



Návrh portálové CNC frézky

Diplomová práce

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

Konstrukce strojů a zařízení

Autor práce:

Bc. Ondřej Uher

Vedoucí práce:

Ing. Petr Zelený, Ph.D.

Katedra výrobních systémů a automatizace





Zadání diplomové práce

Návrh portálové CNC frézky

Jméno a příjmení: **Bc. Ondřej Uher**
Osobní číslo: S16000330
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: Konstrukce strojů a zařízení
Zadávací katedra: Katedra výrobních systémů a automatizace
Akademický rok: **2019/2020**

Zásady pro vypracování:

Hlavním cílem práce je navrhnout konstrukci portálové CNC frézky pro obrábění hliníkových slitin a kompozitů. Požadované rozměry pracovního prostoru 950x600 mm a v ose Z 200 mm.

- 1) Rešerše existujících řešení a stav výzkumu v dané oblasti.
- 2) Definování požadovaných parametrů na konstrukci.
- 3) Potřebné výpočty a návrh pohonů.
- 4) Konstrukční řešení dle požadovaných parametrů a rozměrů stroje.

Rozsah grafických prací:
Rozsah pracovní zprávy:
Forma zpracování práce:
Jazyk práce:

dle potřeby
60 stran včetně příloh
tištěná/elektronická
Čeština



Seznam odborné literatury:

- [1] MAREK, J. Konstrukce CNC obráběcích strojů III. Praha: MM publishing, s.r.o., 2014, 684 stran. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.
[2] SHIGLEY, J. E., Ch. R. MISCHKE, R. G. BUDYNAS, M. HARTL a M. VLK. Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Brno: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
[3] LEINVEBER, J. a P. VÁVRA. Strojnické tabulky. Praha: Albra, 2011. 927s. ISBN 978-80-7361-081-4.

Vedoucí práce:

Ing. Petr Zelený, Ph.D.
Katedra výrobních systémů a automatizace

Datum zadání práce:

20. listopadu 2019

Předpokládaný termín odevzdání:

20. května 2021

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan

L.S.

Ing. Petr Zelený, Ph.D.
vedoucí katedry

Prohlášení

Prohlašuji, že svou diplomovou práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti Technickou univerzitu v Liberci; v tomto případě má Technická univerzita v Liberci právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má diplomová práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

24. března 2020

Bc. Ondřej Uher

Poděkování:

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu práce panu Ing. Petru Zelenému Ph.D. za podporu při tvorbě a konzultacích diplomové práce. Dále bych rád poděkoval panu Prof. Ing. Přemyslu Pokornému, CSc. za realizaci TEP programu.

Tato práce byla částečně podpořena Studentskou grantovou soutěží Technické univerzity v Liberci v rámci projektu Optimalizace v oblasti výrobních systémů, 3D technologií a automatizace č. SGS-2019-5011.

Návrh portálové CNC frézky

Anotace:

Tato práce se zabývá v teoretické části shrnutím moderních trendů v oblasti strojírenských výrobních podniků zaměřených na kovoobrábění. Především trendy v rámci Průmyslu 4.0 a internetu věcí. Ve druhé části je analyticky popsán návrh CNC portálové frézky pro obrábění hliníkových slitin a kompozitních materiálů. Spolu s frézku byl vyvinut také inovativní automatický výměník nástrojů se zásobníkem. Celý návrh zařízení byl uvažován s ohledem na co nejnižší možné náklady na pořízený materiál pro výrobu.

Klíčová slova:

Průmysl 4.0, Internet věcí, Automatizace, Digitální továrna, Prediktivní údržba, Digitální dvojče, Portálová CNC frézka, Automatický výměník nástrojů.

Design of CNC portal milling machine

Annotation:

This thesis focuses in the theoretical part on summary of modern trends in the field of manufacturing companies focused on metalworking. Especially trends in Industry 4.0 and Internet of Things. The second part analytically describes the design process of a CNC portal milling machine for machining aluminum alloys and composite materials. An innovative automatic tool changer with a magazine has also been developed together with this milling machine. The whole design of the device was considered with regard to the lowest possible cost of the purchased material for production.

Keywords:

Industry 4.0, Internet of Things, Automation, Digital Factory, Predictive Maintenance, Digital Twin, Portal CNC milling machine, Automatic tool changer.

Obsah

1	ÚVOD	10
2	TRENDY V PRŮMYSLOVÉ VÝROBĚ	11
2.1	ANALÝZA VÝVOJE VE STROJÍRENSKÉ VÝROBNÍ TECHNICE	11
2.2	SOUČASNÉ TRENDY V OBLASTI OBRÁBĚCÍCH STROJŮ.....	12
2.2.1	<i>Inovace v oblasti mechanických staveb</i>	<i>12</i>
2.2.2	<i>Průmysl 4.0 a internet věcí</i>	<i>13</i>
2.2.3	<i>Automatizace.....</i>	<i>14</i>
2.2.4	<i>Digitální továrny</i>	<i>14</i>
2.2.5	<i>Prediktivní údržba.....</i>	<i>15</i>
2.2.6	<i>Digitální dvojče a simulace obrábění.....</i>	<i>16</i>
3	KONSTRUKCE OBRÁBĚCÍCH STROJŮ	17
3.1	TRENDY V KONSTRUKCI OBRÁBĚCÍCH STROJŮ.....	17
3.2	NOSNÉ SOUSTAVY	18
3.2.1	<i>Materiály pro nosné soustavy</i>	<i>18</i>
3.2.2	<i>Přírodní materiály.....</i>	<i>19</i>
3.2.3	<i>Konstrukce nosných soustav.....</i>	<i>22</i>
3.3	POSUVOVÉ SOUSTAVY	24
3.3.1	<i>Vedení posuvových soustav</i>	<i>24</i>
3.3.2	<i>Kluzná vedení.....</i>	<i>25</i>
3.3.3	<i>Valivá vedení</i>	<i>26</i>
3.3.4	<i>Pohony posuvových soustav</i>	<i>29</i>
3.4	OBRÁBĚCÍ VŘETENA	33
3.5	AUTOMATICKÁ VÝMĚNA NÁSTROJŮ.....	35
4	KONSTRUKCE PORTÁLOVÉ FRÉZKY	37
4.1	VÝPOČET ŘEZNÝCH PODMÍNEK	39
4.1.1	<i>Čelní hrubování.....</i>	<i>39</i>
4.1.2	<i>Vrtání.....</i>	<i>42</i>
4.2	NÁVRH POLOHOVACÍHO ÚSTROJÍ FRÉZKY	43
4.2.1	<i>Návrh lineárního vedení osy Z.....</i>	<i>44</i>
4.2.2	<i>Návrh převodového ústrojí osy Z.....</i>	<i>47</i>
4.2.3	<i>Návrh lineárního vedení osy X.....</i>	<i>53</i>
4.2.4	<i>Návrh převodového ústrojí osy X.....</i>	<i>57</i>
4.2.5	<i>Návrh lineárního vedení osy Y.....</i>	<i>61</i>
4.2.6	<i>Maximální dovolené zatížení stolu</i>	<i>65</i>

