí, což podporuje výslednou přesnost stroje (přesnost úhlu kroku motoru 5 %).

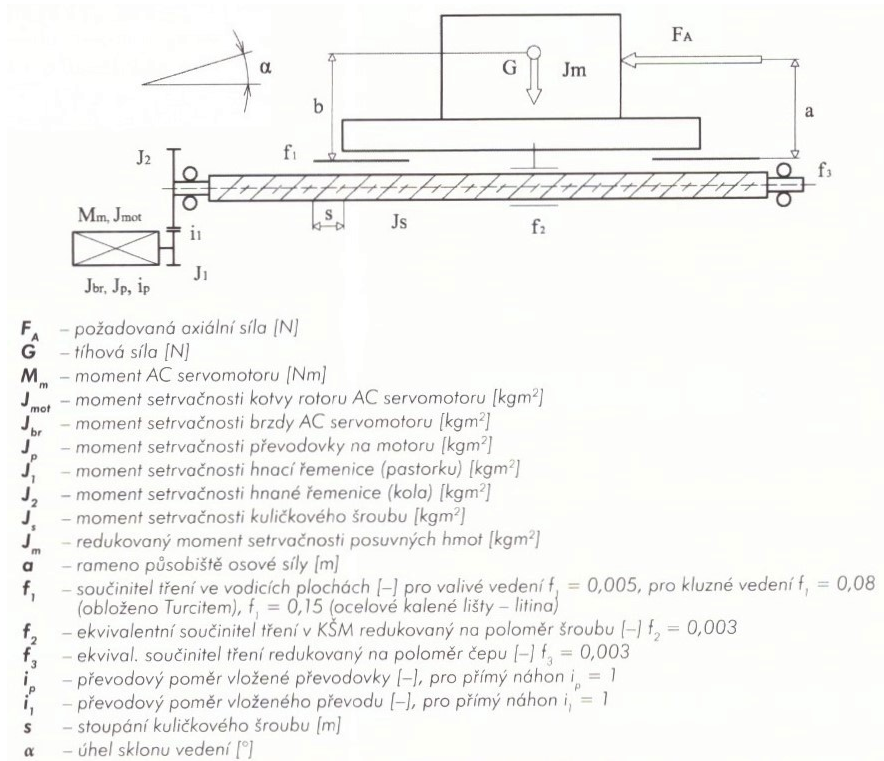
Statické hledisko:

Výpočtem získáme jmenovitý kroutící moment na motoru, potřebný pro ustálený pohyb při zatížení maximálními silovými účinky (viz kapitola 4.3).

Úprava základních vzorců z literatury je možná za předpokladu přímého náhonu (chybí mezičlen mezi motorem a kuličkovým šroubem) a úhel sklonu posuvné souřadnice α je roven 90° .

Kinematické a dynamické hledisko:

Výpočet těchto hledisek pohonu redukuje setrvačné síly a momenty setrvačnosti pohyblivých hmot stroje na kuličkový šroub a následně na motor. Tento celkový moment setrvačnosti redukovaný na hřídel servomotoru spolu s potřebným úhlovým zrychlením a celkovým dynamickým momentem zátěže tvoří základ pro výpočet základních parametrů motoru.



Obrázek 28: Výpočtový model Z-ové posuvové soustavy s kuličkovým šroubem [40]

Tabulka 19: Parametry potřebné pro výpočtový návrh hnacího členu osa Z

Parametr		Hodnota
Zatížení	Požadovaná axiální síla	$F_a = 800[N]$
	Setrvačná síla od zrychlení	$F_s = 100[N]$
	Tíhová síla	$G = 196,2[N]$
	Maximální rychlost posuvu	$v = 0,2[m \cdot s^{-1}]$
	Zrychlení	$a = 5[m \cdot s^{-2}]$
Kuličkový šroub	Stoupání kuličkového šroubu	$s = 0,005[m]$
	Střední průměr kuličkového šroubu	$d_s = 0,0135[m]$
	Průměr hřídele kuličkového šroubu pro ložisko	$d_L = 0,012[m]$
Geometrie	Délka pohybové osy Z	$L = 0,15[m]$
	Úhel sklonu vedení	$\alpha = 90[^\circ]$
Pasivní účinky	Součinitel tření ve valivém vedení	$f_1 = 0,005[-]$
	Součinitel tření v matici kuličkového šroubu	$f_2 = 0,003[-]$
	Ekvivalentní součinitel tření redukovaný na poloměr čepu	$f_3 = 0,003[-]$
Účinnost	Účinnost valivého vedení	$\eta_V = 0,922[-]$
	Účinnost uložení šroubu	$\eta_L = 0,941[-]$
	Účinnost matice kuličkového šroubu	$\eta_S = 0,92[-]$

Statické hledisko

Předpoklad přímého připojení kuličkového šroubu k motoru.

i_p - převodový poměr vložené převodovky $i_p = [-]$

$$M_{celkS} = \frac{M_F + M_G + M_{GT} + M_L + M_{KSM} + M_{FTS}}{\eta_V \cdot \eta_L \cdot \eta_S} \quad (27)$$

M_{celkS} - hnací kroutící moment ze statického hlediska [Nm]

M_F - zátěžový moment od akčních sil [Nm]

M_G - zátěžový moment od tíhové síly [Nm]

M_{GT} - zátěžový moment od třecích sil přesouvaných hmot [Nm] (vzhledem k úhlu sklonu vedení je roven nule)

M_L - zátěžový moment od třecích sil v ložisku [Nm]

M_{KSM} - zátěžový moment od předpnutí v kuličkovém šroubu [Nm]

M_{FTS} - zátěžový moment od vyosení axiální síly [Nm] (vzhledem k využití valivých vedení je tento moment možné zanedbat - velmi malé síly a malý součinitel tření f_1)

Stanovení zátěžového momentu od akčních sil:

$$M_F = \frac{(F_A + F_s) \cdot s}{2 \cdot \pi} = \frac{900 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi} = 0,716Nm \quad (28)$$

Stanovení zátěžového momentu od tíhové síly:

$$M_G = \frac{G \cdot \sin \alpha \cdot s}{2 \cdot \pi} = \frac{196,2 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi} = 0,156Nm \quad (29)$$

Stanovení zátěžového momentu od třecích sil v ložisku:

$$M_L = 0,5 \cdot (F_A + F_s + G \cdot \cos \alpha \cdot f_1) \cdot d_L \cdot f_3 = 0,5 \cdot 900 \cdot 0,012 \cdot 0,003 = 0,016Nm \quad (30)$$

Stanovení zátěžového momentu třecích sil v matici vlivem předpnutí:

$$F_P = 0,35 \cdot (F_a + F_s) = 0,35 \cdot 900 = 315N \quad (31)$$

F_P - Předpnutí kuličkového šroubu [N]

$$M_{KSM} = \frac{F_P \cdot s}{2 \cdot \pi} \cdot (1 - \eta_S^2) + 0,5 \cdot ((F_A + F_s) + G \cdot \cos \alpha \cdot f_1) \cdot d_s \cdot f_2 = \quad (32)$$

$$M_{KSM} = \frac{315 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi} \cdot (1 - 0,92^2) + 0,5 \cdot 900 \cdot 0,0135 \cdot 0,003 = 0,057Nm$$

Stanovení potřebného momentu na servomotoru ze statického hlediska:

$$M_{celkS} = \frac{0,716 + 0,156 + 0,057 + 0,016}{0,941 \cdot 0,922 \cdot 0,92} = 1,192Nm$$

Kinematické hledisko

Vzhledem k požadavkům (viz kapitola 4.3) lze postupovat reverzně oproti výpočtům uvedeným v [40].

Stanovení vztahu mezi zrychlením stolu a úhlovým zrychlením šroubu a motoru:

$$\varepsilon_s = \varepsilon_m = \frac{a \cdot 2 \cdot \pi}{s} = \frac{5 \cdot 2 \cdot \pi}{0,005} = 6283,19[\text{rad}^{-2}] \quad (33)$$

ε_s - úhlové zrychlení šroubu

ε_m - úhlové zrychlení motoru

Dynamické hledisko

Vychází ze základní momentové rovnice:

$$M_{\text{celkD}} = J_{rhm} \cdot \varepsilon_m + M_D \quad (34)$$

$$M_D = M_G + M_{GT} + M_{KSM} \quad (35)$$

M_{celkD} - potřebný kroutící moment na servomotoru (dynamické hledisko)

M_G - moment od tíhy přesouvaných hmot (vzhledem k nízkým hmotám je možné zanedbat - dosahuje řádově menších hodnot)

M_{GT} - moment pasivních odporů (pro sklon 90° je nulový)

M_{KSM} - zátěžový moment od předpnutí v kuličkového šroubu

J_{rhm} - Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru

Stanovení zátěžového momentu od třecích sil v matici:

$$M_{KSM} = \frac{F_P \cdot s}{2 \cdot \pi} \cdot (1 - \eta_s^2) + 0,5 \cdot G \cdot \cos \alpha \cdot f_1 \cdot d_s \cdot f_2 = \quad (36)$$

$$M_{KSM} = \frac{315 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi} \cdot (1 - 0,92^2) = 0,039Nm$$

Stanovení celkového momentu setrvačnosti:

$$J_{rhm} = J_{\text{mot}} + J_s + J_m + J_2 \quad (37)$$

J_{mot} - Celkový moment setrvačnosti motoru včetně brzdy $J_{\text{mot}} = 5,03 \cdot 10^{-5}[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$

J_s - moment setrvačnosti kuličkového šroubu

J_2 - moment setrvačnosti spojky

J_m - moment setrvačnosti posuvných hmot

$$J_s = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 7850 \cdot b_s \cdot \frac{d_s^4}{2} = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 7850 \cdot 0,289 \cdot \frac{0,016^4}{2} = 1,46 \cdot 10^{-5} \text{kg} \cdot \text{m}^2 \quad (38)$$

d_s - vnější průměr šroubu: $d_s = 16[\text{mm}]$

b_s - celková délka šroubu: $b_s = 289[\text{mm}]$

$$J_2 = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 7850 \cdot b_2 \cdot \left(\frac{D_2^4}{2} - \frac{d_2^4}{2} \right) = 9,7 \cdot 10^{-6} \text{kg} \cdot \text{m}^2 \quad (39)$$

d_2 - vnitřní průměr spojky $d_2 = 0,012[m]$
 D_2 - vnější průměr spojky $D_2 = 0,025[m]$
 b_2 - celková délka spojky $b_2 = 0,034[m]$

$$J_m = m \cdot \left(\frac{s}{2 \cdot \pi}\right)^2 = 20 \cdot \left(\frac{0,005}{2 \cdot \pi}\right)^2 = 1,27 \cdot 10^{-5} kg \cdot m^2 \quad (40)$$

$$J_{rhm} = 5,03 \cdot 10^{-5} + 1,46 \cdot 10^{-5} + 1,27 \cdot 10^{-5} + 9,7 \cdot 10^{-6} = 8,73 \cdot 10^{-5} kg \cdot m^2$$

Výsledný tvar momentu zátěže:

$$M_{celkD} = 8,73 \cdot 10^{-5} \cdot 6283,2 + 0,039 = 0,587 Nm$$

Výpočet doby rozběhu a dráhy rozběhu:

Stanovení času rozběhu - minimální čas potřebný pro dosažení požadované rychlosti za předpokladu využití maximálního zrychlení stroje:

$$t_r = \frac{J_{rhm} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{v}{s}}{(M_{celkD} - M_{KSM}) \cdot \eta_L \cdot \eta_S \cdot \eta_V} = 0,05[s] \quad (41)$$

t_r - čas rozběhu bez nastavení náběhové křivky (ta činí přibližně $0,1 - 0,2[s]$)

Stanovení minimální dráhy pro dosažení maximální rychlosti posuvu (limitní rychlosti rovnoměrného pohybu):

$$s_c = \frac{1}{2} \cdot t_r \cdot v = 5[mm] \quad (42)$$

s_c - minimální dráha rozběhu

Výpočet teoretické celkové doby pro ujetí maximálního zdvihu osy Z při rychloposuvu (bez uvážení rozběhové křivky motoru).

$$t_{celk} = 2 \cdot t_r + \frac{L - 2 \cdot s_c}{v} = 2 \cdot 0,058 + \frac{150 - 2 \cdot 5}{0,2 \cdot 1000} = 0,8[s] \quad (43)$$

Kontrola kvality dynamických poměrů:

Krokové motory se rozbíhají na požadované rychlosti dle specifických křivek, které jsou závislé na mnoha parametrech motoru. Aby nedocházelo při rozběhu k vypadávání elektrické ochrany vlivem rostoucího proudu, je zapotřebí, aby soustava motor-kuličkový šroub měla kvalitní dynamické poměry. Literatura [40] udává, že pro kvalitní dynamické poměry by měl platit vztah:

$$1,5 \cdot J_{mot} \leq J_{rhm} \leq 3 \cdot J_{mot} \quad (44)$$

$$1,5 \cdot J_{mot} = 7,55 \cdot 10^{-5}$$

$$3 \cdot J_{mot} = 1,51 \cdot 10^{-4}$$

$$J_{rhm} = 8,73 \cdot 10^{-5}$$

Kvalita dynamických poměrů vyhovuje!

Kontrola momentových a otáčkových požadavků:

β - úhel kroku motoru $\beta = 1, 2^\circ$

n_{max} - maximální otáčky při rychloposuvu

PPS_R - počet pulzů na motoru při rychloposuvu

$$PPS_R = \frac{n_{max}}{60} \cdot \frac{360}{\beta} = 11,46KPPS \quad (45)$$

$v_o = 0,02m \cdot s^{-1}$ - rychlost při obrábění

$n_o = \frac{v_o}{s} = 240ot/min$ - otáčky při obrábění

PPS_O - počet pulzů na motoru při obrábění (viz kapitola 4.3, tabulka 16)

$$PPS_O = \frac{n_o}{60} \cdot \frac{360}{k} = 1,15KPPS \quad (46)$$

Během obráběcích operací.

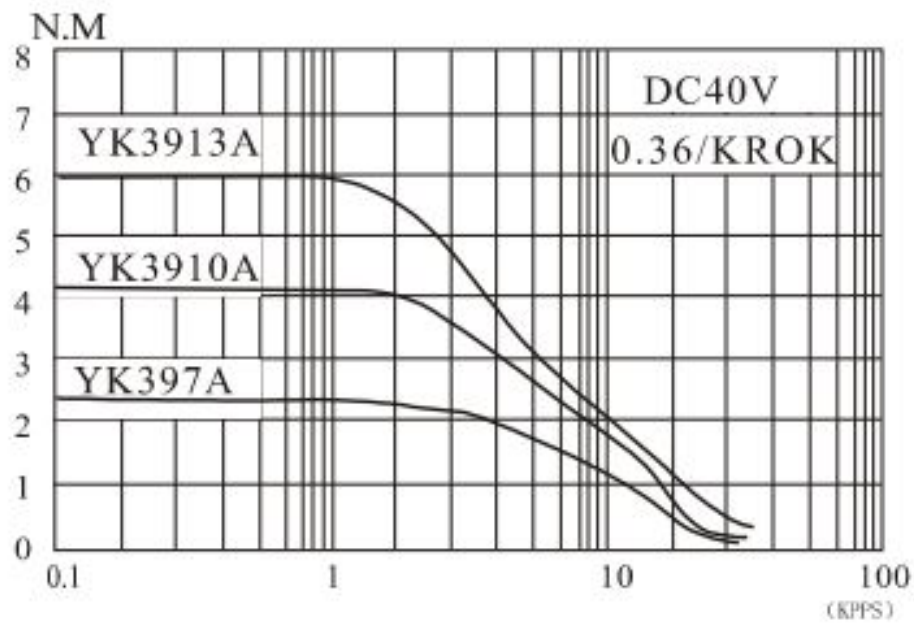
- $PPS_O = 1,15 KPPS$
- $M_{celkS} = 1,192 Nm$

Vyhovuje!

Během Rychloposuvu.

- $PPS_R = 11,46 KPPS$
- $M_{celkD} = 0,587 Nm$

Vyhovuje!



Obrázek 29: Frekvenční charakteristika krokových motorů (YK3610A srovnatelný s YK397A) [43]

Výpočet přesnosti

Přesnost vlivem typu výroby kuličkového šroubu - válcování:

$\delta_{\text{šroubu}}$ - přesnost kuličkového šroubu na 300 mm (údaj výrobce - kvalita C7 [44] \rightarrow
 $\delta_{\text{šroubu}} = \pm 25 \mu\text{m}$)

Přesnost vlivem kroku motoru:

Z charakteristik krokového motoru je deklarována přesnost 5% úhlu kroku (nekumulativní chyba).

$$\delta_{\text{motoru}} = \frac{\beta \cdot s}{360^\circ} \cdot 0,05 = \frac{1,2 \cdot 5}{360^\circ} \cdot 0,05 = 0,017 \cdot 0,06 = \pm 0,83 \mu\text{m} \quad (47)$$

δ_{motoru} - axiální posunutí vlivem přesnosti kroku motoru

α - přesnost krokového motoru ($\pm 5\%$): $\alpha = 1,2 \cdot 0,05 = 0,06^\circ$

β - úhel kroku: $\beta = 1,2^\circ$

s - stoupání kuličkového šroubu: $s = 5\text{mm}$

Přesnost vlivem tuhosti kuličkového šroubu.

Výpočet je založený na rovnicích použitých v literatuře THK [45]

$$K_s = \frac{A \cdot E}{1000 \cdot L} = \frac{\pi \cdot d_s^2 \cdot E}{1000 \cdot L} \quad (48)$$

K_s - axiální tuhost kuličkového šroubu

L - pozice matice kuličkového šroubu: $L_1 = 85\text{mm}$; $L_2 = 230\text{mm}$

E - modul pružnosti v tahu: $E = 2,06 \cdot 10^5 \text{N/mm}^2$

$$K_{s1} = \frac{\pi \cdot 13,5^2 \cdot 2,06 \cdot 10^5}{1000 \cdot L_1} = \frac{\pi \cdot 13,5^2 \cdot 2,06 \cdot 10^5}{1000 \cdot 85} = 346,9 \text{N}/\mu\text{m}$$

$$K_{s2} = \frac{\pi \cdot 13,5^2 \cdot 2,06 \cdot 10^5}{1000 \cdot L_2} = \frac{\pi \cdot 13,5^2 \cdot 2,06 \cdot 10^5}{1000 \cdot 230} = 128,2 \text{N}/\mu\text{m}$$

$$\delta = \frac{F_A + F_s - G}{K_s} \quad (49)$$

δ - axiální posunutí vztažené k tuhosti šroubu

$$\delta_1 = \frac{F_A + F_s - G}{K_{s1}} = \frac{703,8}{346,9} = 2,03 \mu\text{m}$$

$$\delta_2 = \frac{F_A + F_s - G}{K_{s2}} = \frac{703,8}{128,2} = 5,49 \mu\text{m}$$

$$\delta_{\text{tuhost}} = \delta_2 - \delta_1 = \pm 3,46$$

Výsledná teoretická přesnost polohování:

$$\delta_Z = \delta_{\text{šroubu}} + \delta_{\text{tuhost}} + \delta_{\text{motoru}} + \delta_{\text{šroubu}} = \pm 29,29 \mu\text{m} \quad (50)$$

Zvýšení přesnosti je dosažitelné aplikací přesnějších pohybových šroubů. Jedná se například o přesné kuličkové šrouby, které jsou vyráběné broušením. Tyto šrouby dosahují přesnosti až $\pm 4 \mu\text{m}$ [44]. Nevýhodou je vysoká cena, která je v rozporu s požadavkem na „low-cost“ řešení návrhu.

4.4.3 Návrh vedení

Jedná se o spojovací elementy pracující v jedné rovině zabezpečující polohu nebo pohyb mezi pevnou a pohyblivou částí stroje a zároveň přenáší dynamické a statické síly. Splnění těchto úkolů definuje požadavky na odolnost proti vibracím, opotřebení systému a vyrobiteľnost. [46]

Varianty řešení:

- **Kluzné lineární vedení s hydrodynamickou charakteristikou**
Princip nadlehčení pohybujícího se tělesa při vyšších rychlostech pomocí vrstvy maziva (změna součinitele velikosti tření v závislosti na rychlosti).
- **Hydrostatické vedení**
Princip stálého nadlehčení tělesa za klidu i pohybu pomocí provozního média, které je neustále přiváděno pod tlakem do hydrostatických kapes.
- **Valivé vedení**
Komponenta je složena z kolejničky a vozíku, které se po sobě navzájem pohybují. Pohyb se uskutečňuje pomocí valivých těles umístěných ve vozíku. Valivá tělesa se používají ve formě kuliček, válečků nebo jehliček.

Výhody

- Tuhost
- Přesnost
- Minimální tření

Nevýhody

- Minimální tlumení
- Náchylné na nečistoty
- Náchylnost koroze

Výběr správného vedení je subjektivní proces, který probíhá na základě zjištěných informací například z katalogů výrobců. Vybraným (sub)optimálním návrhem pro všechny pohyblivé osy je varianta valivého vedení. Důvodem výběru je především jednoduchost montáže (není zapotřebí složité a finančně náročné úpravy stykových ploch), finanční hledisko a časová tržní dostupnost.

Dimenzování valivého vedení

Ložiskové systémy valivého vedení pomocí valivých tanků a kolejničky jsou schopné přenesení zátěže od zátěžných sil, momentů ve všech směrech, které jsou generovány prostorovou orientací (lícování, gravitační a pohybové setrvačné síly a reakčních sil od řezných procesů).

Stanovení ekvivalentních zatížení

Zatížení jednotlivých valivých tanků je odečteno z výpočtu MKP rámové konstrukce jednotlivých pohyblivých os. Výsledkem je pole zátěžných sil, které slouží k výběru vhodných velikostí vedení a výpočtu celkové životnosti.

Kontrola vedení - přípustný statický moment M_0

Výpočtový model momentového zatížení je zjednodušen na souměrné rozložení momentu mezi dva v ose uložené lineární valivé tanky. Kontrolovaným vedením je valivé kuličkové ložisko **THK-HSR20-R** od společnosti THK [47].