4.2.7	Návrh převodového ústrojí osy Y	65
4.3	CENOVÁ KALKULACE	70
5	KONSTRUKCE AUTOMATICKÉHO VÝMĚNÍKU NÁSTROJŮ	71
5.1	KONCEPT	71
5.2	NÁVRH POHONU ANALYTICKÝM VÝPOČTEM	74
5.2.1	<i>Rozbor maximálních silových účinků převodu č.1</i>	<i>75</i>
5.2.2	<i>Rozbor maximálních silových účinků převodu č.2</i>	<i>76</i>
5.2.3	<i>Kontrola průhybu lavice s nástroji</i>	<i>77</i>
5.3	NÁVRH POHONU POMOCÍ AUTODESK DYNAMIC SIMULATION	78
5.3.1	<i>Rozbor maximálních silových účinků převodu č.1</i>	<i>79</i>
5.3.2	<i>Rozbor maximálních silových účinků převodu č. 2</i>	<i>80</i>
5.3.3	<i>Kroutící moment na hnacím hřídeli</i>	<i>82</i>
5.3.4	<i>Volba motoru a ovládání</i>	<i>82</i>
6	ZÁVĚR	85
	<i>Seznam použité literatury</i>	<i>89</i>
	<i>Seznam grafů</i>	<i>92</i>
	<i>Seznam tabulek</i>	<i>92</i>
	<i>Seznam obrázků</i>	<i>92</i>
	<i>Seznam Příloh</i>	<i>94</i>

Seznam symbolů a zkratk

κ_r - Úhel nastavení hlavního ostří	39
AC - Alternating curent	30
ae - Radiální hloubka řezu	39
C_0 [N] - Statická únosnost matice.....	57
CAM - Computer aided manufacturing	16
C_{dyn} [N] - Dynamická únosnost kuličkového šroubu	57
CNC - Computer numeric controll	19
f_n [mm/ot] - Posuv na otáčku	42
f_z [mm/zub] - Posuv na zub.....	39
i_1 - Převodový poměr náhonu lineárního výsuvu.....	73
i_2 - Převodový poměr náhonu klikového mechanismu	73
IoT - Internet of things	13
Kc1.1 - Specifická řezná síla	39
KŠM - Kuličkový šroub s maticí	31
m_c - Nárůst měrné řezné síly m_c	39
M_c [Nm] - Řezný moment.....	63
n [ot/min] - Otáčky.....	57
p [mm] - Stoupání kuličkového šroubu	57
SVA - Strategická výzkumná agenda.....	12
TPSVT - Technologická platforma strojírenská výrobní technika	12
t_r [s] - Čas zrychlení na max rychlost.....	57
UMATI - Universal machine technology interface.....	15
v_c - Řetná rychlost	39
v_f [m/min] - Posuv	57
z - Počet břitů.....	39
Z_1 - Počet zubů pastorku.....	73
γ_0 - Úhel čela γ_0	39
η - Účinnost motoru vřetene.....	39

1 Úvod

CNC obráběcí stroje jsou v dnešní době stále nepostradatelnou součástí výrobního podniku i když se na trhu vyskytují nové inovativní aditivní technologie jako je obecně nazývaný 3D tisk. Přesnost a produktivita současných CNC obráběcích strojů je velice vysoká v porovnání s minulými dekádami. S tím také koresponduje vysoká pořizovací cena za stroj a několikanásobně cena vyšší za celkový podnikový systém. Každá firma si musí dopředu vypočítat od jaké hladiny objemu výroby se jí moderní integrovaný systém vyplatí pořídit. Pokud se jedná o firmu, kde zákazník má vysoké požadavky na proces kvality a přesnost plánování dodávek, pak taková firma nejspíše bude investovat do nejmodernějších technologií. Na druhou stranu na trhu je stále spousta malých nebo začínajících firem, které si toto vybavení nemohou z finančního hlediska pořídit nebo to pro ně nedává ekonomický smysl. A proto v návrhu portálové frézky budu také zohledňovat potřeby malých a začínajících firem.

Téma této diplomové práce jsem si vybral z toho důvodu, že jsem si sám chtěl portálovou frézku postavit. Záměrem funkčnosti stroje, bylo obrábění součástí pro modelářství rádiem řízených letadel a také přesné obrábění různých forem pro dnes velice populární kompozitní materiály z uhlíkových vláken nebo vytvrditelných prepragů.

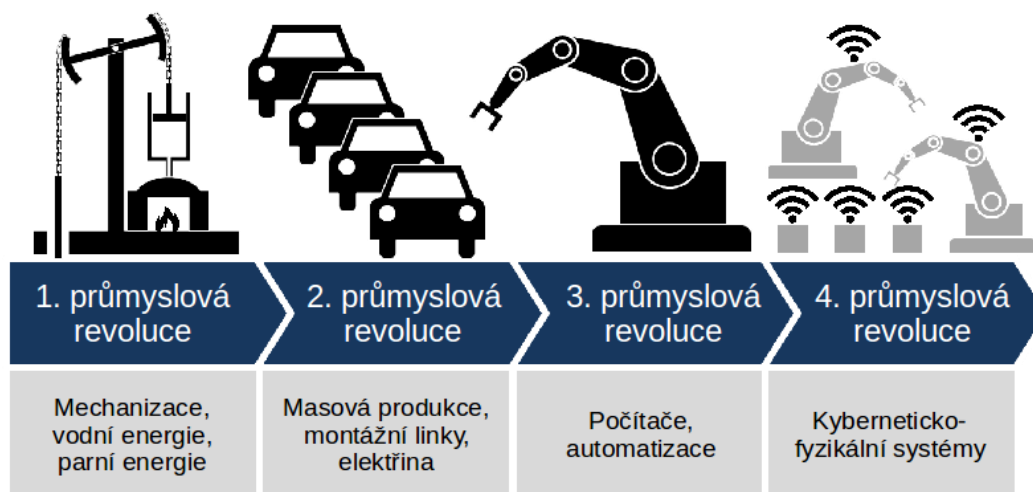
V této práci se zabývám provedení literární rešerše a zhodnocení současného stavu směrů ve strojírenství, především v kovoobráběcím průmyslu. Dále průzkum stavu výzkumu jednotlivých částí frézek. Z hlediska konstrukce má práce za cíl vyvinout CNC obráběcí portálovou frézku s vysokou přesností a co s nejnižšími náklady na stavební materiál. Tento stroj by měl být schopný obrábět hliníkové slitiny a kompozitní materiály. Obráběcí prostor frézky bude v osách X-Y: 950x600 mm a v ose Z 200 mm. Součástí práce je také inovativně pojatý návrh automatického výměníku nástrojů. Frézka tak bude mít možnost střídání obráběcích operací bez zásahu obsluhy. Bližší popis funkcí stroje pak bude pospán v dalších kapitolách.

2 Trendy v průmyslové výrobě

V této kapitole bych chtěl představit hlavní trendy ve výrobním průmyslu z pohledu historie a směru kterým se celé odvětví ubírá.

2.1 Analýza vývoje ve strojírenské výrobní technice

Pokud se podíváme na celkový vývoj strojírenství v lidské historii dala by se tato období rozdělit do několika časových úseků. Jednoznačně jako počátek rozvoje strojírenství se dá považovat průmyslová revoluce započatá v Anglii v 18. století, z dnešního pohledu známá jako 1. Průmyslová revoluce. Spočívala v přechodu od ruční výroby k manufakturám a strojní výrobě. Ikonickým strojem tohoto období se stal parní stroj, který našel uplatnění jak ve výrobě tak i v železniční a lodní dopravě. Dalším významným milníkem se na konci 19. století ukázala 2. Průmyslová revoluce která s sebou nesla velký skok v podobě elektrifikace a zavedení montážních linek do výroby. Tyto dva vynálezy měli velký vliv na urychlení růstu ekonomik a rozvoje společnosti. Neméně podstatným milníkem strojírenské historie se stala 3. Průmyslová revoluce, která vznikla vyvinutím automatizace a informačních technologií. Tímto zásadním vývojem se zvýšila produktivita a kvalita výroby jako celku. V současné době je frekventovaný pojem Průmysl 4.0. Z pohledu historie se jedná o označení 4. Průmyslové revoluce. Tento vývojový posun spočívá v nahrazování člověka jako lidské síly ve výrobě stroji. Člověk je považován článkem výroby, který snižuje produktivitu a pokud je to technicky proveditelné, nahradí se vhodným strojem.