Tabulka 20: Základní parametry momentového zatížení vedení osy Z

Parametr		Hodnota
Zatížení	Maximální statická síla na hrotu nástroje	$F_A = 1000[N]$
	Ekvivalentní statické pracovní zatížení	$P = 11256,3[N]$
Geometrie	Vzdálenost hrotu nástroje do bodu mezi valivými tanky	$h = 250[mm]$
Kontrola momentů	Ekvivalentní statický moment $M = F_M \cdot h$	$M = 250[Nm]$
	Přípustný statický moment - směr X	$M_{XV} = 1,2[kNm]$
	Přípustný statický moment - směr Y	$M_{YV} = 1,2[kNm]$
Vedení	Statická únosnost	$C_0 = 27,4[kN]$
	Přípustný statický moment	$M_0 = 1,2[kNm]$

Kontrola vedení - statická konstrukční bezpečnost f_{SL}, f_{SM}

Pro vodící systémy v klidu nebo při rovnoměrném přímočarém pohybu je nutno brát v úvahu statickou konstrukční bezpečnost, která závisí na prostředí a provozních podmínkách. Dovolené hodnoty dle [48] pro náročné procesy s rázy a vibracemi: $f_{SL}, f_{SM} \geq 4$. Vzhledem k zavedení bezpečnosti při výpočtu sil od frézování (viz kapitola 1.1.7) je dovolená hodnota statické bezpečnosti stanovena na: $f_{SL}, f_{SM} \geq 2$.

$$f_{SL} = \frac{C_0}{P} = \frac{27400}{11256,3} = 2,434 \quad (51)$$

C_0 - Statická únosnost

P - Ekvivalentní statické pracovní zatížení

$$f_{SM} = \frac{M_0}{M} = \frac{1,2}{0,33} = 4,8 \quad (52)$$

M_0 - Přípustný statický moment

M - Ekvivalentní statický moment

f_{SM} - Faktor statické bezpečnosti pro zatěžování krutem

Kontrola vedení - výpočet životnosti

$$L_z = \left(\frac{f_t \cdot f_h \cdot C_{dyn}}{f_w \cdot P} \right) \cdot 50[km] = 35,18[km] \quad (53)$$

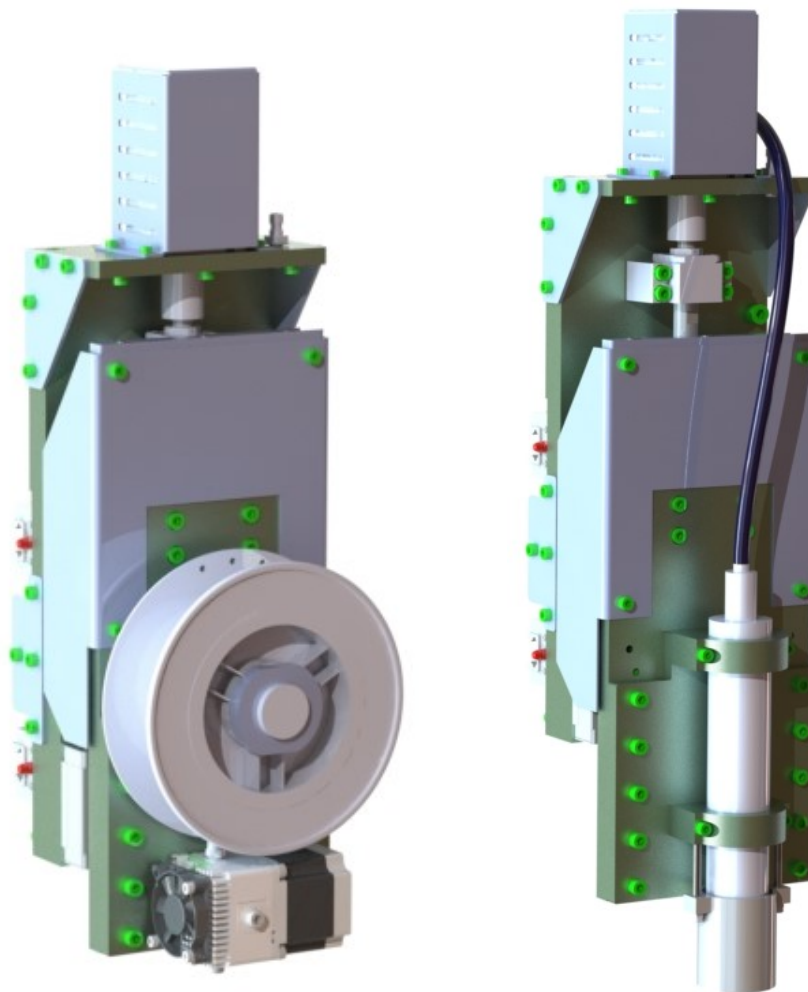
$$L_h = \frac{L_z}{v} = 24dnů \quad (54)$$

f_t - Faktor teplotní: $f_t = 1$

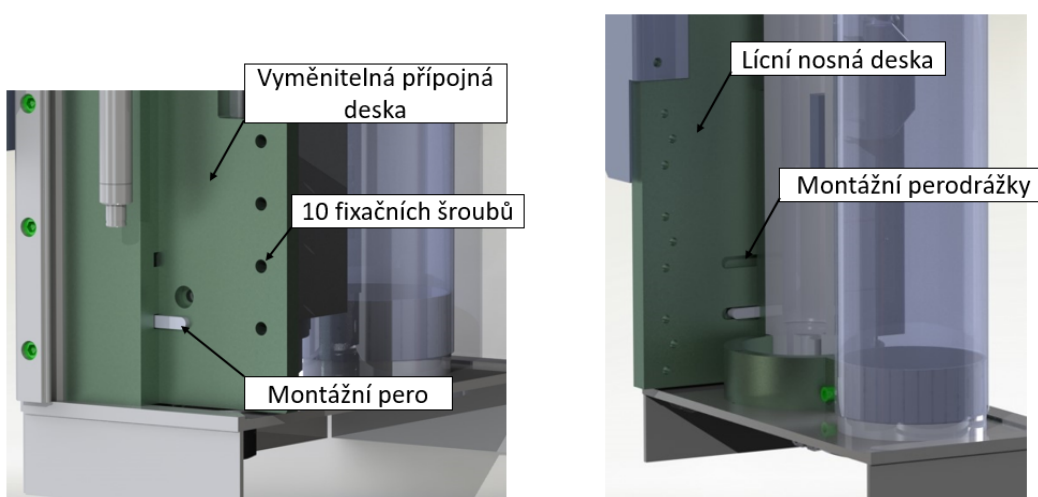
f_h - Faktor zatížení: $f_h = 1$

f_w - Faktor tvrdosti: $f_w = 2,5$

C_{dyn} - Dynamická únosnost



Obrázek 30: Grafická ukázka montáže zařízení výrobních technologií



Obrázek 31: Grafická ukázka připojení vyměnitelných výrobních segmentů

4.5 Pohyblivá osa Y

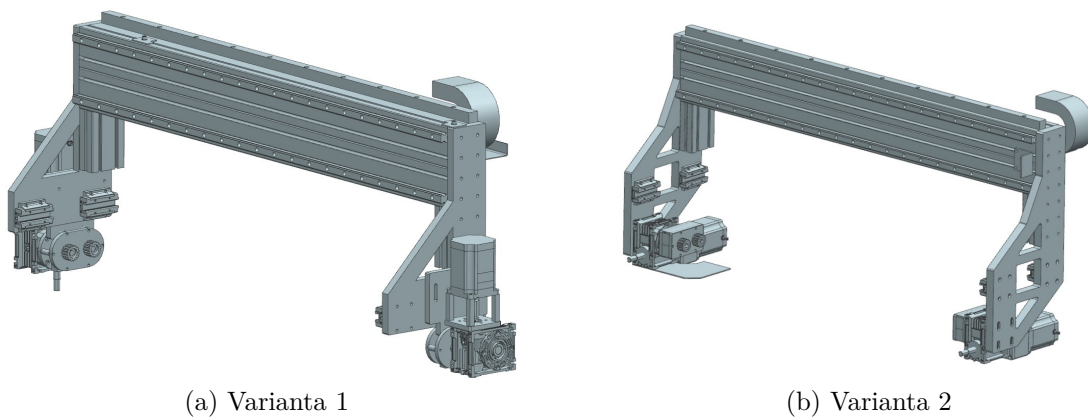
Produkt design je soustředěn na nosnou konstrukci a pohon stejně, jako je tomu u předchozí pohybové osy Z.

2 Požadavky na TS pro aplikační rovinu v kartézské souřadnici Y		
2.1	Nosná konstrukce Vlastnosti výrobního stroje - požadované pracovní (trasformační a asistenční) funkce	Požadavek na konstrukci
	Pevnostní podmínky:	
	Dimenzování nosných komponent stroje	Zachycení sil od pohybu (rychlost, zrychlení) Zachycení přenesených výrobních sil (řezné síly od frézování)
	Vedení zásobování:	
	Zabezpečení dodávky energií a technických kapalin	Zásobování plastovým filamentem (3D tisk)
		Zásobování provozními kapalinami (frézování - chlazení (vzduch, kapaliny))
		Zásobování technickými plyny (plazma)
		Zásobování výrobních zařízení elektrickým proudem
	Zástavbový prostor:	
	Zajištění dostatečného prostoru pro požadované rozměry polotovaru	Výroba rozměrných plechových dílů (frézování, plazma)
	Uchycení pohonu:	
	Zajištění pohybu v ose Y	Umístění motoru
		Umístění lineárních vedení a jejich dimenzování
		Uložení transformačních prvků pohybu (šroub, hřeben)
2.2	Pohon Vlastnosti technických prvků stroje - požadované pracovní (trasformační a asistenční) funkce	Hodnota parametru
	Hřeben - pastorek:	
	Minimální délka šroubu	Vychází z požadavku na minimální zdvih stroje v ose Z
	Pevnostní kontrola (dimenzování)	Zajištění pevnosti - tlak, vzpěr
	Motor:	
	Maximální rychlost pozicování	Vychází z požadavku na minimální strojní čas (Rychloposuv)
	Minimální moment	Vychází z výpočtů pohybového šroubu
	Minimální otáčky	Vychází z výpočtů pohybového šroubu
	Rozlišení (počet pulzů)	Zajištění kalibraci (odměřování na motoru, bezkontaktní snímače polohy)

Obrázek 32: Product Design systému pohybové osy kartézské souřadnice Y

4.5.1 Návrh rámu

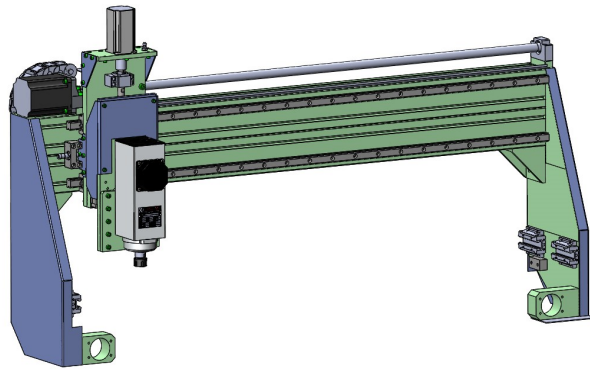
Návrh rámu pohyblivé osy Y je následován pevnostní kontrolou spolu s integrací osy Z (viz kapitola 4.6). Postupný vývoj rámové konstrukce osy Y je patrný z obrázku 33.



Obrázek 33: Prvotní konstrukční návrhy Y-ové souřadnice

4.5.2 Návrh posuvných mechanismů

Posuvná osa Y je charakteristická vyšším zdvihem a většími přesouvanými hmotami nežli je tomu u osy Z. Přestože v rozměru, daném požadavkem na velikost polotovaru (obrobku), už začínají pohybové šrouby ztrácet na účinnosti, dynamičnosti a přesnosti vlivem vysokých momentů setrvačnosti a obvodového házení při rotaci, je řešení pomocí kuličkového šroubu stále výhodné (konstrukční jednoduchost, nižší náklady a vysoká přesnost). Tomuto rozhodnutí předcházela rozhodovací proces pro případ po-



Obrázek 34: Výsledný konstrukční návrh pohybové osy Y a Z

honu pomocí pastorku a ozubeného hřebene, které vzhledem k značným problémům bylo zavrženo (viz tabulka 21). Hlavní nevýhodou kinematické dvojice hřeben pastorek je poměrně složité a nákladné vymezení vřítí (snížení přesnosti). Mechanické vymezení vřítí je možné provést pomocí externí předepínací síly (pružina, hydraulika, pneumatika, duplexní pastorek) nebo elektrické metody Master-Slave (náhon posuvu dvěma motory). V koncepčním řešení systému byl využit princip duplexního pastorku, který je poháněn konstantním řemenovým převodem (převodový poměr 1) a mezičlenem šnekovou převodovkou BOX 040-MF (dodavatel např. Matis s.r.o. [49]) s převodovým poměrem $i = 7,5$. Šnekový převod je při nízkém převodovém poměru dostatečně účinný, ale celková přesnost je vlivem velké vůle ($1 - 2^\circ$) nevyhovující.

Tabulka 21: Rozhodovací tabulka (1-dokonale splňuje požadavky, 5 - nesplňuje)

Možnosti	Náklady	Přesnost	Montáž	Parametry motoru		Součet
				Moment	Otáčky	
Přesný kuličkový šroub	5	1	2	3	4	16
Válcovaný kuličkový šroub	3	3	2	3	4	15
Trapézový pohybový šroub	2	5	2	4	4	17
Přesný ozubený hřeben	5	2	5	2	2	16

Z tabulky 21 vyplývá jako nejlepší řešení - **válcovaný kuličkový šroub**.

Dimenzování a kontrola kuličkového šroubu

Výpočty pohybového šroubu osy Y jsou totožné s výpočty provedenými v kapitole 4.4.2. Výsledné hodnoty jednotlivých veličin jsou zobrazeny v tabulce (viz tabulka 25).

Tabulka 22: Základní parametry zatížení pohybového šroubu osy Y

Parametr		Hodnota
Zatížení	Maximální axiální síla	$F_a = 1000[N]$
	Axiální síla od posouvajících hmot	$F_s = 150[N]$
	Celková axiální síla	$F_c = 1150[N]$
Geometrie	Nepodepřená délka hřídele	$l_k = 1100[mm]$
	Stoupání šroubu	$s = 10[mm]$
	Druh uložení	pevné - volné
	Koeficienty závislosti na uložení	$k_d = 1,88[-]$
		$k_k = 2,05[-]$
	Průměr šroubu	$d = 20[mm]$
Minimální průměr šroubu	$d_{min} = 16,4[mm]$	
Pohyb	Rychlost	$v = 12000[mm \cdot min^{-1}]$
Životnost	Smluvní zátěžná síla	$F_{Sm} = 1150[N]$
	Maximální otáčky (viz kapitola 1.1)	$n_m = 264[min^{-1}]$
	Dynamická únosnost	$C_{dyn} = 10600[N]$

Výslednému rozměru po výpočtu minimálního průměru hřídele je zvolen válcovaný kuličkový šroub **BTK 2010V-2,6** s předpnutou přírubovou maticí (podmínka vymezení vŭlů v matici). Minimální průměr šroubu je $d_k = 16,4[mm]$.

Mezi ostatní příslušenství kuličkového šroubu patří ložiskové domky pro volné a pevné uložení **BF 15** a **BK 15**, vše od dodavatelské společnosti THK [42].

Tabulka 23: Hodnoty veličin pohybové osy Y

Veličina		Hodnota
Dimenzování	Otáčky při maximální rychlosti $[min^{-1}]$	1200
	Minimální přípustný průměr $[mm]$	10,55
Kontrola	Maximální dovolená síla $[kN]$	11,2
	Bezpečnost proti přetížení $[-]$	11,21
Životnost	Životnost v otáčkách $[ot]$	$7,831 \cdot 10^8$
	Životnost v časovém období $[dní]$	$2,06 \cdot 10^3$

Dimenzování hnacího členu

Návrh hnacího členu je obdobný jako u Z-ové osy (nutné provedení ze tří hlavních hledisek). Úprava základních vzorců z literatury [40] spočívá v předpokladu přímého náhonu a úhlu sklonu posuvné souřadnice α je roven 0° . Pod tabulkou 24 jsou vypsány pouze vzorce, které se liší od vzorců použitých pro osu Z.

Vybraným a kontrolovaným motorem je podobně jako u osy Z: YK3910A (od společnosti GRAVOS [50]).

Tabulka 24: Parametry potřebné pro výpočtový návrh hnacího členu osa Y - viz obr.28

Parametr		Hodnota
Zatížení	Požadovaná axiální síla	$F_a = 1000[N]$
	Setrvačná síla od zrychlení	$F_s = 150[N]$
	Tíhová síla	$G = 294,6[N]$
	Maximální rychlost posuvu	$v = 0,2[m \cdot s^{-1}]$
	Zrychlení	$a = 5[m \cdot s^{-2}]$
Kuličkový šroub	Stoupání kuličkového šroubu	$s = 0,01[m]$
	Střední průměr kuličkového šroubu	$d_s = 0,0164[m]$
	Průměr hřídele kuličkového šroubu pro ložisko	$d_L = 0,015[m]$
Geometrie	Délka pohybové osy Z	$L = 1,05[m]$
	Úhel sklonu vedení	$\alpha = 0[^\circ]$
Pasivní účinky	Součinitel tření ve valivém vedení	$f_1 = 0,005[-]$
	Součinitel tření v matici kuličkového šroubu	$f_2 = 0,003[-]$
	Ekvivalentní součinitel tření redukováný na poměr čepu	$f_3 = 0,003[-]$
Účinnost	Účinnost valivého vedení	$\eta_V = 0,922[-]$
	Účinnost uložení šroubu	$\eta_L = 0,941[-]$
	Účinnost matice kuličkového šroubu	$\eta_S = 0,92[-]$
Dynamické hledisko		
Šroub	vnější průměr šroubu	$d_s = 0,02[m]$
	celková délka šroubu	$b_s = 1,219[m]$
Spojka	Vnitřní průměr spojky	$d_2 = 0,012[m]$
	Vnější průměr spojky	$D_2 = 0,030[m]$
	Celková délka spojky	$b_2 = 0,034[m]$

Statické hledisko

Stanovení momentu od třecích sil přesouvaných hmot.

$$M_{GT} = \frac{G \cdot f_1 \cdot \cos\alpha \cdot s}{2 \cdot \pi} = 0,002Nm \quad (55)$$

M_{GT} - zátěžový moment od třecích sil přesouvaných hmot [Nm]

Stanovení zátěžných momentů od vyosení axiální síly.

$$F_{TV} = \frac{3 \cdot (F_A + F_s) \cdot a_1}{L} = 330N \quad (56)$$

a_1 - parametr vzdálenosti axiální síly od vedení $a_1 = 0,1[m]$

$$M_{FTV} = \frac{F_{TV} \cdot s}{2 \cdot \pi} = 0,525Nm \quad (57)$$

Tabulka 25: Hodnoty momentového zatížení pohybové osy Y

Veličina	Hodnota
Statické hledisko	
Moment zátěže od akčních sil	$M_F [Nm]$ 1,83
Moment zátěže od tíhové síly	$M_G [Nm]$ 0
Moment zátěže od třecích sil	$M_{GT} [Nm]$ 0,002
Moment zátěže od třecích sil v ložisku	$M_L [Nm]$ 0,026
Moment zátěže od předpnutí v kul. šroubu	$M_{KSM} [Nm]$ 0,127
Moment zátěže od vyosení akčních sil	$M_{FTV} [Nm]$ 0,525
Hnací kroučící moment ze statického hlediska	$M_{celkS} [Nm]$ 3,144
Kinematické hledisko	
Úhlové zrychlení šroubu	$\varepsilon_s [\frac{1}{s^2}]$ $3,142 \cdot 10^3$
Úhlové zrychlení motoru	$\varepsilon_m [\frac{1}{s^2}]$ $3,142 \cdot 10^3$
Dynamické hledisko	
Moment od tíhy přesouvaných hmot	$M_G [Nm]$ 0
Moment zátěže od třecích sil	$M_{GT} [Nm]$ 0,002
Moment zátěže od předpnutí v kul. šroubu	$M_{KSM} [Nm]$ 0,098
Moment setrvačnosti motoru	$J_{motoru} [kg \cdot m^2]$ $2,4 \cdot 10^{-4}$
Moment setrvačnosti šroubu	$J_s [kg \cdot m^2]$ $1,5 \cdot 10^{-4}$
Moment setrvačnosti spojky	$J_2 [kg \cdot m^2]$ $2,13 \cdot 10^{-5}$
Moment setrvačnosti posuvných hmot	$J_m [kg \cdot m^2]$ $7,6 \cdot 10^{-5}$
Celkový moment setrvačnosti	$J_{rhm} [kg \cdot m^2]$ $4,88 \cdot 10^{-4}$
Hnací kroučící moment z dynamického hlediska	$M_{celkD} [Nm]$ 1,633
Kvalita dynamických poměrů vyhovuje!	$3,6 \cdot 10^{-4} \leq J_{rhm} \leq 7,2 \cdot 10^{-4}$

Kontrola otáček a momentu z motoru (viz tabulka 25)

Během obráběcích operací.

Během Rychloposuvu.

- $PPS_O = 1,15$ KPPS

- $PPS_R = 5,73$ KPPS

- $M_{celkS} = 3,144$ Nm

- $M_{celkD} = 1,633$ Nm

Při srovnání hodnot s grafem 29 pro motor YK3910A obě hodnoty vyhovují.

Výpočet přesnosti

Výpočty odpovídají výpočtům přesnosti pro osu Z, jen s jednou odchylkou (gravitační síla nepůsobí na šroub při výpočtu přesnosti vlivem vzpěrné tuhosti).

$$\delta_{tuhost} = \frac{F_A + F_s}{K_s} \quad (58)$$

δ_{tuhost} - axiální posunutí vztahované k tuhosti šroubu

Tabulka 26: Hodnoty veličin přesnosti osy Y

Veličina		Hodnota
Parametry šroubu a motoru		
Kvalita opracování povrchu na 300 mm	$C_7 [\mu m]$	± 50
Úhel kroku	$\beta [^\circ]$	1, 2
Hodnoty přesnosti jednotlivých členů soustavy		
Přesnost kuličkového šroubu (po celé délce)	$\delta_{sroubu} [\mu m]$	175
Přesnost kuličkového šroubu (po definované délce)	$\delta_{sroubu1} [\mu m]$	83, 3
Přesnost krokového motoru	$\delta_{motoru} [\mu m]$	1, 7
Přesnost vlivem vzpěrné tuhosti	$\delta_{tuhost} [\mu m]$	26, 3
Celková přesnost osy Y	$\delta_Y [\mu m]$	$\pm 111, 3$

4.5.3 Návrh vedení

Návrh a kontrola vedení: valivé ložisko **THK-HSR-20A**. Kontrola probíhá obdobným způsobem popsaným v kapitole 4.4.3.

Tabulka 27: Základní parametry momentového zatížení vedení osy Y

Parametr		Hodnota
Zatížení	Maximální statická síla na hrotu nástroje	$F_A = 1150[N]$
	Ekvivalentní statické pracovní zatížení	$P = 10456, 1[N]$
Geometrie	vzdálenost od působíště zátěžné síly	$h = 285[mm]$
Kontrola	Ekvivalentní statický moment	$M_X = M_Z = 285[Nm]$
	Přípustný statický moment - směr X	$M_X = 1, 2[kNm]$
	Přípustný statický moment - směr Z	$M_Z = 0, 94[kNm]$
Kontrola	Statická únosnost	$C_0 = 27, 4[kN]$
	Přípustný statický moment směr X	$M_{0X} = 1, 2[kNm]$
	Přípustný statický moment směr z	$M_{0Z} = 0, 94[kNm]$
	Statická konstrukční bezpečnost	$f_{SL} = 2, 62[-]$
	Faktor statické bezpečnosti pro krutem	$f_{SMX} = 4, 211[-]$
	Faktor statické bezpečnosti pro krutem	$f_{SMZ} = 3, 298[-]$

Tabulka 28: Kontrola životnosti osy Y

Parametr		Hodnota
Zatížení	Maximální dynamická ekvivalentní síla	$P = 10456, 1[N]$
Kontrola	Dynamická únosnost ložiska	$C_{dyn} = 19800[N]$
Životnost	Faktor teplotní	$f_t = 1[-]$
	Faktor zatížení	$f_w = 2, 5[-]$
	Faktor tvrdosti	$f_h = 1[-]$
	Rychlost při daném zatížení	$v = 0, 036[m \cdot s^{-1}]$
	Životnost v kilometrech	$L_Z = 37, 9[km]$
	Životnost v časovém intervalu	$L_h = 12, 2[dny]$

4.6 Pevnostní analýza portálu

Na výsledném návrhu stroje je nutné provést deformačně-napjatostní analýzu, pro kontrolu konstrukce v závislosti na výchozích požadavcích. Zaměření se týká kontroly nebezpečných špiček napětí v modelu a maximální hodnoty deformace špičky nástroje, která je reflektována bodem v prostoru. Analýza je provedena pomocí softwaru Siemens NX 11 - konečnoprvkový řešič NASTRAN. Jedná se o úlohu s nedestruktivním charakterem, kde počítáme se zatížením všech členů v oblasti Hookova zákona - materiálová linearita.

4.6.1 Pre-processing

Zachované komponenty sestavy (kritická tělesa s ohledem na deformaci a napěťové špičky konstrukce) disponují poměrně jednoduchou geometrií. Nevýhodou je velký počet zahloubených děr a závitových děr pro připojení dílů do jedné sestavy. Tyto prvky modelů jsou v i-partu odstraněny za předpokladu, že nedojde k výraznému zkreslení výsledných charakteristik těles (tuhost a pevnost).

V části diskretizace jsou pro tělesa (sítě) uvažovány materiálové charakteristiky oceli a hliníku (viz. tabulka 29). Všechny materiály využitě pro výpočet jsou brány jako homogenní a izotropní, což značně zjednodušuje práci s přípravou modelu do simulace.

Tabulka 29: Materiálové konstanty použitých materiálů

Materiál	$E[MPa]$	$\mu[-]$
Ocel	210 000	0,3
Hliník AL 6061	68 980	0,33

Vzhledem k charakteru těles je pro tvorbu konečnoprvkové sítě využita kombinace 3D prvků s meziuzly, které jsou užitečné především pro komplikované tvary (rádius, zkosení, otvory) a 1D prvků. Využitě 3D prvky jsou typu tetraedr s meziuzlem o maximální velikosti prvku 10 mm. Celkový počet 3D elementů je **272 991**.

Předpoklady zjednodušení:

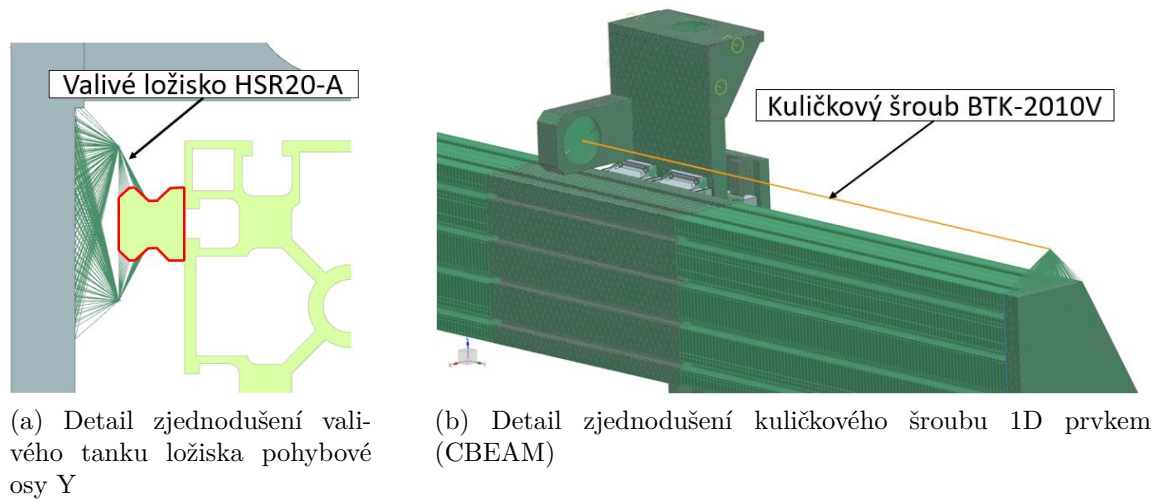
Vzhledem k geometrické složitosti některých prvků na stroji je zapotřebí provést základní rozvahu pro zjednodušení těchto prvků při zachování kvalitativní úrovně analýzy.

Zjednodušení valivých těles:

Předpoklad dokonale tuhého valivého tanku ložiska pro zajištění nulové deformace a dokonalého přenosu zátěžných sil na podklad. Využití 1D spojení pomocí RBE2 - elementů.

Zjednodušení pohybových šroubů:

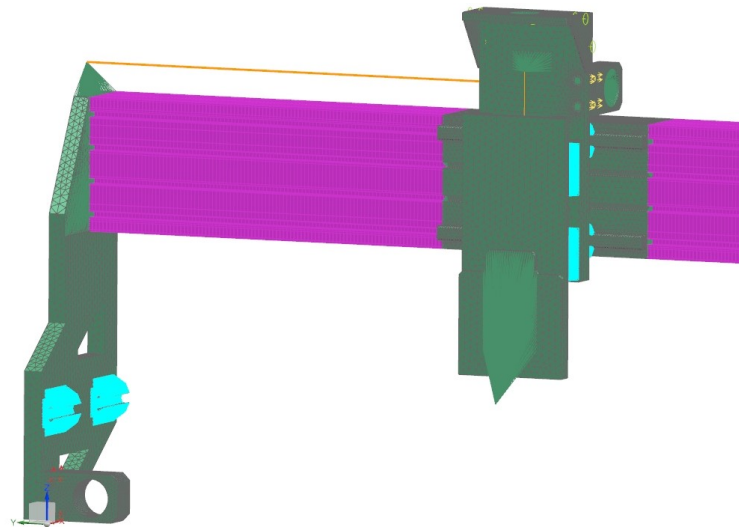
Náhrada 3D geometrie pomocí 1D prvků s definovanou tuhostí. Předpoklad přenosu zatížení na nosné části konstrukce pro definování maximálního průhybu. Vzhledem k druhu uložení šroubu (pevné-volné) je možné definovat pouze polovinu délky šroubu k místu uchycení matice.



Obrázek 35: Předpoklady zjednodušení

Zjednodušení hliníkového profilu - portálová konstrukce:

Náhrada 3D geometrie pomocí 1D prvků s definovanou tuhostí pomocí definice průřezu profilu. Profil je rozdělen na tři části, kde část s připojením kolejnic pro ložisková tělesa je modelována pomocí 3D prvků pro kvalitní přenos zatížení mezi profilem a kolejnicí (důvodem je vznik nereálných napěťových špiček při spojení 1D profilu s 3D tělesem kolejnice). Zbytek profilu je tvořen 1D prvky pro urychlení výpočtu vzhledem k náročnosti zasítování tvarově složitého profilu (viz obrázek 36).



Obrázek 36: Diskretizovaný model formátu FEM - The finite element method

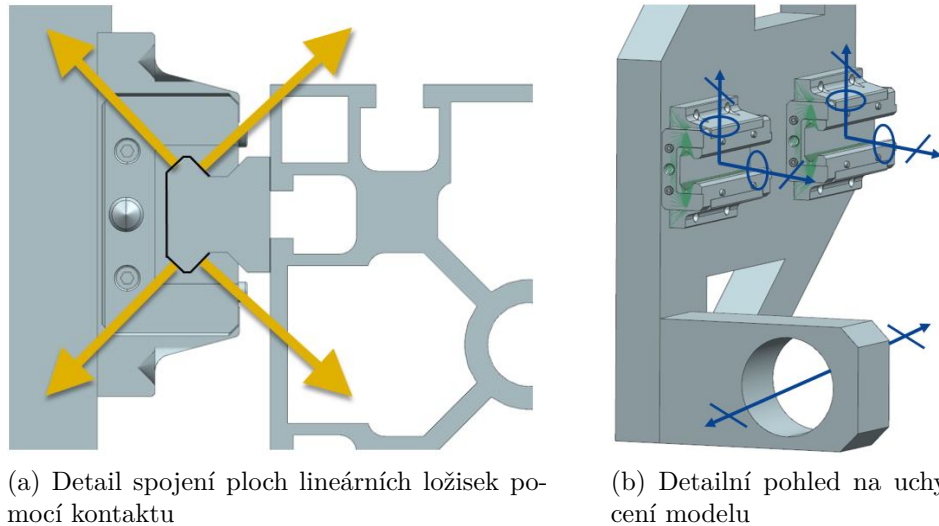
4.6.2 Solving

- **Definice kontaktu**

Okrajové podmínky kontaktu jsou použity u pohyblivých součástí - vodící plochy mezi valivými tanky lineárních ložisek a kolejnicemi. Koeficient tření mezi kontaktními plochami je nastaven na hodnotu $f_{loz} = 0,005$.

- **Definice uchycení**

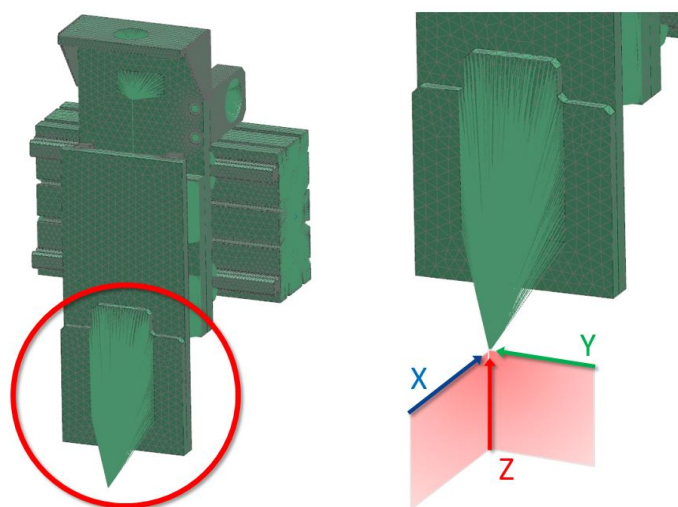
Celý zkoumaný model je uchycen ve směru osy Z a Y pomocí ploch lineárních vedení a ve směru X pomocí tvarových spojek, které slouží k uchycení matice kuličkového šroubu. Tyto spojky a lineární vedení se nacházejí na stojinách pohyblivého portálu.



Obrázek 37: Definice prvků v části solving

- **Definice zatížení**

Při reálném procesu výroby pomocí frézování (nejhorší proces s ohledem na zatížení stroje - viz kapitola 4.3) jsou zátěžné síly přenášeny na nosnou konstrukci stroje přes nástroj a vřeteno. Pro zjednodušení výpočtu je vřeteno s nástrojem nahrazeno bodem v místě špičky nástroje, který je spojen s konstrukcí pomocí tuhé vazby. Do bodu jsou soustředěny veškeré síly a kroutící moment od technologie frézování (viz kapitola 1.1.7). Rozmístění sil je zobrazeno na obrázku 38.



Obrázek 38: Detail silového působení na stroji

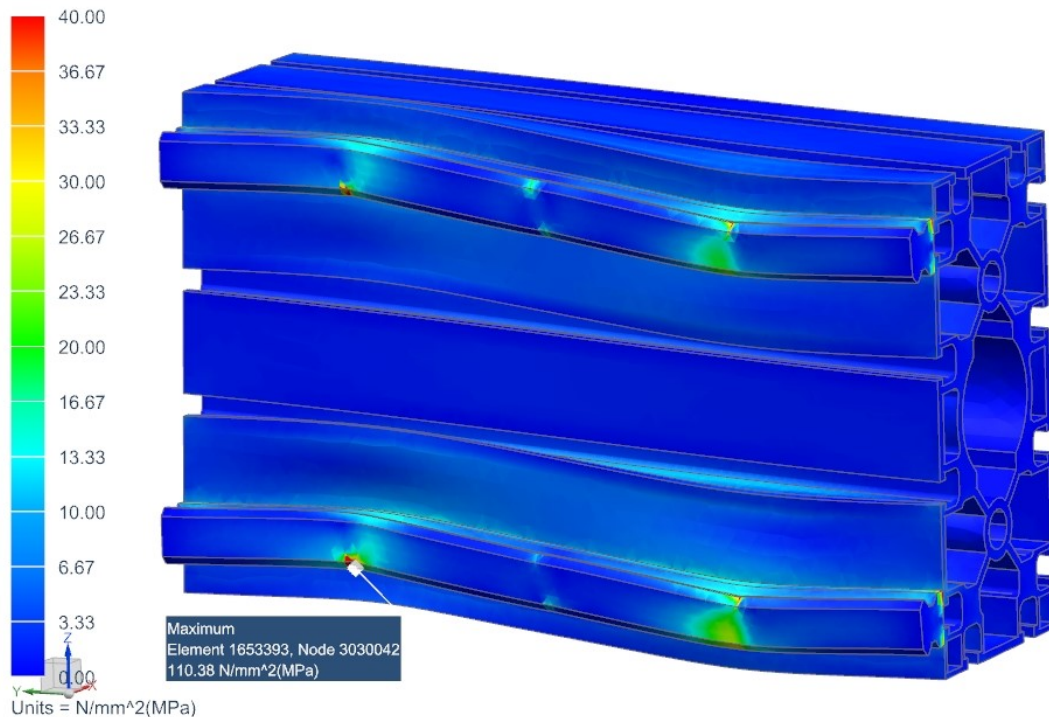
4.6.3 Post-processing

- **Maximální napětí Von – Mises**

Výsledky při třech základních zátěžných stavech jsou vyjádřeny v tabulce 30. Maximální hodnoty jsou vyjádřeny pro konstrukci s uvážením vedení a kolejnic (stav 1) - špičky napětí na okrajích kontaktu mezi kolejnicí a valivým tankem (vliv nedokonalé reprezentace vedení na modelu), a pro sestavu bez uvážení vedení (stav 2) - maximální napětí na konstrukci vlivem zatížení.

Tabulka 30: Grafické vyjádření napětí Von - Mises

Napjatostní analýza	Směr zatížení	Stav 1 [MPa]	Stav 2 [MPa]
Maximální hodnoty napětí Von - Mises	Směr X	110,3	17,4
	Směr Y	112,7	48,4
	Směr Z	42,6	16,3



Obrázek 39: Kritická místa stavu 1 s ohledem na hodnoty napětí Von - Mises

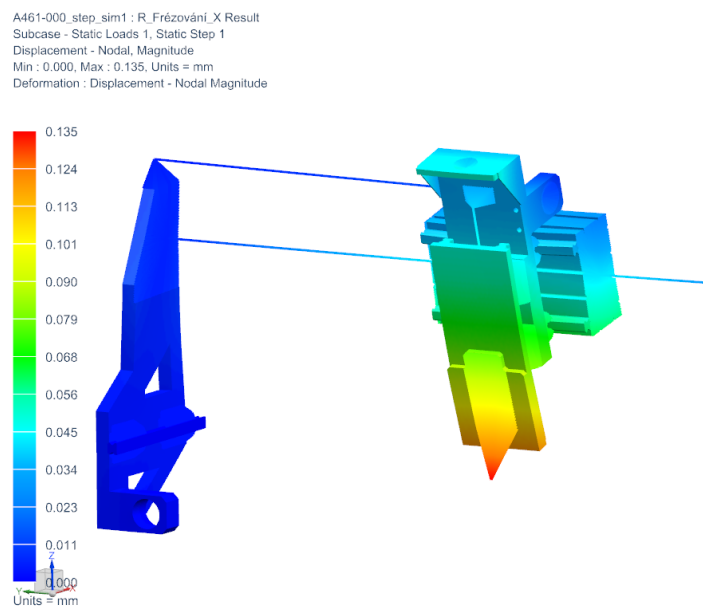
Z výsledků napjatostní analýzy modelu je patrné, že napětí na konstrukci nedosahuje v žádném místě kritických hodnot s ohledem na mez únavy použitých materiálů.

- **Deformace - zatížení směr X, Y, Z**

Analýza z hlediska deformace je důležitá s ohledem na výslednou přesnost, kterou je stroj schopen docílit. Výsledky jsou vyjádřeny v tabulkách (31,32, 33).

Tabulka 31: Deformace při zatížení silou ve směru osy X

Deformace v bodě špičky nástroje 7	Souřadnice	Deformace [mm]
Maximální zatížení - $F_X = 1000 [N]$	X	0,427
	Y	0,005
	Z	- 0,211
	Celková	0,476
Reálné zatížení - $F_X = 236,84 [N]$	X	0,118
	Y	0,001
	Z	- 0,065
	Celková	0,135



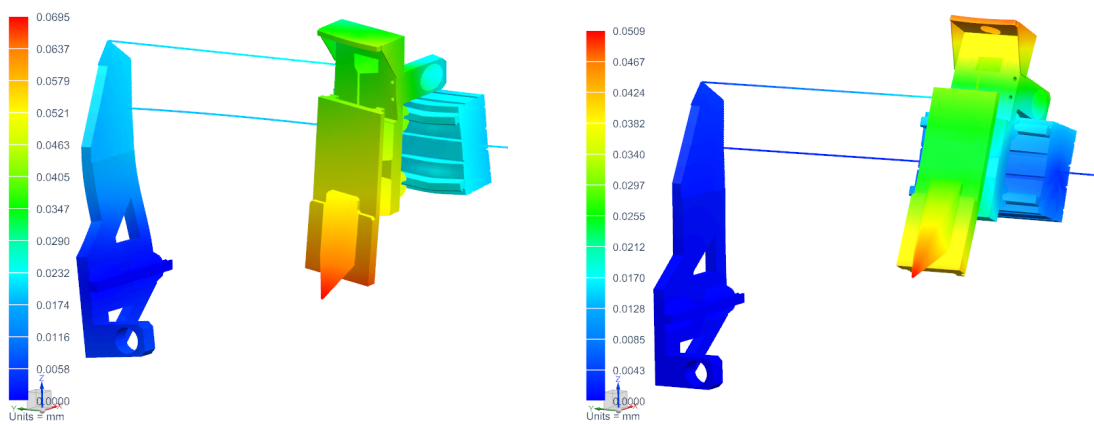
Obrázek 40: Grafické zobrazení deformace ve směru X

Tabulka 32: Deformace při zatížení silou ve směru osy Y

Deformace v bodě špičky nástroje 7	Souřadnice	Deformace [mm]
Maximální zatížení - $F_X = 1000 [N]$	X	0,006
	Y	0,266
	Z	0,007
	Celková	0,266
Reálné zatížení - $F_X = 236,84 [N]$	X	0,014
	Y	0,066
	Z	- 0,018
	Celková	0,069

Tabulka 33: Deformace při zatížení silou ve směru osy Z

Deformace v bodě špičky nástroje 7	Souřadnice	Deformace [mm]
Maximální zatížení - $F_X = 800 [N]$	X	- 0,162
	Y	0,005
	Z	0,164
	Celková	0,230
Reálné zatížení - $F_X = 254,78 [N]$	X	- 0,038
	Y	0
	Z	0,034
	Celková	0,051



Obrázek 41: Grafické zobrazení deformace ve směru Y a Z

Z výsledků deformační analýzy je patrné, že rozdíl mezi deformacemi při zatížení reálnými silami z výpočtu a hodnotami zatížení při uvážení bezpečnosti, je značný rozdíl.

Deformace při zatížení reálnými silami (vychází z výpočtů sil od frézování a vrtání provedených v kapitole - 1.1.7) odpovídají přibližnému předpokladu tolerance portálového low-cost výrobního zařízení, které se skládá z montované, nesvařované konstrukce.

Největší vliv na celkovou deformaci má nosný profil portálu, který vzhledem k průřezovým charakteristikám a značné délce není schopen kompenzovat silové zatížení a dochází k jeho výraznému průhybu ve směru působení zatížených sil (viz obrázky 40,41).

4.7 Pohyblivá osa X

Produkt design je soustředěn na nosnou konstrukci a pohon stejně, jako je tomu u předchozích pohybových os. Navíc je zájem soustředěn také na uložení výzbroje zařízení výrobních technologií.