Obr. 1: Přehled průmyslových revolucí [1]

2.2 Současné trendy v oblasti obráběcích strojů

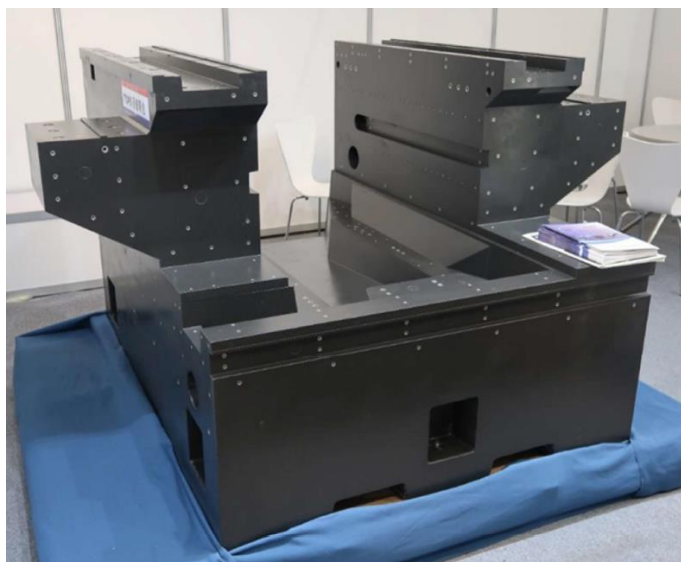
V dnešní době se konkurence na trhu s obráběcími stroji stále zvyšuje a rozdíly mezi produkty jednotlivými renomovanými výrobci se stírá. Z toho důvodu se jednotlivé společnosti snaží přijít na trh s něčím jedinečným co by zaujalo zákazníka, zvýšilo jeho zisk a produktivitu. Společnosti přicházejí s nabídkami nových funkcí strojů, konektivity, modularity a v neposlední řadě dokonale zpracovaným designem vnějšího krytování.

2.2.1 Inovace v oblasti mechanických staveb

Pojem obráběcí stroje zahrnuje širokou škálu výrobních zařízení od jednoduchých soustruhů až po velká multifunkční obráběcí centra. I když tyto zařízení se liší svým využitím z pohledu sériovosti a automatizace spojují je klíčové vývojové trendy v oblasti mechanických staveb.

Pro zvýšení konkurenceschopnosti na trhu obráběcích strojů vytvořila TPSVT - *Technologická platforma strojírenská výrobní technika (WWW.tpsvt.cz)*, strategický dokument SVA – *Strategická výzkumná agenda*. Je založen na analýzách konkurence a sledování výzkumu ve světě. Tyto informace jsou klíčem k identifikaci směrování vývojových kroků výrobních podniků. [2]

Dokument *Strategická výzkumná agenda - SVA* definoval několik významných oborových témat kterými je pro získání výhody před konkurencí potřeba zabývat. Jako jedno je uvedeno zvyšování geometrické a rozměrové přesnosti výsledného obrobku a jeho ploch. Dosažení těchto vlastností obrobku podmiňuje především zlepšení statické, dynamické tuhosti a teplotní stálosti konstrukci stroje. Mimo konvenční materiály pro výrobu rámu jako je šedá litina, polymerní betony nebo svařované konstrukce se experimentuje s využitím epoxy-granitu viz obr. 2. Tyto materiály mají výhodu v tom, že jsou schopné několikanásobně lépe tlumit vibrace vzniklé od obrábění a mají vysokou teplotní stálost. Na druhou stranu mají horší pevnostní vlastnosti než např. svařované ocelové konstrukce.



Obr. 2: Epoxy-granitové lože frézky [27]

2.2.2 Průmysl 4.0 a internet věcí

Jeden z nejvíce artikulovaných pojmů poslední dekády se stal Průmysl 4.0. Jak napovídá název, mělo by se jednat o čtvrtou průmyslovou revoluci. Tento pojem v sobě ve skutečnosti zahrnuje úplně nový směr myšlení a vize, jak by měla průmyslová výroba vypadat. Před příchodem tohoto směru se výrobci domnívali, že se vývoj technologií bude vyvíjet směrem centralizace řízení výroby, a že jeden centrální počítač bude řídit výrobu bez pomoci lidí. Tento přístup se ovšem změnil s příchodem nových IT technologií a rychlých 5G sítí. Principem Průmyslu 4.0 se totiž stala propojenost jednotlivých výrobních systémů a jejich schopnost na základě strojového učení se přizpůsobovat maximální možné produktivitě.

Tento rozvoj by ovšem nebyl možný bez **IoT** – *Internet of things* v překladu Internet věcí. Pod tímto pojmem se skrývá označení technologií, které přesahují nejen prostředí obráběcích strojů, ale zasahují do našich každodenních životů. Výrobci zařízení pro domácnost tento trend již několik let následují a proto je možné v našich domácnostech přes internet ovládat např. světla, topení, pračku, myčku, televizi a další spotřebiče. Výrobce tímto dopřává jistý komfort svým zákazníkům, ale v hlavní řadě získává cenná data o užívání zařízení. Tyto informace, které dostává prakticky v reálném čase může ihned použít k vylepšení produktové řady a zacílení marketingu.

Technologie IoT jsou ve strojírenství známé, ale jejich potenciál nebyl zatím plně využit. Je to způsobeno také tím, že hlavním tahounem IoT a Industry 4.0 nejsou primárně zákazníci a jejich poptávka, ale jsou to především výrobci. Konkrétně iniciátorem rozvoje digitální propojené výroby se stala společnost Siemens ve spojení s německou vládou. Ti tak chtěli novým technologiím přiřadit označení, aby bylo možné rozproudit debaty ohledně směru vývoje digitální komunikace a robotické automatizace ve výrobě.

2.2.3 Automatizace

V konvenčním výrobním podniku jsou obráběcí stroje relativně málo vytížené vzhledem k jejich pracovnímu potenciálu. Značnou část výrobního času zaberou vedlejší časy jako je manipulace s materiálem. Současným problémem ve výrobě je také nedostatek kvalifikované obsluhy strojů. Proto se pro zajištění efektivního toku energií začali používat v kombinaci s obráběcími centry angulární roboty. Tyto stroje svojí stavbou a cenou nejsou pro tuto aplikaci ideální. Spíše by bylo vhodnější navrhnout pro tyto potřeby jednoúčelový stroj. Nicméně vzhledem k zvyšování uživatelské přívětivosti, kdy je již možné robota přímo naučit požadovaný úkon, se jejich četnost ve výrobě zvyšuje. Roboty jsou v těchto případech řízeny přímo obráběcím strojem a jsou volány jednoduchou M funkcí z řídicího G programu. Tato propojená zařízení pak dávají informace nadřazeným systémům, které řídí tok informací a materiálu v rámci digitální továrny.

2.2.4 Digitální továrny

Při dnešním množství dat, která nám poskytují jednotlivá zařízení prostřednictvím IoT se naskytuje možnost tyto data sbírat, vyhodnocovat a propojovat jednotlivé zařízení. Pro tyto účely několik firem vyvinulo centrální řídicí systémy, které dokáží propojit stroje i třetích stran. Jsou to např. **Siemens** – Mindspher, **DMG MORI** – Adamos a **FANUC** – Field system. Tyto systémy propojují jednotlivá zařízení pomocí IoT, monitorují, vyhodnocují a pomocí umělé inteligence – IA optimalizují výrobu za účelem zvýšení produktivity a spolehlivosti. Údaje z jednotlivých strojů jsou sdílena s ří-

zením oddělení výroby, popřípadě managementem a v neposlední řadě také s oddělením údržby. To je pak na základě dat schopno stanovit predikci údržby na stroji a naplánovat odstávku.