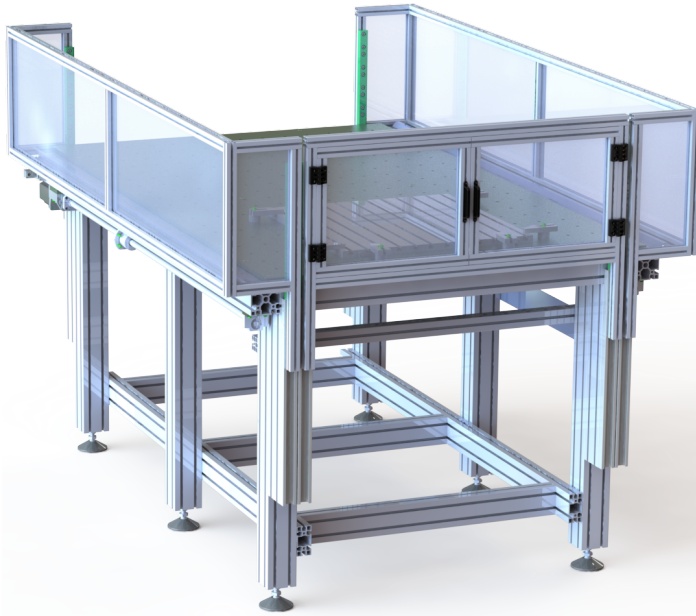
3 Požadavky na TS pro aplikační rovinu v kartézské souřadnici X		
3.1	Nosná konstrukce Vlastnosti výrobního stroje - požadované pracovní (trasformační a asistenční) funkce	Požadavek na konstrukci
	Pevnostní podmínky:	
	Zajištění pevnosti nosných komponent stroje	Zachycení sil od pohybu osy X (rychlost, zrychlení) Zachycení sil od výrobních technologií (řezné síly od frézování)
	Připojovací prvky:	
	Zajištění dostatečného počtu připojovacích elementů	Připojení nahříváné tiskové podložky (3D tisk) - až 250 [°C] Připojení pomocí drážek (děr) spojovacími prvky (šrouby) pro uchycení obráběných polotovarů při frézování Připojení plechových dílců pro plazmové řezání - řezný rošt s vodní lázní Připojení svěraku pro popis tvarových součástí (laser)
	Zástavbový prostor:	
	Zajištění dostatečného prostoru pro požadované rozměry polotovaru	Výroba rozměrných plechových dílů (frézování, plazma)
	Uchycení pohonu:	
	Zajištění pohybu v ose X	Umístění motoru Umístění lineárních vedení Uložení transformačních prvků pohybu (šroub, hřebec)
3.2	Pohon Vlastnosti technických prvků stroje - požadované pracovní (trasformační a asistenční) funkce	Hodnota parametru
	Pohybový prvek:	
	Minimální délka šroubu	Vychází z požadavku na minimální zdvih stroje v ose Z
	Pevnostní kontrola (dimenzování)	Zajištění pevnosti - tlak, vzpěr
	Motor:	
	Maximální rychlost pozicování	Vychází z požadavku na minimální strojní čas. (Rychloposuv)
	Minimální moment	Vychází z výpočtů ze zatížení
	Minimální otáčky	Vychází z výpočtů ze zatížení
	Rozlišení (počet pulzů)	Zajištění kalibrací (odměřování na motoru, bezkontaktní snímače polohy)
3.3	Výrobní zařízení technologických operací Vlastnosti technických prvků - požadované pracovní (trasformační a asistenční) funkce	Požadavek na konstrukci
	Umožnění uchycení výzbroje výrobních zařízení	Zajištění zástavbového prostoru pro elektro-pneumatickou výzbroj pohonů - Arduino, Mach3...
	Frézování:	Frekvenční měnič - řízení otáček vřetene
	3D tisk:	Elektrovýbava tiskové hlavy - zdroj
	Plazma:	Technické plyny a invertor
	Laser:	Laserový modul

Obrázek 42: Product Design systému pohybové osy kartézské souřadnice X

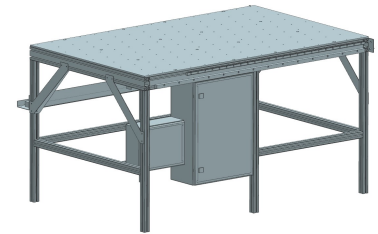
4.7.1 Návrh rámu

Rám pohybové osy X tvoří objemově a hmotnostně největší část výrobního stroje, kdy na tuto část jsou umístěny veškeré potřebné komponenty výrobních zařízení, ostatních pohybových os a základní rozvaděč pro elektrovýzbroj stroje. Hlavní nosná část se skládá z montovaných hliníkových profilů, které jsou levnou alternativou svařovaných konstrukcí.

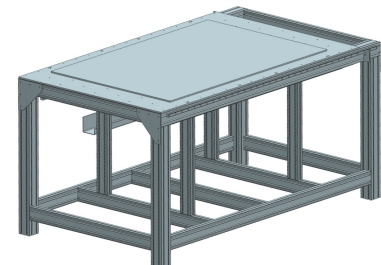
Výhodou je snadná rozebiratelnost a modularita vzhledem k drážkování profilů. Vzhledem k těmto snadno dostupným drážkám po celém obvodu zařízení je umístění přípojných míst pro uchycení výzbroje výrobních zařízení velmi jednoduché (viz obr 43). Nevýhodou je nižší tuhost konstrukce a případná montážní složitost - dodržení geometrických tolerancí rovinnosti stolu a rovnoběžnosti kolejnic lineárního vedení.



Obrázek 43: Výsledná varianta X-ové souřadnice

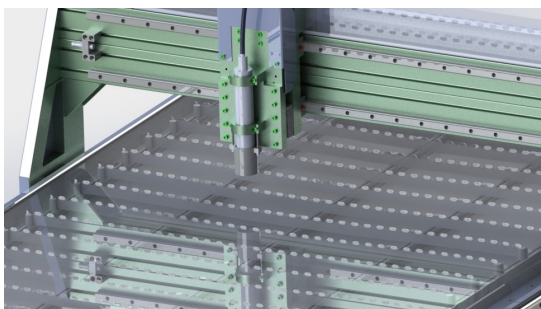


Obrázek 44: Varianta 1

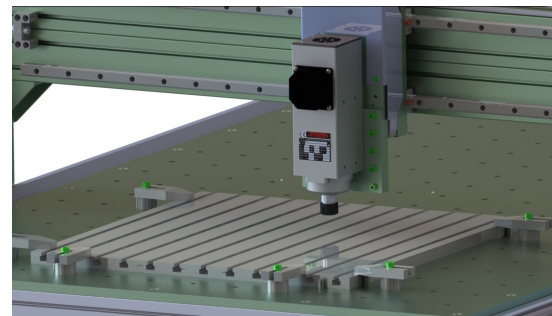


Obrázek 45: Varianta 2

Nedílnou součástí jsou tzv. připojovací prvky polotovaru výrobních technologií, které se skládají z montážní hliníkové desky v kombinaci s ocelovou deskou s T drážkami pro přesné uchycení dílů menších rozměrů při frézování, vodní lázně plazmového řezání a temperované podložky pro 3D tisk.



(a) Ukázka detailu vodní lázně



(b) Ukázka detailu upínacích prvků pro frézování

Obrázek 46: Ukázka připojovacích prvků pro výrobní technologie

4.7.2 Návrh posuvných mechanismů

Posuvná osa X disponuje nejvyšším zdvihem a přesouványi hmotami ve srovnání s osami Z a Y. Jako pohonná jednotka jsou zvoleny pohybové kuličkové šrouby, které pracují v páru pro zlepšení dynamických poměrů a rozložení zátěžné hmoty.

Tabulka 34: Základní parametry zatížení pohybového šroubu osy X

Parametr		Hodnota
Zatížení	Maximální axiální síla	$F_a = 500[N]$
	Nepodepřená délka hřídele	$l_k = 1600[mm]$
Geometrie	Průměr šroubu	$d = 20[mm]$
	Minimální průměr šroubu	$d_{min} = 16,4[mm]$
	Stoupání šroubu	$s = 10[mm]$
	Druh uložení	pevné - volné
	Koeficienty závislosti na uložení	$k_d = 1,88[-]$ $k_k = 2,05[-]$
Pohyb	Rychlost	$v = 12000[mm \cdot min^{-1}]$
Životnost	Smluvní zátěžná síla	$F_{Sm} = 700[N]$
	Maximální otáčky (viz kapitola 1.1)	$n_m = 264[min^{-1}]$
	Dynamická únosnost	$C_{dyn} = 10600[N]$

Výpočty pohybového šroubu osy X jsou vzhledem k podobné problematice kompozice stroje totožné s výpočty provedenými v kapitole 4.5.

Tabulka 35: Hodnoty veličin pohybové osy X

Veličina		Hodnota
Dimenzování	Otáčky při maximální rychlosti $[min^{-1}]$	1200
	Minimální přípustný průměr $[mm]$	20,43
Kontrola	Maximální dovolená síla $[N]$	5793
	Bezpečnost proti přetížení $[-]$	11,59
Životnost	Životnost v otáčkách $[ot]$	$3,472 \cdot 10^9$
	Životnost v hodinách $[dní]$	$9,134 \cdot 10^3$

Výslednému rozměru je zvolen pohybový šroub s normovanými rozměry. Na základě výpočtů jsou zvoleny dva válcované kuličkové šrouby **BTK 2010V-2,6** s předpnutou přírubovou maticí (podmínka vymezení vŭlů v matici). Ostatní příslušenství kuličkových šroubů je totožné s osou Y.

Dimenzování hnacího členu

Návrh hnacího členu je podobný návrhu Y-ové osy (tři hlavní hlediska výpočtu). V dalším průběhu jsou zobrazeny pouze tabulky výsledných hodnot.

Vybraným a kontrolovaným motorem je opět YK3910A (od společnosti GRAVOS [50]). Volba založena na snaze unifikace komponent a zajištění nejmenší diverzity motorů na stroji.

Tabulka 36: Parametry potřebné pro výpočtový návrh hnacího členu osa X - viz obrázek 28

Parametr		Hodnota
Zatížení	Požadovaná axiální síla	$F_a = 500[N]$
	Setrvačná síla od zrychlení	$F_s = 350[N]$
	Tíhová síla	$G = 491[N]$
	Maximální rychlost posuvu	$v = 0,23[m \cdot s^{-1}]$
	Zrychlení	$a = 5[m \cdot s^{-2}]$
Kuličkový šroub	Stoupání kuličkového šroubu	$s = 0,01[m]$
	Střední průměr kuličkového šroubu	$d_s = 0,0164[m]$
	Průměr hřídele kuličkového šroubu pro ložisko	$d_L = 0,015[m]$
Geometrie	Délka pohybové osy Z	$L = 1,55[m]$
	Úhel sklonu vedení	$\alpha = 0[^\circ]$
Pasivní účinky	Korespondují s hodnotami osy Z a Y (viz tabulka 19;22)	
Účinnost	Korespondují s hodnotami osy Z a Y (viz tabulka 19;22)	
Dynamické hledisko		
Šroub	vnější průměr šroubu	$d_s = 20[mm]$
	celková délka šroubu	$b_s = 1728[mm]$
Spojka	Vnitřní průměr spojky	$d_2 = 0,012[m]$
	Vnější průměr spojky	$D_2 = 0,030[m]$
	Celková délka spojky	$b_2 = 0,034[m]$

Výsledky analytických výpočtů hnacího členu pohybové osy X jsou zobrazeny v tabulkách: 37, 38.

Tabulka 37: Hodnoty veličin pohybové osy X ze statického hlediska

Veličina		Hodnota
Statické hledisko		
Moment zátěže od akčních sil	$M_F [Nm]$	1,353
Moment zátěže od tíhové síly	$M_G [Nm]$	0
Moment zátěže od třecích sil	$M_{GT} [Nm]$	0,003
Moment zátěže od třecích sil v ložisku	$M_L [Nm]$	0,019
Moment zátěže od předpnutí v kul. šroubu	$M_{KSM} [Nm]$	0,094
Moment zátěže od vyosení akčních sil	$M_{FTV} [Nm]$	0,66
Hnací kroutící moment ze statického hlediska	$M_{celkS} [Nm]$	2,669

Kontrola otáček a momentu z motoru:

Během obráběcích operací.

- $PPS_O = 1,15$ KPPS
- $M_{celkS} = 2,669$ Nm

Při srovnání hodnoty s grafem 29 pro motor YK3910A hodnota kritického momentu při obrábění vyhovuje.

Tabulka 38: Hodnoty veličin pohybové osy X z kinematického a dynamického hlediska

Veličina		Hodnota
Kinematické hledisko		
Úhlové zrychlení šroubu	$\varepsilon_s \left[\frac{1}{s^2} \right]$	$3,142 \cdot 10^3$
Úhlové zrychlení motoru	$\varepsilon_m \left[\frac{1}{s^2} \right]$	$3,142 \cdot 10^3$
Dynamické hledisko		
Moment od tíhy přesouvaných hmot	$M_G [Nm]$	0
Moment zátěže od třecích sil	$M_{GT} [Nm]$	0,005
Moment zátěže od předpnutí v kul. šroubu	$M_{KSM} [Nm]$	0,073
Moment setrvačnosti motoru	$J_{motoru} [kg \cdot m^2]$	$2,4 \cdot 10^{-4}$
Moment setrvačnosti šroubu	$J_s [kg \cdot m^2]$	$2,13 \cdot 10^{-4}$
Moment setrvačnosti spojky	$J_2 [kg \cdot m^2]$	$2,13 \cdot 10^{-5}$
Moment setrvačnosti posuvných hmot	$J_m [kg \cdot m^2]$	$1,77 \cdot 10^{-4}$
Celkový moment setrvačnosti	$J_{rhm} [kg \cdot m^2]$	$6,52 \cdot 10^{-4}$
Hnací kroutící moment z dynamického hlediska	$M_{celkD} [Nm]$	2,13
Kvalita dynamických poměrů		
Kvalita dynamických poměrů vyhovuje!	$3,6 \cdot 10^{-4} \leq J_{rhm} \leq 7,2 \cdot 10^{-4}$	

Kontrola otáček a momentu z motoru:

Během Rychloposuvu.

- $PPS_R = 5,73$ KPPS
- $M_{celkD} = 2,13$ Nm

Při srovnání hodnoty s grafem 29 pro motor YK3910A hodnota kritického momentu při rychloposuvu vyhovuje.

Výpočet přesnosti

Výpočet přesnosti pohybové osy X probíhá stejným způsobem, jako u pohybové osy Y.

Tabulka 39: Hodnoty veličin přesnosti osy X

Veličina		Hodnota
Parametry šroubu a motoru		
Kvalita opracování povrchu na 300 mm	$C_7 [\mu m]$	± 50
Úhel kroku	$\beta [^\circ]$	1,2
Hodnoty přesnosti jednotlivých členů soustavy		
Přesnost kuličkového šroubu (po celé délce)	$\delta_{sroubu} [\mu m]$	258,3
Přesnost kuličkového šroubu (po definované délce) $L = 500 [mm]$	$\delta_{sroubu1} [\mu m]$	83,3
Přesnost krokového motoru	$\delta_{motoru} [\mu m]$	1,7
Přesnost vlivem vzpěrné tuhosti	$\delta_{tuhost} [\mu m]$	29,2
Celková přesnost osy X	$\delta_X [\mu m]$	$\pm 114,2$

4.7.3 Návrh vedení

Návrh vedení probíhá obdobným způsobem popsáním v kapitolách 4.4.3, 4.5.3. Vybraným a kontrolovaným ložiskem je: **THK-HSR-20LA**

Tabulka 40: Základní parametry momentového zatížení vedení osy X

Parametr		Hodnota
Zatížení	Maximální statická síla na hrotu nástroje	$F_M = 1000[N]$
	Ekvivalentní statické pracovní zatížení (MKP)	$P = 14294,4[N]$
Geometrie	Vzdálenost hrotu nástroje do bodu mezi valivými tanky	$l = 600[mm]$
Kontrola	Ekvivalentní statický moment směr X	$M_X = 150[Nm]$
	Ekvivalentní statický moment směr Z	$M_Z = 300[Nm]$
	Přípustný statický moment - směr X	$M_X = 1,87[kNm]$
	Přípustný statický moment - směr Z	$M_Z = 0,614[kNm]$
Kontrola	Statická únosnost	$C_0 = 35,8[kN]$
	Statická konstrukční bezpečnost	$f_{SL} = 2,5[-]$
	Faktor statické bezpečnosti pro zatížení krutem	$f_{SMX} = 12,467[-]$
	Faktor statické bezpečnosti pro zatížení krutem	$f_{SMZ} = 2,047[-]$

Výpočet životnosti

Tabulka 41: Kontrola životnosti osy X

Parametr		Hodnota
Zatížení	Maximální dynamická ekvivalentní síla	$P = 14294,4[N]$
Kontrola	Dynamická únosnost ložiska	$C_{dyn} = 23900[N]$
Životnost	Faktor teplotní	$f_t = 1[-]$
	Faktor zatížení	$f_w = 2,5[-]$
	Faktor tvrdosti	$f_h = 1[-]$
	Rychlost při daném zatížení	$v = 0,036[m \cdot s^{-1}]$
	Životnost v kilometrech	$L_Z = 33,4[km]$
	Životnost v časovém intervalu	$L_h = 10,75[dn]$

4.8 Technicko-ekonomické zhodnocení

V úvodu konstrukční části práce byly stanoveny cíle konstrukčního řešení technického systému. Návrh stroje byl směřován k atypickému modulárnímu „low-cost“ řešení. Hodnocení je subjektivní a probíhá na základě několika definovaných hledisek, které výrobní zařízení musí splňovat, jestliže má být konkurenceschopné.

Hledisko technické způsobilosti nepohyblivých částí

Rámová konstrukce pracuje na principu pohyblivého portálu - spodní gantry z hliníkových montovaných profilů. Řešení je ideální pro případy rozměrově variabilního a montážně jednoduchého systému. Pracovní prostor nabízí maximální rozměry (X x Y x Z) 1500 x 1000 x 100, dle požadavků zadavatele.

Řešení pracovní plochy hliníkovým nosným stolem s možností přídatných zařízení (temperovaná deska, strojní svěrák či vodní lázeň) je vhodné zejména pro rychlé změny výrobních technologií.

Hledisko technické způsobilosti pohyblivých částí

V uspořádání stroje je využita sériová kinematika. Toto řešení je výhodné vzhledem k nenáročnosti řízení pohybu pomocí dostupných řídicích systémů (viz kapitola 4.1). Návrh využívá k pohonu pohybových šroubů podobně, jako je tomu u konkurenčních strojů (viz kapitola 2). Tato volba je podpořena výrobcí pohybových šroubů a ozubených hřebenů, kteří doporučují užití kuličkových šroubů v rozsahu zdvihu do 2 m. Umístění pohybových šroubů na hliníkové profily zaručuje snadnou montáž a případnou výměnu vadných komponent.

Hospodářské hledisko

Jedná se o zcela nový funkční prototyp výrobního stroje. Vzhledem k tomuto faktu je výrazně ovlivněna celková kalkulace nákladů. Valná většina komponent je nakupována, a tudíž je zde výrazná závislost ceny stroje na nakupovaném objemu a množstevních slevových akcích. Cenová kalkulace je subjektivním pohledem konstruktéra a je stanovena pro maloobchodní cenové hladiny. Vyčíslení celkových nákladů na stavbu stroje je představeno v přibližné (teoretické) tabulce (tabulka 42).

Tabulka 42: Přibližná cenová kalkulace stroje

Sestava		Cena [kč]
Pohonné jednotky	Krokové motory + výkonové řízení [51]	33900
	Kuličkové šrouby s příslušenstvím	35000
	Celkem	68900
Snímače	Indukční snímače dorazu [52]	2000
Rám stroje	Hliníkový profilový materiál	35000
	Hliníkové materiál	40000
	Plechové zakrytování stroje	10000
	Celkem	85000
Řídicí systém [52]	Software	4500
	PC + HW interpolační jednotky	20000
	Ostatní elektrotechnická výbava	10000
	Celkem	34500
Celkové teoretické náklady		190400

Závěr

Diplomová práce je věnována tématu problematiky konstrukčního návrhu technického systému, pracujícího na bázi čtyř výrobních procesů.

V úvodní části práce jsou stručně vysvětleny základní pojmy týkající se výrobních technologií: obrábění materiálu - frézování; 3D aditivní technologie - 3D tisk; laserového gravírování - na bázi popisu; bezkontaktního dělení materiálu - plasmové řezání. Díky ujasnění základních definic je možné lépe porozumět odborné literatuře a technické specifikaci produktů společností nacházejících se na současném trhu.

Vzhledem ke složitosti návrhu kompletního výrobního stroje je vypracována konkretizace zadání v oblasti výrobních procesů s ohledem na základní formy požadavků - výchozí a odvozené.

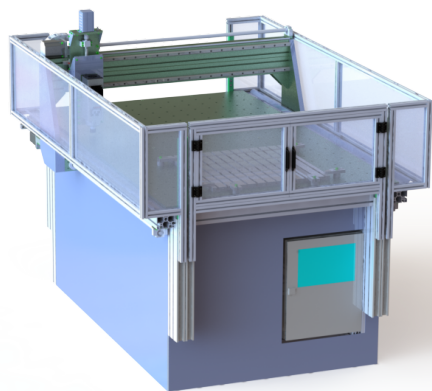
V rámci udržení kroku s konkurencí je vypracován základní průzkum stavu technických systémů na trhu, které korespondují s výchozími požadavky s ohledem na kinematické parametry a cenové ohodnocení strojů.

Vlastnímu konstrukčnímu návrhu předchází rozpracování koncepčních variant, které vytyčují požadovaný směr konstrukce jednotlivých orgánových struktur. Výsledná konstrukční řešení orgánů jsou následně zdůvodněna slovně i výpočty a podpořena reálnými produkty dodavatelských společností (softwarové i mechanické komponenty).

Finální technický layout výrobního stroje je rozdělený do tří pojezdových mechanismů - pohybových os. Výsledné konstrukční řešení pohyblivého portálu je podrobena deformačně-napjatostní analýze pro kontrolu z hlediska maximálních deformací v bodě nástroje při obrábění a nebezpečné hodnoty napětí na konstrukci. V poslední části práce je výsledný konstrukční návrh zhodnocen s ohledem na technická a hospodářská hlediska.