Aby se Průmysl 4.0 a digitální továrny mohli do budoucna rychle rozvíjet, je potřeba stanovit nějaký standard pro komunikaci mezi různými stroji a IT vysoko výkonnostní infrastrukturou. Za těmito účely se němečtí výrobci obráběcích strojů a ovládacích zařízení spojili a vyvinuli *Universal machine technology interface* ve zkratce jako **UMATI**. V překladu to znamená univerzální rozhraní pro řízení obráběcích strojů. Tato open interface platforma umožňuje libovolné zapojení strojů do infrastruktury a tím tak zrychlit vychystávání nástrojů, zlepšit tok materiálů a tím snížit prostoje při vytížení strojů. Spolu s přesným plánováním výroby se tyto data rychleji dostanou k obchodníkům a ty tak mohou vytvářet nové modely obchodu. [3]

2.2.5 Prediktivní údržba

Novodobé obráběcí stroje nám již poskytují velké množství údajů o chování stroje. Inženýři již při návrhu stroje uvažují zabudování měřících elektronických obvodů a čipů. To nám dává možnost lépe zhodnotit přístupy k údržbě stroje. V tradiční strategii údržby strojů se vyskytuje několik přístupů k této problematice.

Jako nejjednodušší je reaktivní údržba kdy se díly vyměňují až při jejich selhání. To ovšem podmiňuje skladové zásoby náhradních dílů a nemožnost předvídat výpadek ve výrobě z důvodu odstávky stroje.

Nejvíce rozšířenou metodou je preventivní údržba. Při ní se díly vyměňují po předem stanovené délce životnosti. Tento přístup ovšem nevyužívá maximální potenciál dílů a tak se často vyřazují díly, které jsou stále ve vyhovujícím stavu. Výhodu to má v tom, že dopředu je možné naplánovat odstávku stroje.

Jako ideální kombinací preventivní údržby a reálného stavu stroje je prediktivní údržba. Ze sbíraných dat o chování stroje můžeme stanovit v jaký okamžik je nutné díly vyměnit a v dostatečném čase tak naplánovat odstávku stroje. Výhoda je, že jednotlivé díly můžeme využívat s jistou bezpečností až po jejich skutečnou životnost. Tento přístup optimalizuje poměr mezi náklady na údržbu stroje a jeho dostupností ve výrobě. Díky digitalizaci je možné tyto data sdílet s výrobcem stroje a ten tak má

v reálném čase informace o budoucích skladových zásobách náhradních dílů pro jednotlivé zákazníky. [4]

2.2.6 Digitální dvojče a simulace obrábění

V podnikové praxi se tento výraz hodně skloňuje v zapojení virtuálních modelů továren pro účely plánování a monitorování.

V praxi obráběcích strojů ovšem znamená velký krok v evoluci strojového řízení, plánování a bezpečnosti. Tento systém spočívá v tom, že digitální dvojče v podobě virtuální kopie stroje dokáže v reálném čase analyzovat chování reálného stroje a následně korigovat polohy posuvných os. Tento děj probíhá v opakujících se smyčkách a je také vstupními informacemi pro strojové učení. Další výhodou využívání digitálního dvojčete je propojení s CAM systémem. To nám umožňuje dokonalou simulaci obráběcího procesu, jeho optimalizaci a především zamezení jakýchkoliv kolizí mezi nástroji, vřeteny a obrobky.

Jako nejvýznamnější posun v této problematice učinil Institut pro výrobní techniku a stroje **IFW UNI Hannover**. Ten na veletrhu EMO v Hannoveru 2019 představil stroj s integrovanými tenzometrickými snímači na smykadle. Tímto je stroj schopný zaznamenat síly vznikající na nástroji a v reálném čase je kontrolovat s předem vypočítaným zatížením nástroje na digitálním dvojčeti. Na základě těchto rozdílů jsou upravovány rezné podmínky a polohy posouvajících os, tak aby se korigovali odchylky od dráhy nástroje a tím se maximalizovala přesnost obráběcího procesu.

3 Konstrukce obráběcích strojů

Pojem obráběcí stroje zahrnuje širokou škálu výrobních zařízení od jednoduchých soustruhů až po velká multifunkční obráběcí centra. I když se tyto zařízení liší svým využitím z pohledu sériovosti a automatizace, spojují je klíčové vývojové trendy v oblasti mechanických staveb.

3.1 Trendy v konstrukci obráběcích strojů

Pro zvýšení konkurenceschopnosti na trhu obráběcích strojů vytvořila TPSVT - Technologická platforma strojírenská výrobní technika ([WWW.tpsvt.cz](http://www.tpsvt.cz)), strategický dokument SVA – Strategická výzkumná agenda. [5] Tento dokument je založen na analýzách konkurence a sledování výzkumu ve světě. Tyto informace jsou klíčem k identifikaci směřování vývojových kroků výrobních podniků. [2]

V dokumentu *Strategická výzkumná agenda - SVA* [5] definoval několik významných oborových témat kterými je pro získání výhody před konkurencí potřeba zabývat. Jako jedno je uvedeno **zvyšování geometrické a rozměrové přesnosti** výsledného obrobku a jeho ploch. Dosažení těchto vlastností obrobku podmiňuje především zlepšení statické, dynamické tuhosti a teplotní stálosti konstrukci stroje.

Nejvýznamnější témata pro naplánování hlavních trendů: [5]

- Konstrukce se zvýšeným tlumením vibrací
- Virtuální modely strojů a obrábění
- Analýza rizik při provozu strojů
- Nové strategie pro zvýšení přesnosti dráhového řízení
- Predikce teplotních deformací stroje a jejich kompenzace
- Jednoduchá a bezpečná obsluha obráběcích strojů

3.2 Nosné soustavy

Nosné soustavy jsou pro návrh obráběcího stroje stěžejní. Při návrhu řešení musí konstruktér uvažovat několik faktorů dohromady a správně určit jejich důležitost.

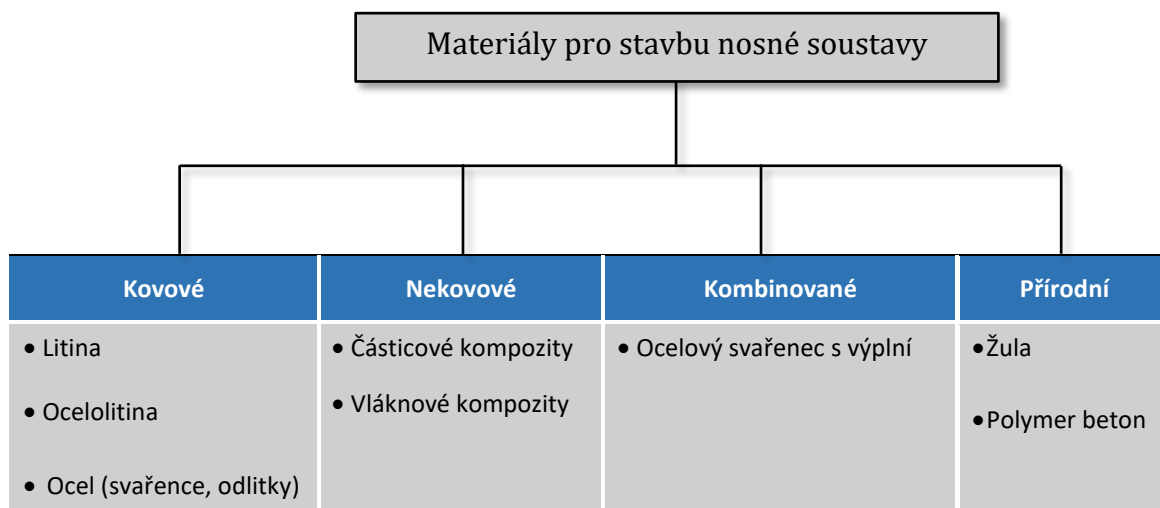
Mezi tyto faktory ovlivňující následně vlastnosti celého stroje jsou:

- Určení morfologie rámu dle aplikace
- Volba správného materiálu rámu
- Dostatečná statická a dynamická tuhost
- Volba co nejlevnější výroby
- Dobrý systém odvodu třísek

[6]

3.2.1 Materiály pro nosné soustavy

Výběr materiálu pro zhotovení nosné soustavy je stěžejním bodem při rozhodování o celé podobě stroje. To jaký materiál zvolíme bude ovlivňovat jeho následný tvar, velikost, hmotnost a cenu. Nepřímo také bude ovlivňovat jakost povrchu a rozměr obrobku. V dnešní době máme na výběr z několika typů materiálu o různých materiálových vlastnostech. Můžeme použít šedou litinu, ocel, ocelolitinu, nezelezné materiály a různé kompozity. [6]



Obr. 3: Materiály pro stavbu nosné soustavy [6]

3.2.2 Přírodní materiály

Pod tímto označením se využívají dva typy materiálů pro obráběcí stroje. Prvním z nich jsou **žulové bloky**, které se používají kvůli svým výborným vlastnostem tlumení vibrací, jako základní bloky ustavení obráběcích strojů. Další využitím je přímo stavba strojů z tohoto materiálu, což může být relativně více nákladné v porovnání s konvenčními materiály. Příklad takové aplikace je vidět na obr. 4, CNC frézka ND4040 od firmy ND Group.



Obr. 4: Žulový rám vysoce přesné frézky ND4040 od firmy ND Group [7]

Dalším materiálem který se využívá jako alternativa odlévaných litinových loží strojů je **polymer beton**. Je to materiál který na rozdíl od běžného betonu používá jako pojivo polymer. Skládá se z organické matrice a anorganického plniva, kterým bývá nejčastěji epoxidová pryskyřice. [8]

Tento materiál se vyznačuje především:

- vysokou statickou a dynamickou tuhostí
- relativně vysokou schopností tlumení vibrací
- nízkou tepelnou vodivostí
- Výbornou rozměrovou stálostí

Nevýhodou těchto materiálů je nižší Youngův modul pružnosti oproti běžným materiálům. Následující tab. 1 ukazuje porovnání polymer betonu a běžných materiálů.

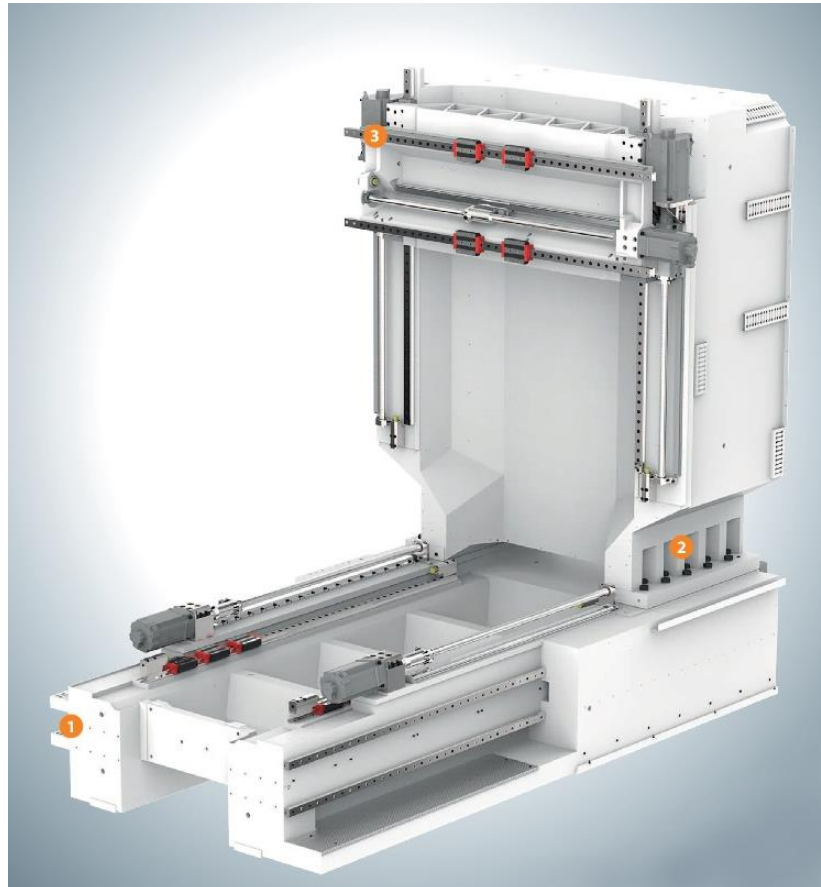
[8]

-	JEDNOTKY	POLYMERBETON	BETON	ŠEDÁ LITINA	OCEL
hustota	kg/dm ³	2,3	2,5	7,15	7,85
E-modul	kN/mm ³	30 - 40	35 - 45	80 - 140	210
pevnost v tahu	N/mm ²	10 - 15	0,8 - 5	150 - 400	400 - 1600
pevnost v tlaku	N/mm ²	110 - 125	10 - 35	600 - 1000	250 - 1200
pevnost v tahu při ohybu	N/mm ²	25 - 35	0,8 - 5	250 - 490	-
tlumení - log. dekrement	-	0,02 - 0,03	-	0,003	0,002
tepelná vodivost	W/mK	1,3 - 2	1,28 - 1,54	50	50
specifická tepelná kapacita	kJ/kgK	1	-	0,5	0,5
koeficient teplotní roztažnosti	K ⁻¹	14 - 16	-	11	12

Tab. 1: Materiálové charakteristiky [8]

Vzhledem k výborným tlumícím vlastnostem se tento materiál využívá jako náplň tenkostěnných rámců obráběcích strojů. Ocelové rámy tvoří bednění do kterých je polymer beton nalit. V takové aplikaci má tento materiál přínos pro statickou a dynamickou tuhost ale především je to výborný materiál pro tlumení vibrací. Na obr. 5 je frézka od společnosti Framag, která se skládá z ocelového tenkostěnného rámu a tří různých hustot polymer betonu pod obchodní značkou HYDROPOL® . [9]

- ① V oblasti základny stroje se používá materiál o hustotě 2500 [kg/m³] a modulu pružnosti 60 000 [N/mm²],
- ② V druhé oblasti nosného sloupu se používá materiál o hustotě 1400 [kg/m³] a modulu pružnosti 15 000 [N/mm²],
- ③ Ve třetí oblasti, kde je kladen důraz na dynamiku se používá materiál o hustotě 1400 [kg/m³] [9]



Obr. 5: Kostra frézky z polymer betonu HYDROPOL® [9]

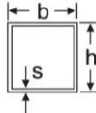
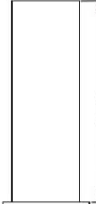
Polymer beton známý také pod pojmem **Epoxy granite** se vzhledem ke svým výborným formovatelným vlastnostem a rozměrové stálosti po odformování využívá stále častěji jako materiál pro výrobu samostatných rámců obráběcích strojů. Výhodou této konstrukce je možnost zabudovat potřebné uchycovací body ve formě zápusťných matic již při formování. Tím odpadá potřeba obrábění některých prvků na finálním rámu.