Výsledek

Návrh splnil cílové požadavky a je proto schopný uhájit pozici prototypového výrobního zařízení, které bude využitelné pro výrobu strojních součástí konstrukčních řešení společnosti Desseq.eu.



Obrázek 47: Výsledný stav prototypového zařízení

Seznam obrázků

1	Logo společnosti Desseq.eu [1]	11
2	Ukázka portálového centra společnosti TYC (horní gantry) [2]	12
3	Výkonnostní charakteristika zvoleného frézovacího vřetene [4]	14
4	Skupiny obráběných materiálů [5]	14
5	Parametry ocelového materiálu (označené) [5]	15
6	Parametry korozivzdorného materiálu (označené) [5]	15
7	Parametry hliníkového materiálu (označené) [5]	16
8	Čelní frézování	17
9	Ukázka rozložení zatížení vřetene pravé čelní frézy [9]	20
10	Ukázka použitého nástroje [10]	21
11	Schéma rozložení zatížení na jednom z počátečních návrhů stroje: F_a Axiální síla od frézování; F_r Radiální síla od frézování	23
12	Ukázka plazmového řezání na CNC výrobním centru [12]	24
13	Modelování depozicí taveniny [16]	27
14	Ukázka laserově gravírovaného povrchu [19]	30
15	Sestava PRO CNC stroje [24]	33
16	Sestava PRO CNC stroje [25]	34
17	Varianta 1	35
18	Varianta 2	36
19	Varianta 2	36
20	Produktové schéma řídicího systému firmy FANUC [30]	37
21	Uživatelský interface softwaru Mach4 [34]	38
22	Morfologie nosné soustavy CNC stroje [40]	41
23	Product Design systému pohybové osy kartézské souřadnice Z	42
24	Výsledná varianta Z-ové souřadnice	43
25	Varianta 1	43
26	Varianta 2	43
27	Zobrazení hodnot koeficientu uložení šroubu [41]	45
28	Výpočtový model Z-ové posuvové soustavy s kuličkovým šroubem [40]	47
29	Frekvenční charakteristika krokových motorů (YK3610A srovnatelný s YK397A) [43]	51
30	Grafická ukázka montáže zařízení výrobních technologií	55
31	Grafická ukázka připojení vyměnitelných výrobních segmentů	55
32	Product Design systému pohybové osy kartézské souřadnice Y	56
33	Prvotní konstrukční návrhy Y-ové souřadnice	56
34	Výsledný konstrukční návrh pohybové osy Y a Z	57
35	Předpoklady zjednodušení	63
36	Diskretizovaný model formátu FEM - The finite element method	63
37	Definice prvků v části solving	64
38	Detail silového působení na stroji	64
39	Kritická místa stavu 1 s ohledem na hodnoty napětí Von - Mises	65
40	Grafické zobrazení deformace ve směru X	66
41	Grafické zobrazení deformace ve směru Y a Z	67
42	Product Design systému pohybové osy kartézské souřadnice X	68
43	Výsledná varianta X-ové souřadnice	69

44	Varianta 1	69
45	Varianta 2	69
46	Ukázka připojovacích prvků pro výrobní technologie	69
47	Výsledný stav prototypového zařízení	75

Seznam tabulek

1	Cenové odhady frézovacího vřetene a příslušného invertoru. (Katalogové číslo internetového obchodu: [3])	13
2	Tabulka parametrů vybraného vřetene (dle [4])	13
3	Základní parametry výrobní operace: Čelní drážkové frézování ([6] Str. 326)	18
4	Silové zatížení stroje obráběním jednotlivých materiálů	20
5	Základní parametry výrobní operace: Vrtání ([6] Str. 332)	21
6	Silové zatížení stroje obráběním jednotlivých materiálů	23
7	Maximální hodnoty vypočteného zatížení a rychlosti pohybů pro správnou činnost frézovacího zařízení.	23
8	Cenové odhady plazmových invertorů a hořáků.	25
9	Maximální hodnoty odhadovaného zatížení a rychlosti pohybů pro správnou činnost plazmového zařízení.	26
10	Cenové odhady extruderů (Stupnice plnění požadavku materiálu: 5 - splňuje všechny; 1 - nesplňuje žádné)	28
11	Maximální hodnoty odhadovaného zatížení a rychlosti pohybů pro správnou činnost zařízení 3D tisku.	29
12	Cenové odhady popisovacích strojů a samostatných laserových hlavic	31
13	Maximální hodnoty odhadovaného zatížení a rychlosti pohybů pro správnou činnost zařízení laserového popisování.	32
14	PRO4896 4' x 8' CNC Router Kit [24]	33
15	PRO4896 4' x 8' CNC Router Kit [25]	34
16	Základní parametry zatížení technického systému (viz obrázek 11)	40
17	Základní parametry zatížení pohybového šroubu osy Z	44
18	Zvolené parametry zatížení pohybového šroubu pro příklad výpočtu životnosti - maximální síla při rychlosti frézování hliníkových slitin	46
19	Parametry potřebné pro výpočtový návrh hnacího členu osa Z	47
20	Základní parametry momentového zatížení vedení osy Z	54
21	Rozhodovací tabulka (1-dokonalé splňuje požadavky, 5 - nesplňuje)	57
22	Základní parametry zatížení pohybového šroubu osy Y	58
23	Hodnoty veličin pohybové osy Y	58
24	Parametry potřebné pro výpočtový návrh hnacího členu osa Y - viz obr.28	59
25	Hodnoty momentového zatížení pohybové osy Y	60
26	Hodnoty veličin přesnosti osy Y	61
27	Základní parametry momentového zatížení vedení osy Y	61
28	Kontrola životnosti osy Y	61
29	Materiálové konstanty použitých materiálů	62
30	Grafické vyjádření napětí Von - Mises	65
31	Deformace při zatížení silou ve směru osy X	66

32	Deformace při zatížení silou ve směru osy Y	66
33	Deformace při zatížení silou ve směru osy Z	67
34	Základní parametry zatížení pohybového šroubu osy X	70
35	Hodnoty veličin pohybové osy X	70
36	Parametry potřebné pro výpočtový návrh hnacího členu osa X - viz obrázek 28	71
37	Hodnoty veličin pohybové osy X ze statického hlediska	71
38	Hodnoty veličin pohybové osy X z kinematického a dynamického hlediska	72
39	Hodnoty veličin přesnosti osy X	72
40	Základní parametry momentového zatížení vedení osy X	73
41	Kontrola životnosti osy X	73
42	Přibližná cenová kalkulace stroje	74

Literatura

- [1] *Desseq.eu - logo společnosti, služby* [Online]. Desseq.eu [cit. 2019. Duben 6.]
<http://www.desseq.eu/>
- [2] *Portálové centrum Horní Gantry - FPPC* [Online]. alfain [cit. 2018. Listopad 17.]
<https://www.strojirna-tyc.cz/fppc/>
- [3] *CNCshop/Kategorie Produktů/Vřetena Teknomotor* [Online]. CNCshop [cit. 2019. Leden 3.]
http://www.cncshop.cz/vretena-teknomotor_c
- [4] *Teknomotor/Home/FAQ/12. How to choose power and speed of a motor* [Online]. Teknomotor [cit. 2019. Leden 5.]
<http://www.teknomotor.com/eng/faq.php>
- [5] *Sandvik/Knowledge/Materials/Workpiece materials* [Online]. Sandvik Coromant [cit. 2018. Listopad 17.]
<https://www.sandvik.coromant.com/en-gb/knowledge/materials/pages/workpiece-materials.aspx>
- [6] ROLAND, GOMERINGER a spol. *Tabellenbuch Metal* Haan-Gruiten: Verlag Europa-Lehrmittel, 2014. ISBN 978-3-8085-1726-0
- [7] *Iscar/Milling* [Online]. Iscar [cit. 2019. Leden 5.]
<http://mpwr.iscar.com/machiningpwr/machiningpower.wgx?vwginstance=070a9b94ffde4c67b807949bbd458317>
- [8] *Sandvik/Tool item/Milling cutter/Shoulder face mill/Solid shoulder face mill* [Online]. Sandvik Coromant [cit. 2018. Říjen 17.]
<https://www.sandvik.coromant.com>
- [9] Doc. Ing. HUDEC Z., CSc. - *Uložení vřetene - příklady* - (str. 40) [Online]. [cit. 2018. Říjen 18.]
<https://old.zcu.cz/export/sites/zcu/pracoviste/vyd/online/Hudec-Ulozeni-vretene.pdf>
- [10] *Sandvik/Tool item/CoroDrill 460/460.1-1200-060A0-XM GC34* [Online]. Sandvik Coromant [cit. 2018. Říjen 17.]
<https://www.sandvik.coromant.com/en-gb/products/Pages/productdetails.aspx?c=460.1-1200-060A0-XM%20GC34>
- [11] *Strojírenství/Obrábění a zpracování kovů/Speciální technologie obrábění/Plazmové technologie* [Online]. ELUC [cit. 2018. Říjen 20.]
<https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1419>
- [12] *Products / Solutionscutting Automation / Technologies* [Online]. ESAB [cit. 2019. Duben 20.]
<https://www.esabna.com/us/en/mechanized/index.cfm>

- [13] *Plasmové Invertory Pro Ruční Řezání* [Online]. alfain [cit. 2018. Říjen 20.]
<https://www.alfain.eu/k351-plasma-plasmove-invertory-pro-rucni-rezani>
- [14] *Invertorové plazmy* [Online]. Zváračky-Brusivo [cit. 2018. Říjen 20.]
<http://www.zvaracky-brusivo.sk/kategoria/zvaracky/plazmy-plasmove-rezacky/invertorove-plazmy/plazma-citocut-10i-horak-cpt-800/>
- [15] *Dělení materiálu/Plazma* [Online]. Schinkmann [cit. 2018. Prosinec 12.]
<https://www.schinkmann.cz/plazma>
- [16] SCANANDMAKE.COM. Additive manufacturing. *Fused deposition modeling process* [Online]. [cit. 2019. Leden 20.]
<https://scanandmake.com/additive-manufacturing>
- [17] *Vše pro 3D tisk/Extruder/Titan Aero 1,75mm 12V* [Online]. Vše pro 3D tisk [cit. 2018. Říjen 28.]
<https://www.vsepro3dtisk.cz/p/titan-aero-1-75mm-12v>
- [18] *Vše pro 3D tisk/Extruder/Titan extruder* [Online]. Vše pro 3D tisk [cit. 2018. Říjen 28.]
<https://www.vsepro3dtisk.cz/p/titan-extruder>
- [19] *Lintech/Produkty/Laserové technologie/Gravírování* [Online]. Lintech [cit. 2018. Říjen 20.]
<https://www.lintech.cz/produkty/laserove-technologie/laser-podle-aplikace/laserove-gravirovani/>
- [20] *ebay/Pulse Fiber Laser/Coouldray* [Online]. ebay [cit. 2018. Prosinec 26.]
<https://www.ebay.com/itm/Raycus-20W-30W-50W-Pulse-Fiber-Laser-Q-switched-for-1064nm-Metal-Marking-Machine/122947740821?hash=item1ca041a495:m:m-0YI7oIlZm7odiy1j44TzQ:rk:46:pf:0>
- [21] *ebay/Pulse Fiber Laser/MCWlaser* [Online]. ebay [cit. 2018. Prosinec 26.]
<https://www.ebay.com/itm/30W-Raycus-Fiber-Laser-for-Fiber-Marking-Machine-Upgrading-Replacement/173340269571?hash=item285be29c03:g:nh0AA0Swic5bSBns:rk:19:pf:0>
- [22] *ebay/Pulse Fiber Laser/raycusRFL* [Online]. ebay [cit. 2018. Prosinec 26.]
<https://www.ebay.com/itm/Raycus-RFL-P30Q-A3-115-2-FIBER-LASER-30-Watts-laser-source/123246910861?hash=item1cb2169d8d:g:XX8AA0SwSCZbR5LG:rk:18:pf:0>
- [23] *CNC Router parts > Home page* [Online]. CNCRouterParts [cit. 2019. Leden 5.]
<http://www.cncrouterparts.com/index.php>
- [24] *CNC Router parts > PRO CNC > PRO CNC MACHINE KITS > PRO4896 4' X 8' CNC ROUTER KIT* [Online]. CNCRouterParts [cit. 2019. Leden 6.]
<http://www.cncrouterparts.com/pro4896-4-x-8-cnc-router-kit-p-253.html>

- [25] *CNC stroje > CauCau CNC frézka KOMPAS F3000-2200W-ASYN-(1250x2600x250mm)* [Online]. CauCau [cit. 2019. Leden 15.]
https://www.caucau.cz/cnc_stroje/caucau-cnc-frezka-kompas-f3000-2200w-asyn-1250x2600x250mm/
- [26] *ALUTEC KK > ALS-Hliníkový konstrukční systém* [Online]. ALUTEC KK [cit. 2019. Leden 10.]
<https://www.aluteckk.cz/hlinikovy-konstrukcni-system>
- [27] *CNC machinery > S SERIES* [Online]. C.R.ONSRUD [cit. 2019. Únor 4.]
https://www.cronsrud.com/singletable_series.html
- [28] *CNC machinery > 5 AXIS QUBE* [Online]. C.R.ONSRUD [cit. 2019. Únor 4.]
https://www.cronsrud.com/5axis_qube_series.html
- [29] *CNC machinery > M SERIES* [Online]. C.R.ONSRUD [cit. 2019. Únor 4.]
https://www.cronsrud.com/mate_series.html
- [30] *FANUC > FANUC CNC > Řízení* [Online]. FANUC [cit. 2019. Leden 3.]
<https://www.fanuc.eu/cz/cs/cnc/Řízení>
- [31] *Siemens/Obory činnosti/DF PD/Produkty/Automatizační systémy/Řídicí systémy/SINUMERIK* [Online]. SIEMENS [cit. 2019. Leden 3.]
<http://stest1.etnetera.cz/ad/current/?vw=0&ctxnh=3c76394997&ctxp=home&acceptcookies=true>
- [32] *Amtek/AMK/PLC a CNC systémy* [Online]. Amtek [cit. 2019. Leden 3.]
<http://www.amtek.cz/cs/ridici-systemy-pohybu-a-cnc-systemy>
- [33] *Heidenhain/Produkty/CNC řízení* [Online]. Heidenhain [cit. 2019. Leden 3.]
https://www.heidenhain.cz/cs_CZ/produkty/cnc-rizeni/
- [34] *ArtSoft/Software/MACH4* [Online]. ArtSoft [cit. 2019. Leden 3.]
<https://www.machsupport.com/software/mach4/>
- [35] *LinuxCNC/Software* [Online]. LinuxCNC [cit. 2019. Leden 3.]
<http://linuxcnc.org/>
- [36] *PlanetCNC/Software* [Online]. PlanetCNC [cit. 2019. Leden 3.]
<https://planet-cnc.com/software/>
- [37] *CNCshop/Kategorie Produktů/HW Interpolátor* [Online]. CNCshop [cit. 2019. Leden 3.]
<http://www.cncshop.cz/smoothstepper-ethernet-hw-interpolator-4-mhz-pro-mach3>
- [38] *CNC.inshop/Komponenty/Frézky/Krokové motory, drivery/Driverové desky* [Online]. CNC.inshop [cit. 2019. Leden 3.]
<https://cnc.inshop.cz/driverove-desky/driver-pro-4-krokovye-motory-do-5.0a-hlinikovy-kryt>

- [39] *Robodoupě/Mikrokrokování: sny a skutečnost*
[Online]. RoboDoupě [cit. 2019. Únor 22.]
<http://robodoupe.cz/2016/mikrokrokovani-sny-a-skutecnost/>
- [40] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III* Praha, MM publishing, s.r.o.
ISBN 978-80-260-6780-1.
- [41] *Kuličkové šrouby - Kompletní katalogy ke stažení*
[Online]. HIWIN s.r.o [cit. 2018. Listopad 22.]
<https://www.hiwin.cz/cz/download>
- [42] *Hlavní stránka > Hlavní stránka Informace o produktech > Kategorie produktů > Kuličkový šroub* [Online]. THK [cit. 2019. Leden 3.]
<http://www.thk.com/?q=cz/node/3666>
- [43] *Pohony > 57mm series* [Online]. GRAVOS [cit. 2019. Únor 27.]
<http://www.gravos.cz/3f-57mm-series.htm>
- [44] *Accuracy of the Ball Screw* [Online]. THK [cit. 2019. Únor 29.]
https://tech.thk.com/en/products/pdf/en_a15_011.pdf#1
- [45] *Studying the Positioning Accuracy* [Online]. THK [cit. 2019. Únor 22.]
https://tech.thk.com/en/products/pdf/en_a15_049.pdf#1
- [46] Doc. Ing. LAŠOVÁ Václava PhD. KKS/ZSVS. *Základy stavby obráběcích strojů*
[Online]. [cit. 2017. Únor 2.]
https://otik.uk.zcu.cz/xmlui/bitstream/handle/11025/16835/Zaklady_stavby.pdf?sequence=1&isAllowed=y
- [47] *Hlavní stránka > Hlavní stránka Informace o produktech > Kategorie produktů > Lineární vedení* [Online]. THK [cit. 2019. Duben 23.]
<https://www.thk.com/?q=cz/node/3651>
- [48] *Lineární vedení - Kompletní katalogy ke stažení*
[Online]. HIWIN s.r.o [cit. 2019. Duben 22.]
<https://www.hiwin.cz/cz/download>
- [49] *Hlavní stránka > Převodovky a motory > Převodovky > Šnekové převodovky > BOX - šnekové převodovky* [Online]. matis s.r.o. [cit. 2019. Únor 7.]
<http://www.matis.cz/cs/produkt/box-snekove-prevodovky>
- [50] *Pohony > 86mm series* [Online]. GRAVOS [cit. 2019. Únor 27.]
<http://www.gravos.cz/3f-86mm-series.htm>
- [51] *Ceník > Pohony* [Online]. GRAVOS [cit. 2019. Únor 5.]
<http://www.gravos.cz/download/ceniky/cenik-pohony.pdf>
- [52] *Home > Kategorie produktů* [Online]. CNCshop.cz [cit. 2019. Únor 5.]
<http://www.cncshop.cz/>

Reference převzatých CAD modelů

Knihovna CAD modelů společnosti Desseq.eu [Online]. [cit. 2019. Květen 9.]:
<http://www.desseq.eu/>

GrabCAD - CAD knihovna [Online]. [cit. 2019. Květen 9.]:
<https://grabcad.com/library>

Teknomotor C41/47 2KW [Online]. [cit. 2019. Květen 9.]
<https://grabcad.com/library/teknomotor-c41-47-2kw-1>

Nema23 Extruder with Filament-Sensor [Online]. [cit. 2019. Květen 9.]
<https://grabcad.com/library/nema23-extruder-with-filament-sensor-and-dual-pinch-v0-1-1>

Filament carrier [Online]. [cit. 2019. Květen 9.]
<https://grabcad.com/library/filament-carrier-1>

Nema 34 [Online]. [cit. 2019. Květen 9.]
<https://grabcad.com/library/nema-34-1>

Nema 23 [Online]. [cit. 2019. Květen 9.]
<https://grabcad.com/library/nema-23-configurable-length-1>

Software

Při tvorbě diplomové práce byly použity následující programy:

Microsoft Office 365 - Word 2013, Excel 2013

Siemens NX 11

SOLIDWORKS 2018

Texmaker (MathType)

PTC Mathcad Prime 4.0

Seznam příloh

Elektronické přílohy na CD

Výrobní výkres: P461-320-001

Výkres sestavy: A461-000

CAD model výrobního zařízení (SOLIDWORKS) + FEM simulace (Siemens NX 11)

Tištěné přílohy

Výrobní výkres: P461-320-001

Výkres sestavy: A461-000

PŘÍLOHA č. 1

Analytické výpočty kinematických řetězců pohybové osy Z

Analytický výpočet pohybové osy Z CNC výrobního zařízení

Parametry kuličkového šroubu

$S := 5 \text{ mm}$...stoupání kuličkového šroubu
$x := 4$...počet valiv. tanků
$\eta_v := 0.98^x = 0.922$...účinnost valivého vedení
$\eta_s := 0.92$...účinnost matice kuličkového šroubu
$y := 2$...počet kuličkových ložisek - uložení
$\eta_L := 0.97^y = 0.941$...účinnost uložení kuličkového šroubu
$\eta_P := 1$...účinnost převodovky
$i_P := 1$...převodový poměr vloženého převodu
$d_L := 12 \text{ mm}$...průměr hřídele pro ložisko
$d_S := 13.5 \text{ mm}$...střední průměr KŠM

Vstupní parametry

$F_a := 800 \text{ N}$...požadovaná axiální síla	
$a := 5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$...požadované zrychlení osy	
$v := 12000 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1} = 0.2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$...požadovaná rychlost osy	
$M := 20 \text{ kg}$...hmotnost posouvané části osy	$g := 9.82 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
$G := M \cdot g = 196.4 \text{ N}$...tíhová síla	
$F_s := a \cdot M = 100 \text{ N}$...setrvačná síla posouvající se hmoty	
$\alpha := 90^\circ = 1.571 \text{ rad}$...úhel sklonu vedení	
$f_1 := 0.005$...součinitel tření ve vodících plochách	
$f_2 := 0.003$...součinitel tření v KŠM	
$f_3 := 0.003$...součinitel tření redukovaný na poloměr čepu	