Obr. 6: Epoxy granitová konstrukce frézky od firmy Microplan [10]

3.2.3 Konstrukce nosných soustav

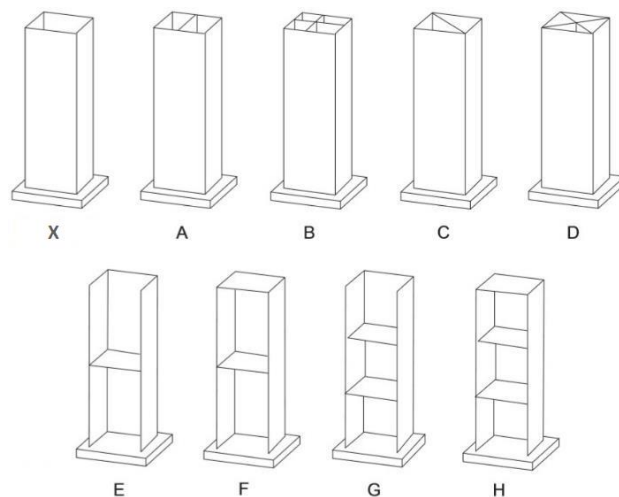
Na rám stroje působí ohybové i kroučící síly vznikající od obráběcích sil. Tyto momenty je za potřebí analyzovat a navrhnout konstrukci rámu tak, aby co nejlépe odolávala deformacím od těchto reakcí. Prof. Weck ve své studii [11] vypočítal pomocí metody konečných prvků statické tuhosti v ohybu a krutu v závislosti na topografii žebrování. Výsledky můžeme vidět na obr. 7. Jednotlivé typy žebrování podle obr. 8 jsou seřazeny do řádků. V sloupcích pak najdeme relativní tuhosti v ohybu a v krutu znázorněné v procentech. Čím je hodnota v procentech vyšší, tím je konstrukce více odolná vůči výchylce. V dalším sloupci je zobrazeno procentuální využití objemu materiálu.

Varianta	Relativní ohybová tuhost			Relativní torzní tuhost			Relativní objem			Rozměry L = 455 mm b = 154 mm h = 154 mm s = 4 mm  
	$F/2 \rightarrow$	$F/2 \rightarrow$	100	$F \leftarrow$	$F \rightarrow X_1$	$k = \frac{F}{X_1}$	100	100	150	
X1 S víkem			100			100		100	100	
X2 Bez víka			100			9,4		93	93	
A S víkem			120			101		122	122	
A Bez víka			111			12,1		115	115	
B S víkem			120			101		145	145	
B Bez víka			112			18,2		138	138	
C S víkem			118			116		132	132	
C Bez víka			118			104		125	125	
D S víkem			142			119		163	163	
D Bez víka			142			117		157	157	
E, F			100			104		107	107	
G, H			100			109		115	115	

Obr. 7: Relativní tuhosti dle výztuh. [11]

Jako nejlépe odolávající konstrukce proti posunutí vychází varianta D s víkem. Je to především z toho důvodu, že sloup je vyztužen dvojicí diagonálních výztuh, které roznáší napětí do uzlových hran.

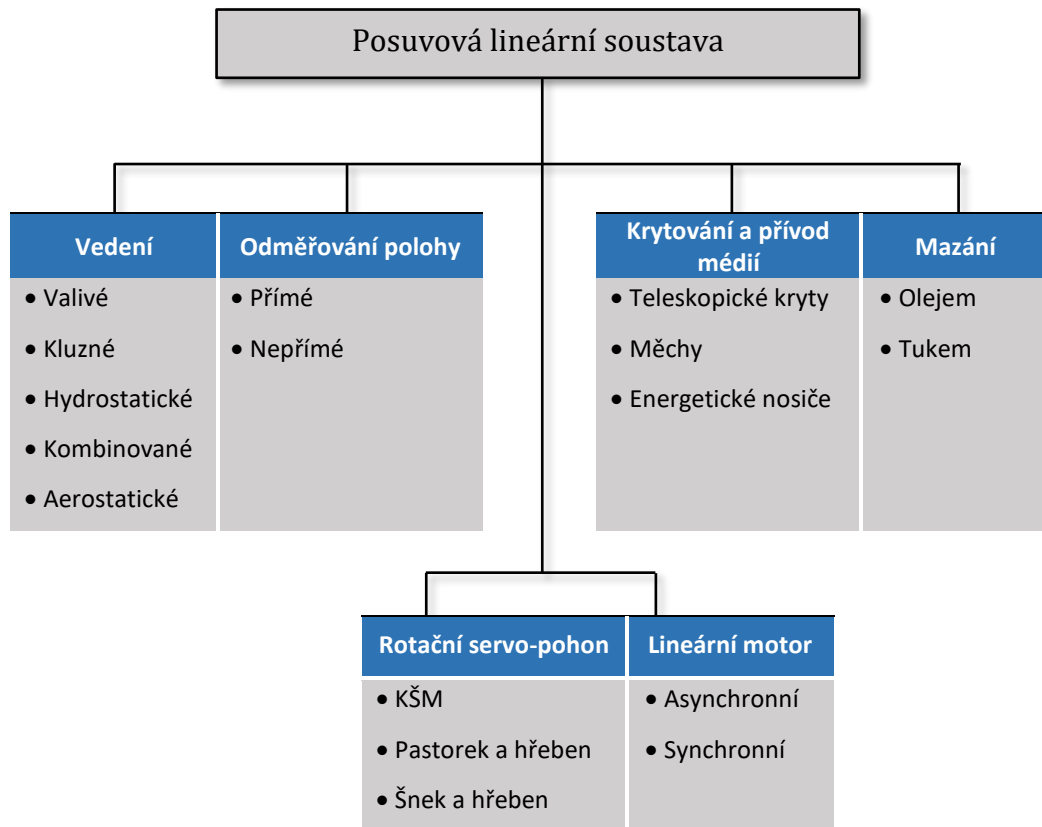
Na dalším obrázku je pak lépe vidět v izometrických pohledech konstrukce žebrování sloupů.



Obr. 8: Typy konstrukce žebrování sloupů [11]

3.3 Posuvové soustavy

Další z klíčového ústrojí obráběcího stroje je jeho posuvová soustava. Prakticky se dá říct, že tato soustava nejvíce přímo ovlivňuje výkon a přesnost celého stroje. Výběrem typu systému a kvality zpracování, tak můžeme výrazně ovlivnit celkovou kvalitu obráběcího stroje.



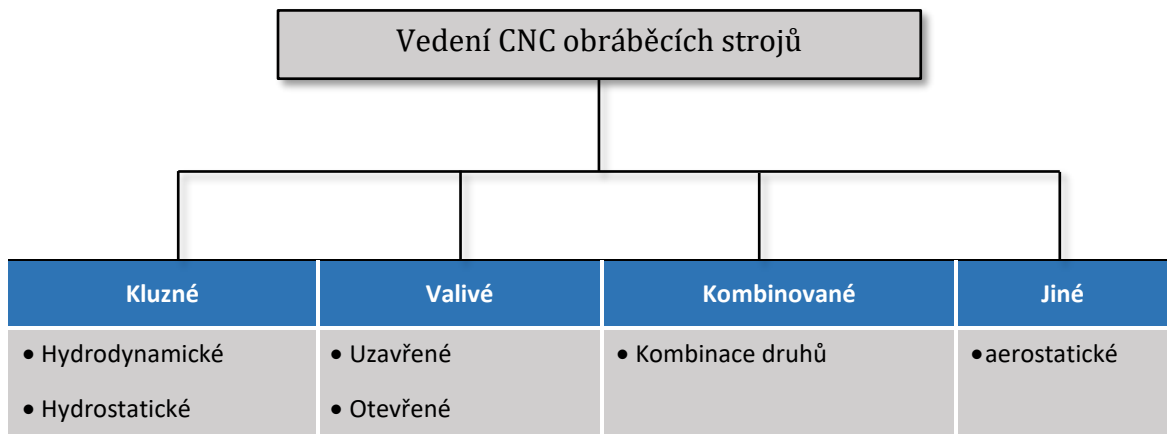
Obr. 9: Morfologie posuvové soustavy [6]