Výpočtový návrh kuličkového šroubu

Vstupní parametry

$$n_{max} := \frac{v}{S} = (2.4 \cdot 10^3) \frac{1}{min}$$

...otáčky při maximální rychlosti posuvu

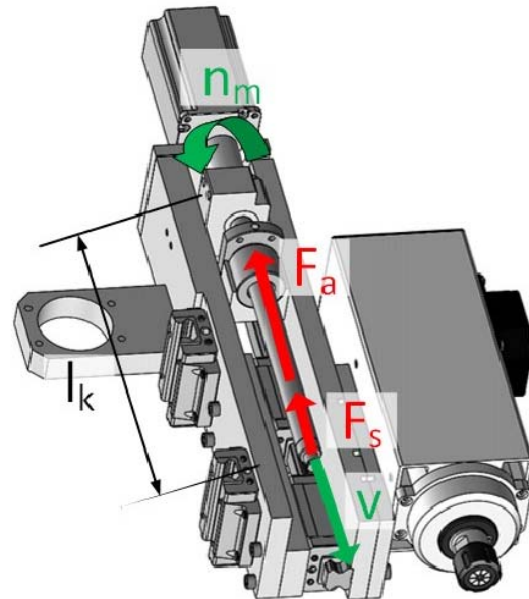
$$l_k := 250 \text{ mm}$$

...nepodepřená délka hřídele

$$k_d := 0.42 \cdot \frac{mm}{min}$$

$$k_k := 0.26 \cdot N \cdot mm^{-2}$$

...koeficienty závislosti na uložení (pevné-letmé)



Dimenzování

$$d_k := \frac{n_{max} \cdot l_k^2}{k_d \cdot 0.8 \cdot 10^8} = 4.464 \text{ mm}$$

...minimální přípustný průměr šroubu

Parametry zvoleného kuličkového šroubu:

$$d_{min} := 13.5 \text{ mm}$$

...minimální průměr zvoleného šroubu

Kontrola a bezpečnost

$$F_{max} := k_k \cdot \frac{d_{min}^4}{l_k^2} \cdot 10^5 = (1.382 \cdot 10^4) \text{ N}$$

...maximální dovolená provozní síla

$$k_b := \frac{F_{max}}{F_a} = 17.272$$

...bezpečnost proti přetížení

Životnost

$$C_{dyn} := 5400 \text{ N} \quad \dots \text{dynamická únosnost}$$

$$v_{Sm}$$

...kritická rychlost

$$F_{Sm} \quad \dots \text{smluvní zátěžná síla}$$

$$\frac{F_{Sm} \quad v_{Sm}}{(N) \quad (m \cdot s^{-1})}$$

Maximální zátěžná síla při maximální rychlosti rychloposuvu

900 0.23

Maximální zátěžná síla při maximální rychlosti obrábění (hliník)

900 0.017

640 0.017

Vypočítaná zátěžná síla a rychlost při obrábění stanovených materiálů

865 0.003

814 0.003

$$n_{Sm} := \frac{v_{Sm}}{S} = \begin{bmatrix} 2.76 \cdot 10^3 \\ 204 \\ 204 \\ 36 \\ 36 \end{bmatrix} \frac{1}{\text{min}}$$

n_{Sm} ...kritické otáčky

$$L_n := \left(\frac{C_{dyn}}{F_{Sm}} \right)^3 \cdot 10^6 = \begin{bmatrix} 2.16 \cdot 10^8 \\ 2.16 \cdot 10^8 \\ 6.007 \cdot 10^8 \\ 2.433 \cdot 10^8 \\ 2.919 \cdot 10^8 \end{bmatrix}$$

L_n ...životnost šroubu v otáčkách

$$L_h := \frac{L_n}{n_{Sm}} = \begin{bmatrix} 54.348 \\ 735.294 \\ 2.045 \cdot 10^3 \\ 4.693 \cdot 10^3 \\ 5.632 \cdot 10^3 \end{bmatrix} \text{ day}$$

L_h ...životnost šroubu v hodinách

Návrh pohonu

Statické hledisko

$$M_F := \frac{(F_a + F_s) \cdot S}{2 \cdot \pi \cdot \eta_P \cdot i_P} = 0.716 \text{ N} \cdot \text{m}$$

...moment zátěže od akčních sil

$$M_G := \frac{G \cdot \sin(\alpha) \cdot S}{2 \cdot \pi \cdot \eta_P \cdot i_P} = 0.156 \text{ N} \cdot \text{m}$$

...moment od tíhové složky

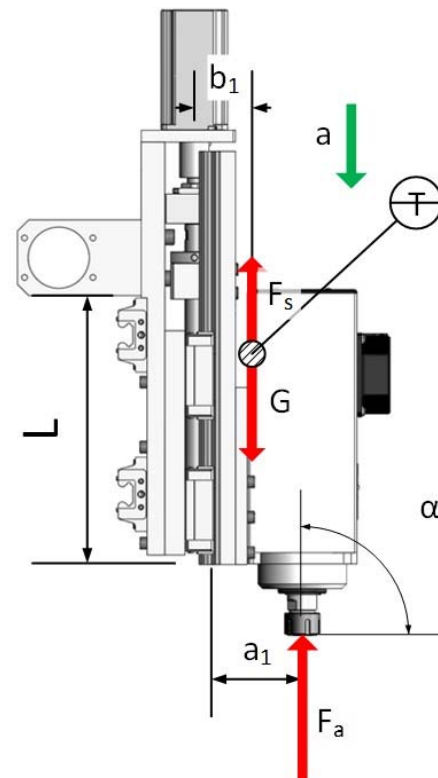
$$M_{GT} := \frac{G \cdot f_1 \cdot \cos(\alpha) \cdot S}{2 \cdot \pi \cdot i_P \cdot \eta_P} = (4.785 \cdot 10^{-20}) \text{ N} \cdot \text{m}$$

...moment od třecích sil přesouvaných hmot

$$M_L := \frac{0.5 \cdot (F_a + F_s + G \cdot \cos(\alpha) \cdot f_1) \cdot d_L \cdot f_3}{i_P \cdot \eta_P} = 0.016 \text{ N} \cdot \text{m}$$

...moment zátěže od třecích sil v ložisku

$$F_p := 0.35 \cdot (F_a + F_s) = 315 \text{ N} \quad \dots \text{předepínací síla matice kuličkového šroubu}$$



$$M_{KSM} := \frac{F_p \cdot S}{2 \cdot \pi \cdot i_P \cdot \eta_P} \cdot (1 - \eta_s^2) + \frac{0.5 \cdot (F_a + F_s + G \cdot \cos(\alpha)) \cdot f_1 \cdot d_s \cdot f_2}{i_P \cdot \eta_P} = 0.057 \text{ N} \cdot \text{m}$$

...moment od předeptnutí
kuličkového šroubu

$$L := 150 \text{ mm} \quad \dots \text{délka šroubu (výšuv)}$$

$$a_1 := 87.5 \text{ mm} \quad b_1 := 25 \text{ mm} \quad \dots \text{parametry vzdálenosti od kuličkového šroubu}$$

$$F_{TS} := \frac{3 \cdot (G \cdot b_1 + (F_a + F_s) \cdot a_1) \cdot f_1}{L} = 8.366 \text{ N}$$

$$M_{FTS} := \frac{F_{TS} \cdot S}{2 \cdot \pi \cdot i_P \cdot \eta_P} = 0.007 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \dots \text{moment zátěže od vyosení axiální síly}$$

(pozor změna oproti jinému úhlu)

Výsledný moment potřebný na motoru ze statického hlediska:

$$M_{celkS} := \frac{M_F + M_G + M_{GT} + M_L + M_{KSM} + M_{FTS}}{\eta_v \cdot \eta_s \cdot \eta_L} = 1.192 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kinematické hledisko

$$\varepsilon_s := \frac{a \cdot 2 \cdot \pi}{S} = (6.283 \cdot 10^3) \frac{1}{s^2} \quad \dots \text{úhlové zrychlení šroubu}$$

$$\varepsilon_m := \varepsilon_s \cdot i_P = (6.283 \cdot 10^3) \frac{1}{s^2} \quad \dots \text{úhlové zrychlení motoru}$$

Dynamické hledisko

$$M_G := \frac{3 \cdot G \cdot b_1 \cdot f_1 \cdot S}{2 \cdot \pi \cdot i_P \cdot \eta_P \cdot L} = (3.907 \cdot 10^{-4}) \text{ N} \cdot \text{m} \quad \dots \text{moment od tíhy přesouvaných hmot}$$

(pozor změna oproti jinému úhlu)

$$M_{GT} := \frac{G \cdot f_1 \cdot \cos(\alpha) \cdot S}{2 \cdot \pi \cdot i_P \cdot \eta_P} = (4.785 \cdot 10^{-20}) \text{ N} \cdot \text{m} \quad \dots \text{momenty pasivních odporů}$$

$$M_{KSM} := \frac{F_p \cdot S}{2 \cdot \pi \cdot i_P \cdot \eta_P} \cdot (1 - \eta_s^2) + \frac{0.5 \cdot G \cdot \cos(\alpha) \cdot f_1 \cdot d_s \cdot f_2}{i_P \cdot \eta_P} = 0.039 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_D := M_G + M_{GT} + M_{KSM} = 0.039 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Výpočet momentů setrvačnosti

$$J_{motoru} := 0.0000503 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad \dots \text{moment setrvačnosti motoru}$$

$$J_P := 0 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad \dots \text{moment setrvačnosti převodovky}$$

$$D_2 := 25 \text{ mm} \quad \dots \text{vnější průměr spojky}$$

$$d_2 := 12 \text{ mm} \quad \dots \text{vnitřní průměr spojky} \quad \rho := 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad \dots \text{hustota oceli}$$

$$b_2 := 34 \text{ mm} \quad \dots \text{délka spojky}$$

$$J_2 := 0.5 \cdot \pi \cdot \rho \cdot b_2 \cdot \left(\left(\frac{D_2}{2} \right)^4 - \left(\frac{d_2}{2} \right)^4 \right) = (9.692 \cdot 10^{-6}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad \dots \text{moment setrvačnosti pružné spojky}$$

$$d_s := 16 \text{ mm} \quad \dots \text{vnější průměr šroubu}$$

$$b_s := 289 \text{ mm} \quad \dots \text{délka šroubu}$$

$$J_s := 0.5 \cdot \pi \cdot \rho \cdot b_s \cdot \left(\frac{d_s}{2} \right)^4 = (1.46 \cdot 10^{-5}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad \dots \text{moment setrvačnosti šroubu}$$

$$J_m := M \cdot \left(\frac{S}{2 \cdot \pi} \right)^2 = (1.267 \cdot 10^{-5}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad \dots \text{moment setrvačnosti posuvných hmot}$$

$$J_{rhm} := J_{motoru} + J_P + \frac{J_2}{i_P^2} + \frac{J_s}{i_P^2} + \frac{J_m}{i_P^2} = (8.725 \cdot 10^{-5}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad \dots \text{celkový moment setrvačnosti}$$

Výsledný moment potřebný na motoru z dynamického hlediska:

$$M_{celkD} := \varepsilon_m \cdot J_{rhm} + M_D = 0.587 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Výpočet doby rozběhu a dráhy rozběhu

$$t_r := \frac{J_{rhm} \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot \frac{v}{S} \right)}{(M_{celkD} - M_D) \cdot \eta_v \cdot \eta_s \cdot \eta_L} = 0.05 \text{ s} \quad \dots \text{doba rozběhu a doběhu na požadovanou rychlost}$$

$$s_r := 0.5 \cdot v \cdot t_r = 0.005 \text{ m} \quad \dots \text{dráha uražená při rozběhu-doběhu}$$

$$t_{celk} := 2 \cdot t_r + \frac{L - 2 \cdot s_r}{v} = 0.8 \text{ s} \quad \dots \text{celkový čas pro překonání osy po celém výsuvu}$$

Kontrola dynamických poměrů

$$J_{x1} := 1.5 \cdot J_{motoru} = (7.545 \cdot 10^{-5}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{x2} := 3 \cdot J_{motoru} = (1.509 \cdot 10^{-4}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{rhm} = (8.725 \cdot 10^{-5}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Kontrola momentových a otáčkových požadavků

$$k := 1.2 \text{ } ^\circ$$

...úhel kroku motoru

$$PPS_R := \frac{n_{max}}{60} \cdot \frac{360}{k} = (1.146 \cdot 10^4) \frac{1}{s}$$

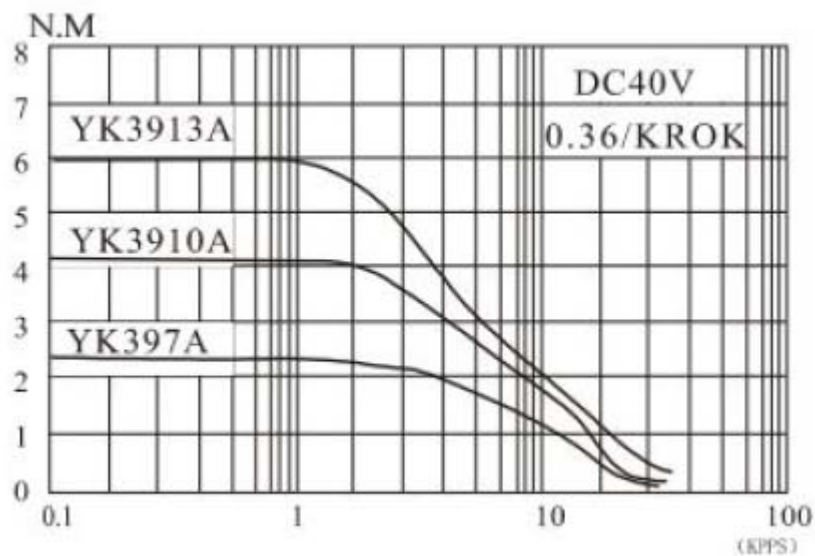
...stanovení počtu pulzů na motoru při rychloposuvu

$$v_o := 0.02 \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1} \quad n_o := \frac{v_o}{S} = 240 \frac{1}{\text{min}}$$

...maximální rychlost posuvu při obrábění

$$PPS_O := \frac{n_o}{60} \cdot \frac{360}{k} = (1.146 \cdot 10^3) \frac{1}{s}$$

...stanovení počtu pulzů na motoru při obrábění



Momentová charakteristika krokového motoru: YK3610A=YK397A

Kontrola

Obrábění

$$PPS_O = (1.146 \cdot 10^3) \frac{1}{s}$$

$$M_{celkS} = 1.192 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Rychloposuv

$$PPS_R = (1.146 \cdot 10^4) \frac{1}{s}$$

$$M_{celkD} = 0.587 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Výpočet teoretické přesnosti pohonu (při idealizaci absolutně tuhé nosné konstrukce)

Parametry kuličkového šroubu

$$C_7 := 50 \mu m \quad \dots \text{přesnost kuličkového šroubu na 300mm délky}$$

Vstupní parametry motoru

$$\beta := 1.2^\circ \quad \dots \text{úhel kroku}$$

$$\alpha := 5\% \cdot \beta = 0.06^\circ \quad \dots \text{odchylka jednoho kroku krokového motoru}$$

Výpočet přesnosti pohybového šroubu

$$\delta_{\text{šroubu}} := C_7 \cdot \frac{L}{300 \cdot mm} = 25 \mu m$$

Výpočet přesnosti krokového motoru

$$x_{\text{jeden}} := \frac{\beta \cdot S}{360^\circ} = 16.667 \mu m \quad \dots \text{uražená vzdálenost posuvu při jednom kroku motoru}$$

$$\delta_{\text{motoru_jeden}} := x_{\text{jeden}} \cdot 0.05 = 0.833 \mu m \quad \dots \text{přesnost kroku nekumulativní}$$

$$\delta_{\text{motoru_osy}} := \frac{L}{S} \cdot \frac{360^\circ}{\beta} = 9 \cdot 10^3 \quad \dots \text{počet kroků}$$

$$X := \delta_{\text{motoru_jeden}} \cdot \delta_{\text{motoru_osy}} = 7.5 \text{ mm} \quad \dots \text{výsledná teoretická přesnost při posuvu (kumulativní)}$$

Výpočet přesnosti vlivem vzpěrné tuhosti pohybového šroubu

$$L_1 := 85 \text{ mm} \quad \dots \text{první krajní pozice matice KŠ}$$

$$L_2 := 230 \text{ mm} \quad \dots \text{druhá krajní pozice matice KŠ}$$

$$E := 2.06 \cdot 10^5 \text{ MPa} \quad \dots \text{Youngův modul pružnosti}$$

$$K_{s1} := \frac{\pi \cdot d_s^2}{4} \cdot \frac{E}{L_1} = 346.901 \frac{N}{\mu m} \quad K_{s2} := \frac{\pi \cdot d_s^2}{4} \cdot \frac{E}{L_2} = 128.203 \frac{N}{\mu m}$$

...Axiální tuhosti kuličkového šroubu v krajních polohách

$$\delta_1 := \frac{F_a + F_s - G}{K_{s1}} = 2.028 \mu\text{m}$$

$$\delta_2 := \frac{F_a + F_s - G}{K_{s2}} = 5.488 \mu\text{m}$$

$$\delta_{\text{tuhost}} := \delta_2 - \delta_1 = 3.46 \mu\text{m}$$

...přesnost vlivem tuhosti

Celková přesnost osy Z

$$\delta := \delta_{\text{tuhost}} + \delta_{\text{sroubu}} + \delta_{\text{motoru_jeden}} = 29.293 \mu\text{m} \quad \dots \text{výsledná teoretická přesnost číní } \pm$$

Dimenzování a kontrola lineárního vedení

Vstupní parametry

Výpočet momentového zatížení ložiskových domků při souměrném rozložení kroutícího momentu na dva vozíky.

$h := 250 \text{ mm}$...vzdálenost bodu působení síly do bodu mezi valivými tanky

$F_M := 1000 \text{ N}$...ekvivalentní statická síla na hrotu nástroje

$P := 11256.3 \text{ N}$...ekvivalentní statické zatížení (odvozeno z MKP)

$M_{XV} := 1.2 \text{ kN} \cdot \text{m}$...přípustný statický moment osa X

$M_{YV} := 1.2 \text{ kN} \cdot \text{m}$...přípustný statický moment osa Y

$C_0 := 27.4 \text{ kN}$...přípustná statická únosnost

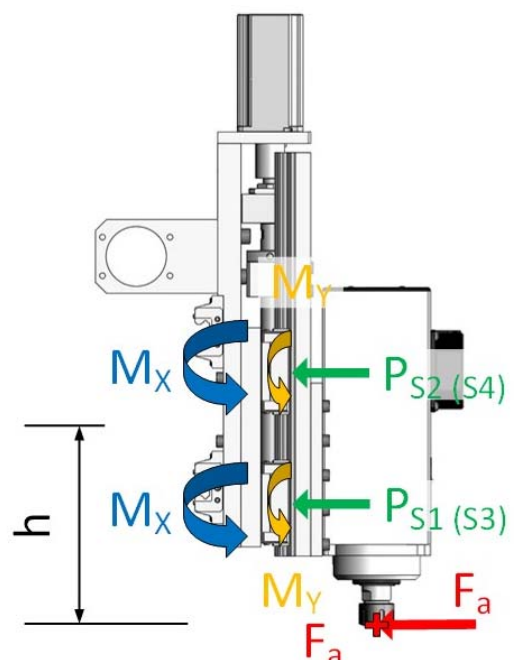
Kontrola - přípustný statický moment

$$M_X := F_M \cdot h = 250 \text{ N} \cdot \text{m}$$

...Ekvivalentní statický moment - okolo osy X

$$M_Y := M_X = 250 \text{ N} \cdot \text{m}$$

...Ekvivalentní statický moment - okolo osy Y



Kontrola - statická konstrukční bezpečnost

$$f_{SL} := \frac{C_0}{P} = 2.434 \quad \dots \text{silová konstrukční bezpečnost}$$

$$f_{SMX} := \frac{M_{XV}}{M_X} = 4.8 \quad f_{SMY} := \frac{M_{YV}}{M_Y} = 4.8 \quad \dots \text{momentová konstrukční bezpečnost}$$

Výpočet životnosti

$$f_t := 1 \quad \dots \text{faktor teplotní}$$

$$f_h := 1 \quad \dots \text{faktor tvrdosti}$$

$$f_w := 2.5 \quad \dots \text{faktor zatížení}$$

$$v \quad \dots \text{rychlost při zatížení}$$

$$C_{dyn} := 19800 \text{ N} \quad \dots \text{dynamická únosnost}$$

	P (N)	v (m · s ⁻¹)	...tabulka zatěžovacích stavů (MKP)
Maximální síla při rychloposuvu	11256.3	0.23	
Frézování - směr X	11256.3	0.017	
Frézování - směr Y	4597.46	0.017	
Vrtání - směr Z	2744.5	0.017	

$$L_z := \left(\frac{f_t \cdot f_h \cdot C_{dyn}}{f_w \cdot P} \right) \cdot 50 \text{ km} = \begin{bmatrix} 35.18 \\ 35.18 \\ 86.135 \\ 144.289 \end{bmatrix} \text{ km} \quad \dots \text{teoretická životnost v kilometrech}$$

$$L_h := \frac{L_z}{v} = \begin{bmatrix} 1.77 \\ 23.952 \\ 58.643 \\ 98.236 \end{bmatrix} \text{ day} \quad \dots \text{teoretická životnost v časovém intervalu}$$

PŘÍLOHA č. 2

Analytické výpočty kinematických řetězců pohybové osy Y

Analytický výpočet pohybové osy Y CNC výrobního zařízení

Parametry kuličkového šroubu

$S := 10 \text{ mm}$...stoupání kuličkového šroubu
$x := 4$...počet valiv. tanků
$\eta_v := 0.98^x = 0.922$...účinnost valivého vedení
$\eta_s := 0.92$...účinnost matice kuličkového šroubu
$y := 2$...počet kuličkových ložisek - uložení
$\eta_L := 0.97^y = 0.941$...účinnost uložení kuličkového šroubu
$\eta_P := 1$...účinnost převodovky
$i_P := 1$...převodový poměr vloženého převodu
$d_L := 15 \text{ mm}$...průměr hřídele pro ložisko
$d_S := 16.4 \text{ mm}$...střední průměr KŠM

Vstupní parametry

$F_a := 1000 \text{ N}$...požadovaná axiální síla
$a := 5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$...požadované zrychlení osy
$v := 12000 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1} = 0.2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$...požadovaná rychlost osy
$M := 30 \text{ kg}$...hmotnost posouvané části osy $g := 9.82 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
$G := M \cdot g = 294.6 \text{ N}$...tíhová síla
$F_s := a \cdot M = 150 \text{ N}$...setrvačná síla posouvající se hmoty
$\alpha := 0^\circ = 0 \text{ rad}$...úhel sklonu vedení
$f_1 := 0.005$...součinitel tření ve vodících plochách
$f_2 := 0.003$...součinitel tření v KŠM
$f_3 := 0.003$...součinitel tření redukovaný na poloměr čepu

Výpočtový návrh kuličkového šroubu

Vstupní parametry

$$n_{max} := \frac{v}{S} = (1.2 \cdot 10^3) \frac{1}{min}$$

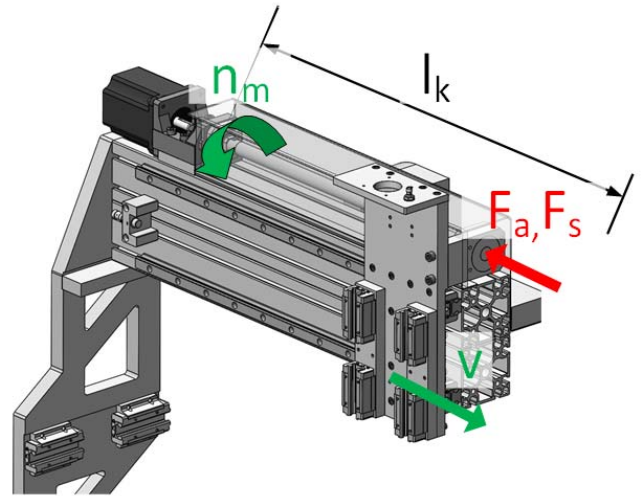
...otáčky při maximální rychlosti posuvu

$$l_k := 1150 \text{ mm}$$

...nepodepřená délka hřídele

$$k_d := 1.88 \cdot \frac{mm}{min}$$

$k_k := 2.05 \cdot N \cdot mm^{-2}$
...koeficienty závislosti na uložení
(pevné-volné)



Dimenzování

$$d_k := \frac{n_{max} \cdot l_k^2}{k_d \cdot 0.8 \cdot 10^8} = 10.552 \text{ mm}$$

...minimální přípustný průměr šroubu

Parametry zvoleného kuličkového šroubu:

$$d_{min} := 16.4 \text{ mm}$$

...minimální průměr zvoleného šroubu

Kontrola a bezpečnost

$$F_{max} := k_k \cdot \frac{d_{min}^4}{l_k^2} \cdot 10^5 = (1.121 \cdot 10^4) \text{ N}$$

...maximální dovolená provozní síla

$$k_b := \frac{F_{max}}{F_a} = 11.213$$

...bezpečnost proti přetížení

Životnost

$$C_{dyn} := 10600 \text{ N} \quad \text{...dynamická únosnost}$$

$$F_{Sm} \quad \text{...smluvní zátěžná síla}$$

$$v_{Sm} \quad \text{...kritická rychlost}$$

Maximální zátěžná síla při maximální rychlosti rychloposuvu

F_{Sm}	v_{Sm}
(N)	(m·s ⁻¹)

Maximální zátěžná síla při maximální rychlosti obrábění (hliník)

Vypočítaná zátěžná síla a rychlost při obrábění stanovených materiálů

1150	0.23
1150	0.044
1094	0.032
1001	0.036
833	0.044

$$n_{Sm} := \frac{v_{Sm}}{S} = \begin{bmatrix} 1.38 \cdot 10^3 \\ 264 \\ 192 \\ 216 \\ 264 \end{bmatrix} \frac{1}{\text{min}}$$

n_{Sm} ...kritické otáčky

$$L_n := \left(\frac{C_{dyn}}{F_{Sm}} \right)^3 \cdot 10^6 = \begin{bmatrix} 7.831 \cdot 10^8 \\ 7.831 \cdot 10^8 \\ 9.096 \cdot 10^8 \\ 1.187 \cdot 10^9 \\ 2.061 \cdot 10^9 \end{bmatrix}$$

L_n ...životnost šroubu v otáčkách

$$L_h := \frac{L_n}{n_{Sm}} = \begin{bmatrix} 394.078 \\ 2.06 \cdot 10^3 \\ 3.29 \cdot 10^3 \\ 3.818 \cdot 10^3 \\ 5.42 \cdot 10^3 \end{bmatrix} \text{day}$$

L_h ...životnost šroubu v hodinách

Návrh pohonu

Statické hledisko

$$M_F := \frac{(F_a + F_s) \cdot S}{2 \cdot \pi \cdot \eta_P \cdot i_P} = 1.83 \text{ N} \cdot \text{m}$$

...moment zátěže od akčních sil

$$M_G := \frac{G \cdot \sin(\alpha) \cdot S}{2 \cdot \pi \cdot \eta_P \cdot i_P} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

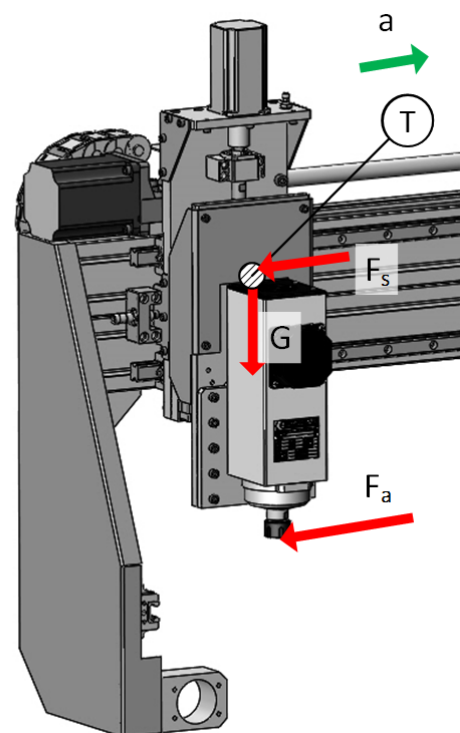
...moment od tíhové složky

$$M_{GT} := \frac{G \cdot f_1 \cdot \cos(\alpha) \cdot S}{2 \cdot \pi \cdot i_P \cdot \eta_P} = 0.002 \text{ N} \cdot \text{m}$$

...moment od třecích sil přesouvaných hmot

$$M_L := \frac{0.5 \cdot (F_a + F_s + G \cdot \cos(\alpha) \cdot f_1) \cdot d_L \cdot f_3}{i_P \cdot \eta_P} = 0.026 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \text{...moment zátěže od třecích sil v ložisku}$$

$$F_p := 0.35 \cdot (F_a + F_s) = 402.5 \text{ N}$$



...předeplácí síla matice kuličkového šroubu

$$M_{KSM} := \frac{F_p \cdot S}{2 \cdot \pi \cdot i_P \cdot \eta_P} \cdot (1 - \eta_s^2) + \frac{0.5 \cdot (F_a + F_s + G \cdot \cos(\alpha)) \cdot f_1 \cdot d_S \cdot f_2}{i_P \cdot \eta_P} = 0.127 \text{ N} \cdot \text{m}$$

...moment od předepnutí
kuličkového šroubu

$$L := 1050 \text{ mm} \quad \dots \text{délka šroubu (výsuv)}$$

$$a_1 := 100 \text{ mm} \quad b_1 := 250 \text{ mm} \quad \dots \text{parametry vzdálenosti od kuličkového šroubu}$$

$$F_{TV} := \frac{3 \cdot (F_a + F_s) \cdot a_1}{L} + G \cdot f_1 \cdot \cos(\alpha) = 330.044 \text{ N}$$

$$M_{FTV} := \frac{F_{TV} \cdot S}{2 \cdot \pi \cdot i_P \cdot \eta_P} = 0.525 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \dots \text{moment zátěže od vyosení axiální síly}$$

(pozor změna oproti jinému úhlu)

Výsledný moment potřebný na motoru ze statického hlediska:

$$M_{celkS} := \frac{M_F + M_G + M_{GT} + M_L + M_{KSM} + M_{FTV}}{\eta_v \cdot \eta_s \cdot \eta_L} = 3.144 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kinematické hledisko

$$\varepsilon_s := \frac{a \cdot 2 \cdot \pi}{S} = (3.142 \cdot 10^3) \frac{1}{s^2} \quad \dots \text{úhlové zrychlení šroubu}$$

$$\varepsilon_m := \varepsilon_s \cdot i_P = (3.142 \cdot 10^3) \frac{1}{s^2} \quad \dots \text{úhlové zrychlení motoru}$$

Dynamické hledisko

$$M_G := \frac{G \cdot \sin(\alpha) \cdot S}{2 \cdot \pi \cdot i_P \cdot \eta_P} = 0 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \dots \text{moment od tíhy přesouvaných hmot}$$

(pozor změna oproti jinému úhlu)

$$M_{GT} := \frac{G \cdot f_1 \cdot \cos(\alpha) \cdot S}{2 \cdot \pi \cdot i_P \cdot \eta_P} = 0.002 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \dots \text{momenty pasivních odporů}$$

$$M_{KSM} := \frac{F_p \cdot S}{2 \cdot \pi \cdot i_P \cdot \eta_P} \cdot (1 - \eta_s^2) + \frac{0.5 \cdot G \cdot \cos(\alpha) \cdot f_1 \cdot d_S \cdot f_2}{i_P \cdot \eta_P} = 0.098 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_D := M_G + M_{GT} + M_{KSM} = 0.101 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Výpočet momentů setrvačnosti

$$J_{motoru} := 0.00024 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

...moment setrvačnosti motoru

$$J_P := 0 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

...moment setrvačnosti převodovky

$$D_2 := 30 \text{ mm} \quad \dots \text{vnější průměr spojky}$$

$$d_2 := 12 \text{ mm} \quad \dots \text{vnitřní průměr spojky} \quad \rho := 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad \dots \text{hustota oceli}$$

$$b_2 := 35 \text{ mm} \quad \dots \text{délka spojky}$$

$$J_2 := 0.5 \cdot \pi \cdot \rho \cdot b_2 \cdot \left(\left(\frac{D_2}{2} \right)^4 - \left(\frac{d_2}{2} \right)^4 \right) = (2.129 \cdot 10^{-5}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad \dots \text{moment setrvačnosti pružné spojky}$$

$$d_s := 20 \text{ mm} \quad \dots \text{vnější průměr šroubu}$$

$$b_s := 1219 \text{ mm} \quad \dots \text{délka šroubu}$$

$$J_s := 0.5 \cdot \pi \cdot \rho \cdot b_s \cdot \left(\frac{d_s}{2} \right)^4 = (1.503 \cdot 10^{-4}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad \dots \text{moment setrvačnosti šroubu}$$

$$J_m := M \cdot \left(\frac{S}{2 \cdot \pi} \right)^2 = (7.599 \cdot 10^{-5}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad \dots \text{moment setrvačnosti posuvných hmot}$$

$$J_{rhm} := J_{motoru} + J_P + \frac{J_2}{i_P^2} + \frac{J_s}{i_P^2} + \frac{J_m}{i_P^2} = (4.876 \cdot 10^{-4}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad \dots \text{celkový moment setrvačnosti}$$

Výsledný moment potřebný na motoru z dynamického hlediska:

$$M_{celkD} := \varepsilon_m \cdot J_{rhm} + M_D = 1.633 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Výpočet doby rozběhu a dráhy rozběhu

$$t_r := \frac{J_{rhm} \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot \frac{v}{S} \right)}{(M_{celkD} - M_D) \cdot \eta_v \cdot \eta_s \cdot \eta_L} = 0.05 \text{ s} \quad \dots \text{doba rozběhu a doběhu na požadovanou rychlost}$$

$$s_r := 0.5 \cdot v \cdot t_r = 0.005 \text{ m} \quad \dots \text{dráha uražená při rozběhu-doběhu}$$

$$t := 2 \cdot t_r + \frac{L - 2 \cdot s_r}{v} = 5.3 \text{ s} \quad \dots \text{celkový čas pro překonání osy po celém výsuvu}$$

Kontrola dynamických poměrů

$$J_{x1} := 1.5 \cdot J_{motoru} = (3.6 \cdot 10^{-4}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{x2} := 3 \cdot J_{motoru} = (7.2 \cdot 10^{-4}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{rhm} = (4.876 \cdot 10^{-4}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Kontrola momentových a otáčkových požadavků

$$k := 1.2^\circ$$

...úhel kroku motoru

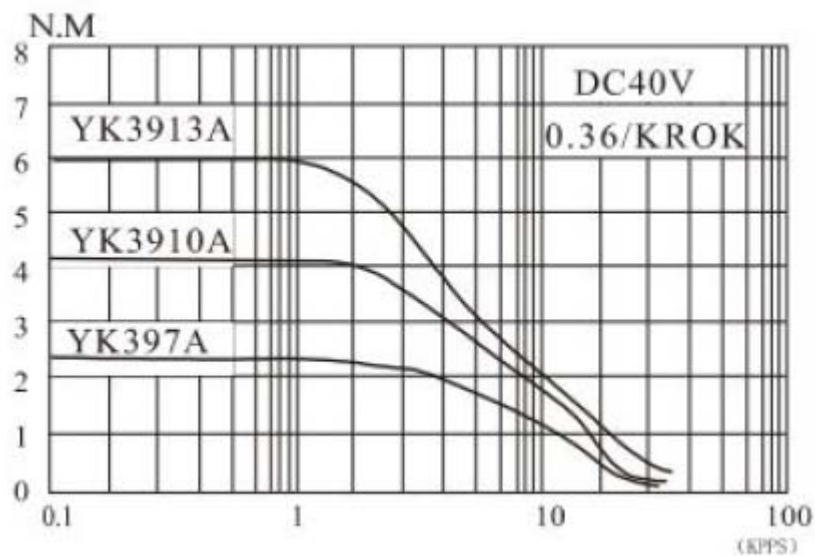
$$PPS_R := \frac{n_{max}}{60} \cdot \frac{360}{k} = (5.73 \cdot 10^3) \frac{1}{s}$$

...stanovení počtu pulzů na motoru při rychloposuvu

$$v_o := 0.04 \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1} \quad n_o := \frac{v_o}{S} = 240 \frac{1}{\text{min}}$$

$$PPS_O := \frac{n_o}{60} \cdot \frac{360}{k} = (1.146 \cdot 10^3) \frac{1}{s}$$

...stanovení počtu pulzů na motoru při obrábění



Momentová charakteristika krokového motoru: YK3910A

Kontrola

Obrábění

$$PPS_O = (1.146 \cdot 10^3) \frac{1}{s}$$

$$M_{celkS} = 3.144 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Rychloposuv

$$PPS_R = (5.73 \cdot 10^3) \frac{1}{s}$$

$$M_{celkD} = 1.633 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Výpočet teoretické přesnosti pohonu (při idealizaci absolutně tuhé nosné konstrukce)

Parametry kuličkového šroubu

$$C_7 := 50 \mu\text{m} \quad \dots \text{přesnost kuličkového šroubu na 300mm délky}$$

Vstupní parametry motoru

$$\beta := 1.2^\circ \quad \dots \text{úhel kroku}$$

$$\alpha := 5\% \cdot \beta = 0.06^\circ \quad \dots \text{odchylka jednoho kroku krokového motoru}$$

Výpočet přesnosti pohybového šroubu + pro kritickou délku 500mm

$$\delta_{\text{šroubu}} := C_7 \cdot \frac{L}{300 \cdot \text{mm}} = 175 \mu\text{m} \quad \delta_{\text{šroubu}} := C_7 \cdot \frac{500 \text{ mm}}{300 \cdot \text{mm}} = 83.333 \mu\text{m}$$

Výpočet přesnosti krokového motoru

$$x_{\text{jeden}} := \frac{\beta \cdot S}{360^\circ} = 33.333 \mu\text{m} \quad \dots \text{uražená vzdálenost posuvu při jednom kroku motoru}$$

$$\delta_{\text{motoru_jeden}} := x_{\text{jeden}} \cdot 0.05 = 1.667 \mu\text{m} \quad \dots \text{přesnost kroku nekumulativní}$$

$$\delta_{\text{motoru_osy}} := \frac{L}{S} \cdot \frac{360^\circ}{\beta} = 3.15 \cdot 10^4 \quad \dots \text{počet kroků}$$

$$X := \delta_{\text{motoru_jeden}} \cdot \delta_{\text{motoru_osy}} = 52.5 \text{ mm} \quad \dots \text{výsledná teoretická přesnost při posuvu (kumulativní)}$$

Výpočet přesnosti vlivem vzpěrné tuhosti pohybového šroubu

$$L_1 := 105 \text{ mm} \quad \dots \text{první krajní pozice matice KŠ}$$

$$L_2 := 1100 \text{ mm} \quad \dots \text{druhá krajní pozice matice KŠ}$$

$$E := 2.06 \cdot 10^5 \text{ MPa} \quad \dots \text{Youngův modul pružnosti}$$

$$K_{s1} := \frac{\pi \cdot d_s^2}{4} \cdot E \cdot \frac{1}{L_1} = 414.434 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}} \quad K_{s2} := \frac{\pi \cdot d_s^2}{4} \cdot E \cdot \frac{1}{L_2} = 39.56 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}}$$

...Axiální tuhosti kuličkového šroubu v krajních polohách

$$\delta_1 := \frac{F_a + F_s}{K_{s1}} = 2.775 \mu\text{m}$$

$$\delta_2 := \frac{F_a + F_s}{K_{s2}} = 29.07 \mu\text{m}$$

$$\delta_{\text{tuhost}} := \delta_2 - \delta_1 = 26.295 \mu\text{m}$$

...přesnost vlivem tuhosti

Celková přesnost osy Y

$$\delta := \delta_{\text{tuhost}} + \delta_{\text{sroubu}} + \delta_{\text{motoru_jeden}} = 111.295 \mu\text{m} \quad \dots \text{výsledná teoretická přesnost činí } \pm$$

Dimenzování a kontrola lineárního vedení

Vstupní parametry

Výpočet momentového zatížení ložiskových domků při souměrném rozložení kroutícího momentu na dva vozíky.

$h := 285 \text{ mm}$...vzdálenost bodu působení síly do bodu mezi valivými tanky

$F_M := 1000 \text{ N}$...ekvivalentní statická síla na hrotu nástroje

$P := 10456.1 \text{ N}$...ekvivalentní statické zatížení (odvozeno z MKP)

$M_{XV} := 1.2 \text{ kN} \cdot \text{m}$...přípustný statický moment osa X

$M_{ZV} := 0.94 \text{ kN} \cdot \text{m}$...přípustný statický moment osa Y

$C_0 := 27.4 \text{ kN}$...přípustná statická únosnost

Kontrola - přípustný statický moment

$M_X := F_M \cdot h = 285 \text{ N} \cdot \text{m}$...Ekvivalentní statický moment - okolo osy X

$M_Z := M_X = 285 \text{ N} \cdot \text{m}$...Ekvivalentní statický moment - okolo osy Y

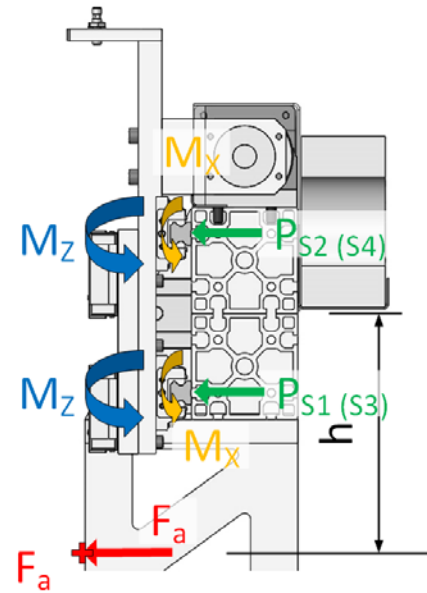
Kontrola - statická konstrukční bezpečnost

$f_{SL} := \frac{C_0}{P} = 2.62$...silová konstrukční bezpečnost

$f_{SMX} := \frac{M_{XV}}{M_X} = 4.211$ $f_{SMY} := \frac{M_{ZV}}{M_Z} = 3.298$...momentová konstrukční bezpečnost

Výpočet životnosti

$f_t := 1$...faktor teplotní
$f_h := 1$...faktor tvrdosti
$f_w := 2.5$...faktor zatížení
v	...rychlost při zatížení
$C_{dyn} := 19800 \text{ N}$...dynamická únosnost



	P (N)	v ($m \cdot s^{-1}$)	...tabulka zátěžných stavů
Maximální síla při rychloposuvu	10456.1	0.23	
Frézování - směr X	9227.1	0.036	
Frézování - směr Y	10456.1	0.036	
Vrtání - směr Z	1456.7	0.036	

$$L_z := \left(\frac{f_t \cdot f_h \cdot C_{dyn}}{f_w \cdot P} \right) \cdot 50 \text{ km} = \begin{bmatrix} 37.873 \\ 42.917 \\ 37.873 \\ 271.847 \end{bmatrix} \text{ km} \quad \dots \text{teoretická životnost v kilometrech}$$

$$L_h := \frac{L_z}{v} = \begin{bmatrix} 1.906 \\ 13.798 \\ 12.176 \\ 87.399 \end{bmatrix} \text{ day} \quad \dots \text{teoretická životnost v časovém intervalu}$$

PŘÍLOHA č. 3

Analytické výpočty kinematických řetězců pohybové osy X

Analytický výpočet pohybové osy X CNC výrobního zařízení

Parametry kuličkového šroubu

$S := 10 \text{ mm}$...stoupání kuličkového šroubu
$x := 4$...počet valiv. tanků
$\eta_v := 0.98^x = 0.922$...účinnost valivého vedení
$\eta_s := 0.92$...účinnost matice kuličkového šroubu
$y := 2$...počet kuličkových ložisek - uložení
$\eta_L := 0.97^y = 0.941$...účinnost uložení kuličkového šroubu
$\eta_P := 1$...účinnost převodovky
$i_P := 1$...převodový poměr vloženého převodu
$d_L := 15 \text{ mm}$...průměr hřídele pro ložisko
$d_S := 16.4 \text{ mm}$...střední průměr KŠM

Vstupní parametry

$F_a := 500 \text{ N}$...požadovaná axiální síla
$a := 5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$...požadované zrychlení osy
$v := 12000 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1} = 0.2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$...požadovaná rychlost osy
$M := 70 \text{ kg}$...hmotnost posouvané části osy $g := 9.82 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
$G := M \cdot g = 687.4 \text{ N}$...tíhová síla
$F_s := a \cdot M = 350 \text{ N}$...setrvačná síla posouvající se hmoty
$\alpha := 0^\circ = 0 \text{ rad}$...úhel sklonu vedení
$f_1 := 0.005$...součinitel tření ve vodících plochách
$f_2 := 0.003$...součinitel tření v KŠM
$f_3 := 0.003$...součinitel tření redukovaný na poloměr čepu