3.3.1 Vedení posuvových soustav

Funkcí vedení posuvových soustav je zabezpečit přesun stolů, saní, pinol po definovaných drahách s co nejmenší odchylkou. Abychom tohoto dosáhli měli bychom vybírat pro konstrukci taková vedení, která budou vykazovat následující vlastnosti:

- Vysoká statická a dynamická tuhost
- Malá odchylka od ideálního tvaru dráhy
- Trvanlivost přesnosti polohování
- Možnost vymezení vůlí po opotřebení mechanismu. [12]

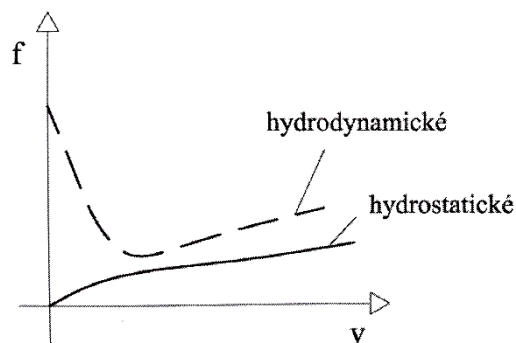
Na obr. 10 můžeme vidět rozdělení typů vedení používaných v CNC obráběcích strojích.



Obr. 10: Rozdělení vedení obráběcích strojů [6]

3.3.2 Kluzná vedení

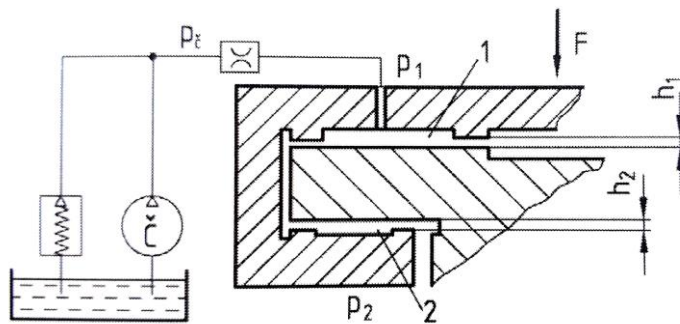
Využívají se v aplikacích s vysokým zatížením a snižují přenos vibrací. Podle třecích poměrů se dělí na hydrostatická a hydrodynamická. Jejich nevýhodou je nestabilita pohybu. [6]



Obr. 11: Závislost součinitele tření na rychlosti [6]

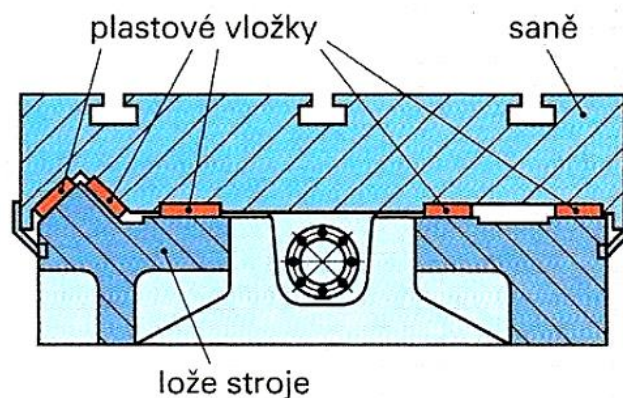
Hydrostatická vedení využívá průtočný přísun tlakového oleje do statických kapes které slouží k zásobování olejem. Všechny vůle jsou vymezeny vrstvou tlakového oleje. Se zvyšující rychlostí pohybu se ovšem zvyšuje i odpor vyvolaný hydraulickým třením. Na obr. 12 je vidět porovnání rozběhových odporů tření pro jednotlivé typy v závislosti na rychlosti. [6]

Na obr. 12 je příklad z řešení hydrostatického vedení a to konkrétně s uzavřeným okruhem



Obr. 12: Hydrostatické vedení uzavřené [6]

Hydrodynamické vedení funguje na principu vytvoření mazacího filmu až za pohybu mechanismu. V tu chvíli teprve nastanou podmínky pro vytvoření dynamického mazání. Proto při rozběhu může docházet k poskokům které jsou kompenzovány vhodným výběrem kluzných materiálů. [6]

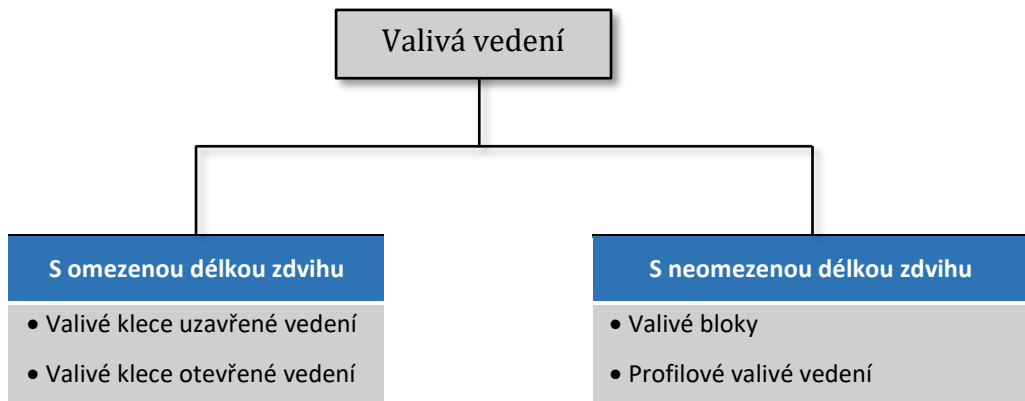


Obr. 13: Hydrodynamické vedení stolu [13]

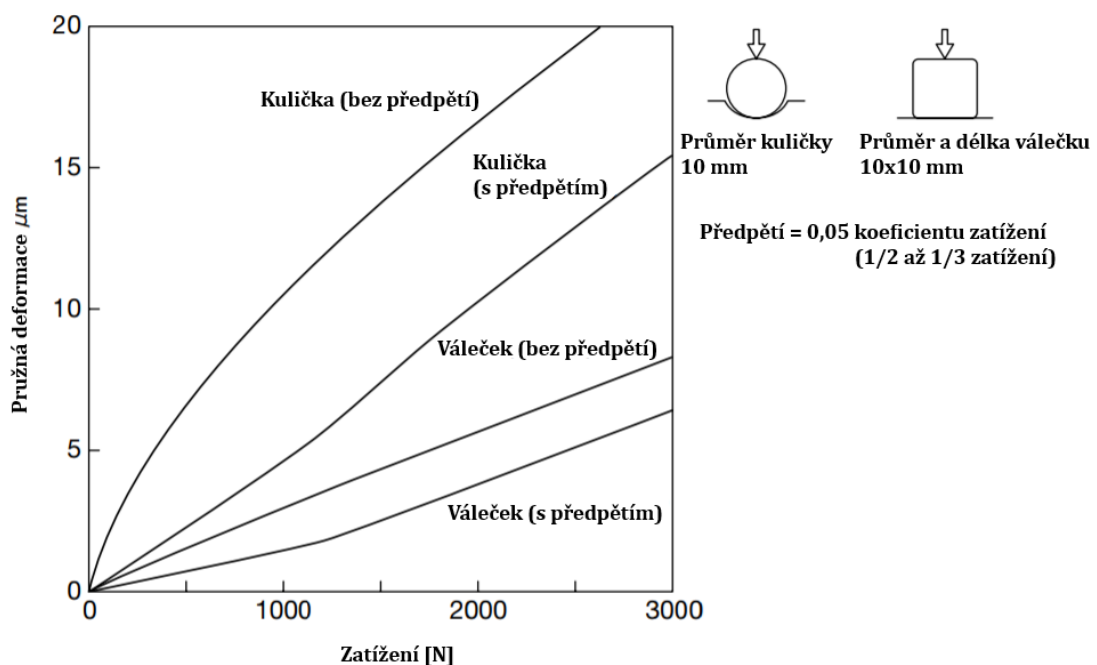
3.3.3 Valivá vedení

Tento typ vedení se díky své polohovací přesnosti používá v zástavbách velice přesných obráběcích strojů. Na rozdíl od hydrodynamického vedení, kde odpory tření při klidu a pohybu jsou značné, rozdíl odporů u valivého vedení je zanedbatelný. Tím je docíleno plynulého rozjezdu posuvných os stroje. Další výhodou valivých vedení je možnost předepnutí a tím docílení ještě vyšší přesnosti viz Obr. 15. Nevýhodou

těchto vedení jsou horší vlastnosti tlumení vibrací oproti hydrostatickým/hydrodynamickým vedením. Valivá vedení lze rozdělit do dvou skupin podle typu na omezenou a neomezenou délkou zdvihu viz obr. 14.