Výpočtový návrh kuličkového šroubu

Vstupní parametry

$$n_{max} := \frac{v}{S} = (1.2 \cdot 10^3) \frac{1}{min}$$

...otáčky při maximální rychlosti posuvu

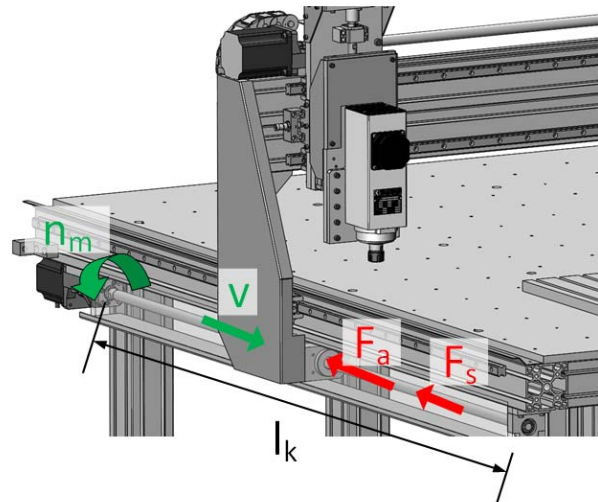
$$l_k := 1600 \text{ mm}$$

...nepodepřená délka hřídele

$$k_d := 1.88 \cdot \frac{mm}{min}$$

$$k_k := 2.05 \cdot N \cdot mm^{-2}$$

...koeficienty závislosti na uložení (pevné-volné)



Dimenzování

$$d_k := \frac{n_{max} \cdot l_k^2}{k_d \cdot 0.8 \cdot 10^8} = 20.426 \text{ mm}$$

...minimální přípustný průměr šroubu

Parametry zvoleného kuličkového šroubu:

$$d_{min} := 16.4 \text{ mm}$$

...minimální průměr zvoleného šroubu

Kontrola a bezpečnost

$$F_{max} := k_k \cdot \frac{d_{min}^4}{l_k^2} \cdot 10^5 = (5.793 \cdot 10^3) \text{ N}$$

...maximální dovolená provozní síla

$$k_b := \frac{F_{max}}{F_a} = 11.586$$

...bezpečnost proti přetížení

Životnost

$$C_{dyn} := 10600 \text{ N}$$

...dynamická únosnost

v_{Sm}

...kritická rychlost

F_{Sm}

...smluvní zátěžná síla

F_{Sm}

v_{Sm}

(N) ($m \cdot s^{-1}$)

Maximální zátěžná síla při maximální rychlosti rychloposuvu

700 0.23

Maximální zátěžná síla při maximální rychlosti obrábění (hliník)

700 0.044

675 0.032

Vypočítaná zátěžná síla a rychlost při obrábění stanovených materiálů

625 0.036

540 0.044

$$n_{Sm} := \frac{v_{Sm}}{S} = \begin{bmatrix} 1.38 \cdot 10^3 \\ 264 \\ 192 \\ 216 \\ 264 \end{bmatrix} \frac{1}{\text{min}}$$

n_{Sm} ...kritické otáčky

$$L_n := \left(\frac{C_{dyn}}{F_{Sm}} \right)^3 \cdot 10^6 = \begin{bmatrix} 3.472 \cdot 10^9 \\ 3.472 \cdot 10^9 \\ 3.873 \cdot 10^9 \\ 4.878 \cdot 10^9 \\ 7.564 \cdot 10^9 \end{bmatrix}$$

L_n ...životnost šroubu v otáčkách

$$L_h := \frac{L_n}{n_{Sm}} = \begin{bmatrix} 1.747 \cdot 10^3 \\ 9.134 \cdot 10^3 \\ 1.401 \cdot 10^4 \\ 1.568 \cdot 10^4 \\ 1.99 \cdot 10^4 \end{bmatrix} \text{day}$$

L_h ...životnost šroubu v hodinách

Návrh pohonu

Statické hledisko

$$M_F := \frac{(F_a + F_s) \cdot S}{2 \cdot \pi \cdot \eta_P \cdot i_P} = 1.353 \text{ N} \cdot \text{m}$$

...moment zátěže od akčních sil

$$M_G := \frac{G \cdot \sin(\alpha) \cdot S}{2 \cdot \pi \cdot \eta_P \cdot i_P} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

...moment od tíhové složky

$$M_{GT} := \frac{G \cdot f_1 \cdot \cos(\alpha) \cdot S}{2 \cdot \pi \cdot i_P \cdot \eta_P} = 0.005 \text{ N} \cdot \text{m}$$

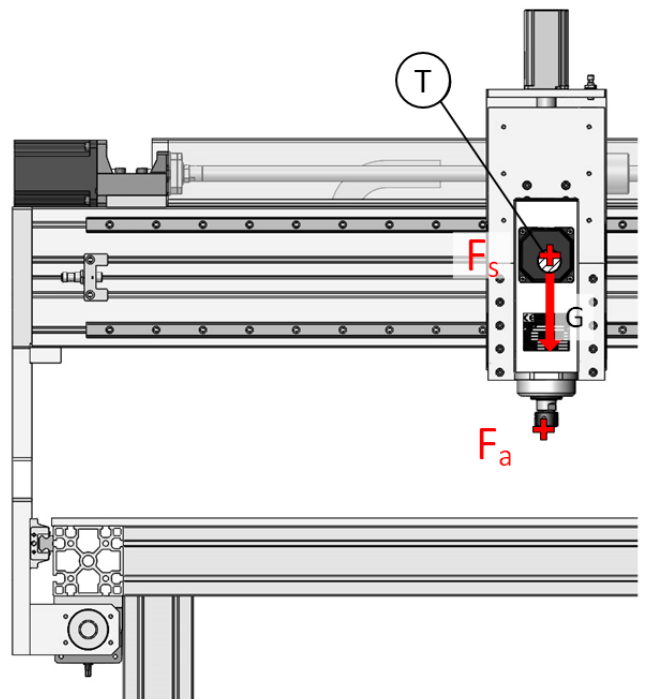
...moment od třecích sil přesouvaných hmot

$$M_L := \frac{0.5 \cdot (F_a + F_s + G \cdot \cos(\alpha) \cdot f_1) \cdot d_L \cdot f_3}{i_P \cdot \eta_P} = 0.019 \text{ N} \cdot \text{m}$$

...moment zátěže od třecích sil v ložisku

$$F_p := 0.35 \cdot (F_a + F_s) = 297.5 \text{ N}$$

...předeplácí síla matice kuličkového šroubu



$$M_{KSM} := \frac{F_p \cdot S}{2 \cdot \pi \cdot i_P \cdot \eta_P} \cdot (1 - \eta_s^2) + \frac{0.5 \cdot (F_a + F_s + G \cdot \cos(\alpha)) \cdot f_1 \cdot d_s \cdot f_2}{i_P \cdot \eta_P} = 0.094 \text{ N} \cdot \text{m}$$

...moment od předeptnutí
kuličkového šroubu

$L := 1550 \text{ mm}$...délka šroubu (výsuv)

$a_1 := 250 \text{ mm}$ $b_1 := 300 \text{ mm}$...parametry vzdálenosti od kuličkového šroubu

$$F_{TV} := \frac{3 \cdot (F_a + F_s) \cdot a_1}{L} + G \cdot f_1 \cdot \cos(\alpha) = 414.727 \text{ N}$$

$$M_{FTV} := \frac{F_{TV} \cdot S}{2 \cdot \pi \cdot i_P \cdot \eta_P} = 0.66 \text{ N} \cdot \text{m}$$

...moment zátěže od vyosení axiální síly

(pozor změna oproti jinému úhlu)

Výsledný moment potřebný na motoru ze statického hlediska:

$$M_{celkS} := \frac{M_F + M_G + M_{GT} + M_L + M_{KSM} + M_{FTV}}{\eta_v \cdot \eta_s \cdot \eta_L} = 2.669 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Kinematické hledisko

$$\varepsilon_s := \frac{a \cdot 2 \cdot \pi}{S} = (3.142 \cdot 10^3) \frac{1}{s^2}$$

...úhlové zrychlení šroubu

$$\varepsilon_m := \varepsilon_s \cdot i_P = (3.142 \cdot 10^3) \frac{1}{s^2}$$

...úhlové zrychlení motoru

Dynamické hledisko

$$M_G := \frac{G \cdot \sin(\alpha) \cdot S}{2 \cdot \pi \cdot i_P \cdot \eta_P} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$$

...moment od tíhy přesouvaných hmot

(pozor změna oproti jinému úhlu)

$$M_{GT} := \frac{G \cdot f_1 \cdot \cos(\alpha) \cdot S}{2 \cdot \pi \cdot i_P \cdot \eta_P} = 0.005 \text{ N} \cdot \text{m}$$

...momenty pasivních odporů

$$M_{KSM} := \frac{F_p \cdot S}{2 \cdot \pi \cdot i_P \cdot \eta_P} \cdot (1 - \eta_s^2) + \frac{0.5 \cdot G \cdot \cos(\alpha) \cdot f_1 \cdot d_s \cdot f_2}{i_P \cdot \eta_P} = 0.073 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_D := M_G + M_{GT} + M_{KSM} = 0.078 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Výpočet momentů setrvačnosti

$$J_{motoru} := 0.00024 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad \dots \text{moment setrvačnosti motoru}$$

$$J_P := 0 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad \dots \text{moment setrvačnosti převodovky}$$

$$D_2 := 30 \text{ mm} \quad \dots \text{vnější průměr spojky}$$

$$d_2 := 12 \text{ mm} \quad \dots \text{vnitřní průměr spojky} \quad \rho := 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad \dots \text{hustota oceli}$$

$$b_2 := 35 \text{ mm} \quad \dots \text{délka spojky}$$

$$J_2 := 0.5 \cdot \pi \cdot \rho \cdot b_2 \cdot \left(\left(\frac{D_2}{2} \right)^4 - \left(\frac{d_2}{2} \right)^4 \right) = (2.129 \cdot 10^{-5}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \dots \text{moment setrvačnosti pružné spojky}$$

$$d_s := 20 \text{ mm} \quad \dots \text{vnější průměr šroubu}$$

$$b_s := 1728 \text{ mm} \quad \dots \text{délka šroubu}$$

$$J_s := 0.5 \cdot \pi \cdot \rho \cdot b_s \cdot \left(\frac{d_s}{2} \right)^4 = (2.131 \cdot 10^{-4}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad \dots \text{moment setrvačnosti šroubu}$$

$$J_m := M \cdot \left(\frac{S}{2 \cdot \pi} \right)^2 = (1.773 \cdot 10^{-4}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad \dots \text{moment setrvačnosti posuvných hmot}$$

$$J_{rhm} := J_{motoru} + J_P + \frac{J_2}{i_P^2} + \frac{J_s}{i_P^2} + \frac{J_m}{i_P^2} = (6.517 \cdot 10^{-4}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad \dots \text{celkový moment setrvačnosti}$$

Výsledný moment potřebný na motoru z dynamického hlediska:

$$M_{celkD} := \varepsilon_m \cdot J_{rhm} + M_D = 2.126 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Výpočet doby rozběhu a dráhy rozběhu

$$t_r := \frac{J_{rhm} \cdot \left(2 \cdot \pi \cdot \frac{v}{S} \right)}{(M_{celkD} - M_D) \cdot \eta_v \cdot \eta_s \cdot \eta_L} = 0.05 \text{ s} \quad \dots \text{doba rozběhu a doběhu na požadovanou rychlost}$$

$$s_r := 0.5 \cdot v \cdot t_r = 0.005 \text{ m} \quad \dots \text{dráha uražená při rozběhu-doběhu}$$

$$t := 2 \cdot t_r + \frac{L - 2 \cdot s_r}{v} = 7.8 \text{ s} \quad \dots \text{celkový čas pro překonání osy po celém výsuvu}$$

Kontrola dynamických poměrů

$$J_{x1} := 1.5 \cdot J_{motoru} = (3.6 \cdot 10^{-4}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{x2} := 3 \cdot J_{motoru} = (7.2 \cdot 10^{-4}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{rhm} = (6.517 \cdot 10^{-4}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Kontrola momentových a otáčkových požadavků

$$k := 1.2^\circ$$

...úhel kroku motoru

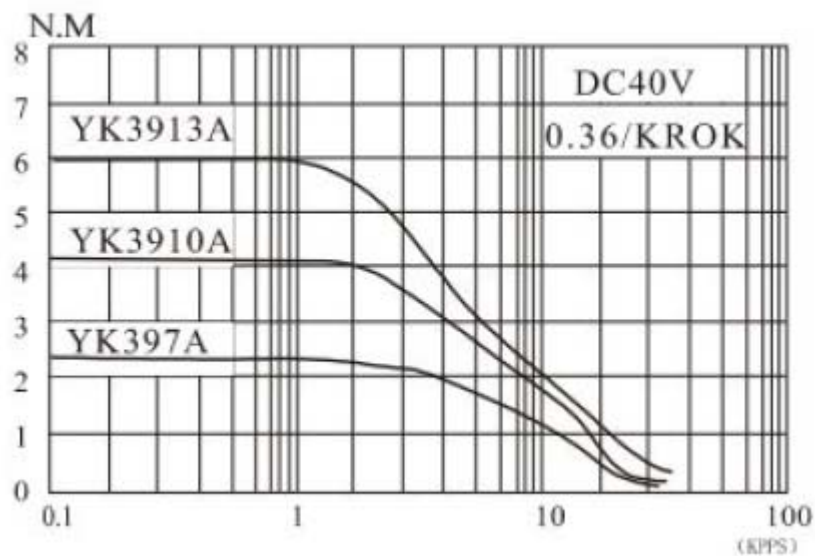
$$PPS_R := \frac{n_{max}}{60} \cdot \frac{360}{k} = (5.73 \cdot 10^3) \frac{1}{s}$$

...stanovení počtu pulzů na motoru při rychloposuvu

$$v_o := 0.04 \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1} \quad n_o := \frac{v_o}{S} = 240 \frac{1}{\text{min}}$$

$$PPS_O := \frac{n_o}{60} \cdot \frac{360}{k} = (1.146 \cdot 10^3) \frac{1}{s}$$

...stanovení počtu pulzů na motoru při obrábění



Momentová charakteristika krokového motoru: YK3910A

Kontrola

Obrábění

$$PPS_O = (1.146 \cdot 10^3) \frac{1}{s}$$

$$M_{celkS} = 2.669 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Rychloposuv

$$PPS_R = (5.73 \cdot 10^3) \frac{1}{s}$$

$$M_{celkD} = 2.126 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Výpočet teoretické přesnosti pohonu (při idealizaci absolutně tuhé nosné konstrukce)

Parametry kuličkového šroubu

$$C_7 := 50 \mu\text{m} \quad \dots \text{přesnost kuličkového šroubu na 300mm délky}$$

Vstupní parametry motoru

$$\beta := 1.2^\circ \quad \dots \text{úhel kroku}$$

$$\alpha := 5\% \cdot \beta = 0.06^\circ \quad \dots \text{odchylka jednoho kroku krokového motoru}$$

Výpočet přesnosti pohybového šroubu + pro kritickou délku 500mm

$$\delta_{\text{šroubu}} := C_7 \cdot \frac{L}{300 \cdot \text{mm}} = 258.333 \mu\text{m} \quad \delta_{\text{šroubu}} := C_7 \cdot \frac{500 \text{ mm}}{300 \cdot \text{mm}} = 83.333 \mu\text{m}$$

Výpočet přesnosti krokového motoru

$$x_{\text{jeden}} := \frac{\beta \cdot S}{360^\circ} = 33.333 \mu\text{m} \quad \dots \text{uražená vzdálenost posuvu při jednom kroku motoru}$$

$$\delta_{\text{motoru_jeden}} := x_{\text{jeden}} \cdot 0.05 = 1.667 \mu\text{m} \quad \dots \text{přesnost kroku nekumulativní}$$

$$\delta_{\text{motoru_osy}} := \frac{L}{S} \cdot \frac{360^\circ}{\beta} = 4.65 \cdot 10^4 \quad \dots \text{počet kroků}$$

$$X := \delta_{\text{motoru_jeden}} \cdot \delta_{\text{motoru_osy}} = 77.5 \text{ mm} \quad \dots \text{výsledná teoretická přesnost při posuvu (kumulativní)}$$

Výpočet přesnosti vlivem vzpěrné tuhosti pohybového šroubu

$$L_1 := 105 \text{ mm} \quad \dots \text{první krajní pozice matice KŠ}$$

$$L_2 := 1600 \text{ mm} \quad \dots \text{druhá krajní pozice matice KŠ}$$

$$E := 2.06 \cdot 10^5 \text{ MPa} \quad \dots \text{Youngův modul pružnosti}$$

$$K_{s1} := \frac{\pi \cdot d_s^2}{4} \cdot \frac{E}{L_1} = 414.434 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}} \quad K_{s2} := \frac{\pi \cdot d_s^2}{4} \cdot \frac{E}{L_2} = 27.197 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}}$$

...Axiální tuhosti kuličkového šroubu v krajních polohách

$$\delta_1 := \frac{F_a + F_s}{K_{s1}} = 2.051 \mu\text{m}$$

$$\delta_2 := \frac{F_a + F_s}{K_{s2}} = 31.253 \mu\text{m}$$

$$\delta_{\text{tuhost}} := \delta_2 - \delta_1 = 29.202 \mu\text{m}$$

...přesnost vlivem tuhosti

Celková přesnost osy X

$$\delta := \delta_{\text{tuhost}} + \delta_{\text{sroubu}} + \delta_{\text{motoru_jeden}} = 114.202 \mu\text{m} \quad \dots \text{výsledná teoretická přesnost činí } \pm$$

Dimenzování a kontrola lineárního vedení

Vstupní parametry

Výpočet momentového zatížení ložiskových domků při souměrném rozložení kroutícího momentu na dva vozíky.

$$h := 150 \text{ mm} \quad \dots \text{vzdálenost bodu působení síly do bodu mezi valivými tanky v ose X}$$

$$l := \frac{1200}{2} \text{ mm} = 600 \text{ mm} \quad \dots \text{vzdálenost bodu působení síly do bodu mezi valivými tanky v ose Y (polovina délky portálu)}$$

$$F_M := 1000 \text{ N} \quad \dots \text{ekvivalentní statická síla na hrotu nástroje}$$

$$P := 14294.4 \text{ N} \quad \dots \text{ekvivalentní statické zatížení (odvozeno z MKP)}$$

$$M_{XV} := 1.87 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad \dots \text{přípustný statický moment osa X}$$

$$M_{ZV} := 0.307 \cdot 2 \text{ kN} \cdot \text{m} = 0.614 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad \dots \text{přípustný statický moment osa Y}$$

$$C_0 := 35.8 \text{ kN} \quad \dots \text{přípustná statická únosnost}$$

Kontrola - přípustný statický moment

$$M_X := F_M \cdot h = 150 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \dots \text{Ekvivalentní statický moment - okolo osy X}$$

$$M_Z := \frac{F_M}{2} \cdot l = 300 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \dots \text{Ekvivalentní statický moment - okolo osy Y}$$

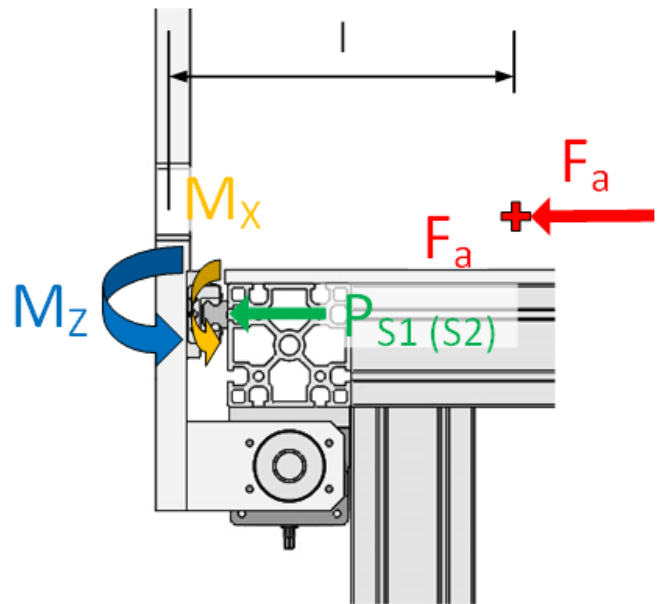
Kontrola - statická konstrukční bezpečnost

$$f_{SL} := \frac{C_0}{P} = 2.504 \quad \dots \text{silová konstrukční bezpečnost}$$

$$f_{SMX} := \frac{M_{XV}}{M_X} = 12.467 \quad f_{SMY} := \frac{M_{ZV}}{M_Z} = 2.047 \quad \dots \text{momentová konstrukční bezpečnost}$$

Výpočet životnosti

$f_t := 1$...faktor teplotní
$f_h := 1$...faktor tvrdosti
$f_w := 2.5$...faktor zatížení
v	...rychlost při zatížení
$C_{dyn} := 23900 \text{ N}$...dynamická únosnost



	P	v	...tabulka zátěžných stavů
Maximální síla při rychloposuvu	(N)	$(m \cdot s^{-1})$	
	14294.4	0.23	
Frézování - směr X	4960.4	0.036	
Frézování - směr Y	14294.4	0.036	
Vrtání - směr Z	3581.4	0.036	

$$L_z := \left(\frac{f_t \cdot f_h \cdot C_{dyn}}{f_w \cdot P} \right) \cdot 50 \text{ km} = \begin{bmatrix} 33.44 \\ 96.363 \\ 33.44 \\ 133.467 \end{bmatrix} \text{ km} \quad \text{...teoretická životnost v kilometrech}$$

$$L_h := \frac{L_z}{v} = \begin{bmatrix} 1.683 \\ 30.981 \\ 10.751 \\ 42.91 \end{bmatrix} \text{ day} \quad \text{...teoretická životnost v časovém intervalu}$$