Obr. 14: Druhy valivého vedení [6]

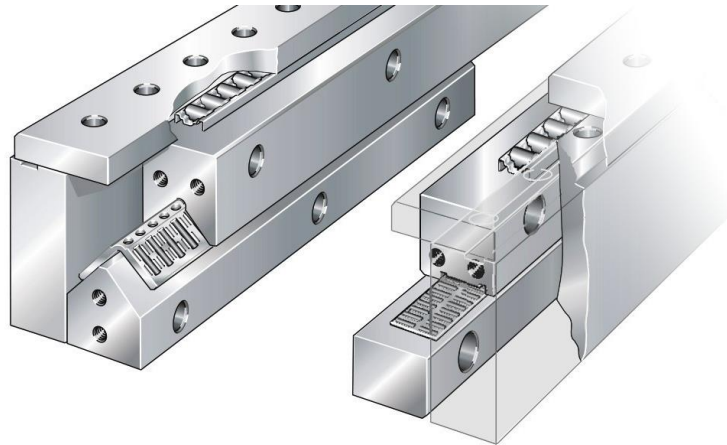


Obr. 15: Vliv předpětí na následnou pružnou deformaci vzhledem k zatížení

Valivé vedení s omezenou délkou zdvihu

Na dalším obrázku je příklad **valivého vedení s omezenou délkou zdvihu** s válečkovými a jehlovými valivými elementy od společnosti INA. Obě řešení jsou uzavřená tudíž budou vykazovat lepší tuhost při zatížení. Tato vedení mají omezený zdvih,

který se rovná polovině jejich délky. Vedení mohou být zkonstruována i jako otevřená. Pak přenášejí většinou pouze síly radiální. [6]

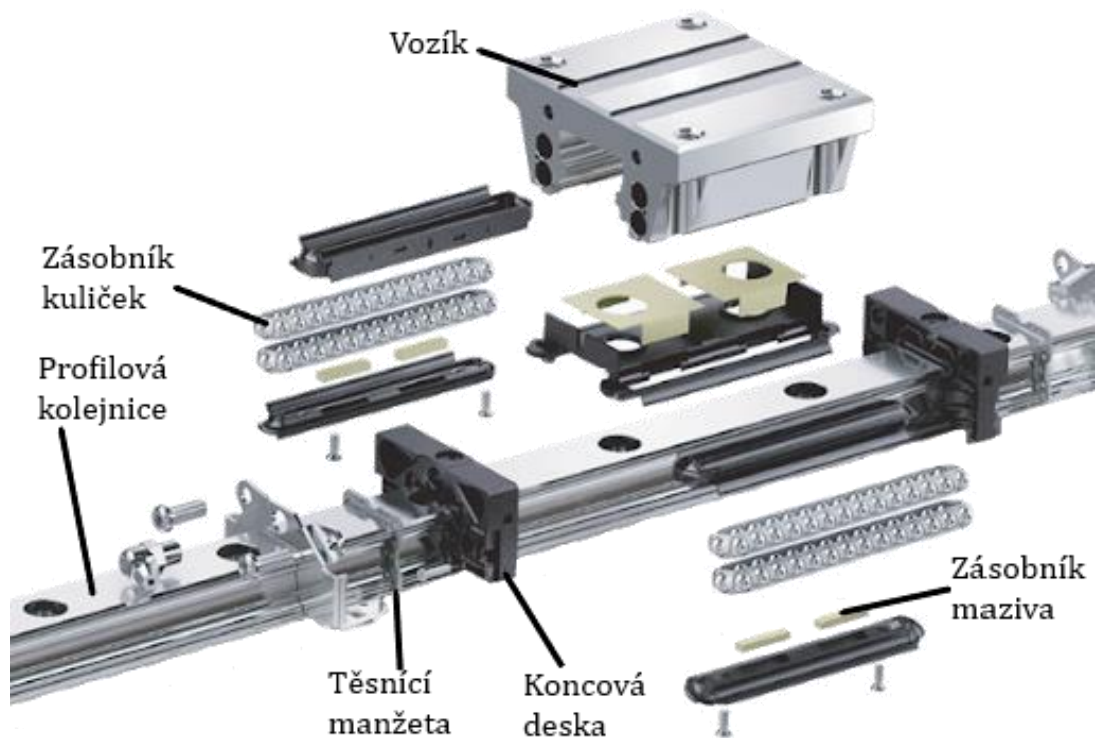


Obr. 16: Valivé vedení s omezenou délkou zdvihu [14]

Valivé vedení s neomezenou délkou zdvihu

U toho vedení se zařízení mohou pohybovat po celé délce drah. Jako nosné elementy jsou na dráhy umístěny tzv. vozíky, které ve své konstrukci mají zabudované oběžné dráhy v nichž obíhají kuličky nebo válečky. Jako dráhy se používají kolejnice různých tvarů ať už čtyřhranné tak válcové.

Jeden typ ovšem začal dominovat trhu. **Profilové valivé vedení** se začalo hojně využívat v období sériové výroby obráběcích strojů kdy výrobci hledali spolehlivé řešení pro valivé vedení. Jak uvádí Marek a kol. 2014 [6], První vedení tohoto typu bylo využito ve stavbě obráběcího stroje firmou Kearney & Tracker v roce 1978. Výrobce profilového vedení byla firma THK (Japonsko).



Obr. 17: Profilové valivé vedení [15]

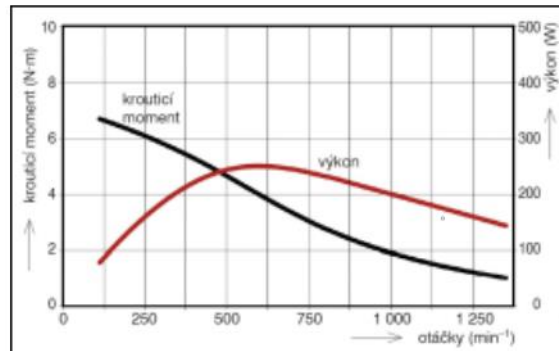
3.3.4 Pohony posuvových soustav

Při volbě pohonu posuvových soustav máme na výběr z několika variant typů motorů, způsobů připojení a převedení rotačního pohybu na přímočarý. Při výběru motoru je důležité znát pracovní obálku ve které chceme motor provozovat a způsob jeho řízení. Podle toho pak můžeme zvolit vhodný typ a výkon motoru.

Motory

Pro aplikace v pohonech posuvových os se hojně využívá stejnosměrných **krokových motorů**. Ty mají výhodu v rozdělení jedné otáčky v závislosti na počtu pólů a fází. Běžně se na trhu objevují motory s krokem $1,8^\circ$. Tento krok lze ještě zjemnit

nastavením motoru do mezi poloh, tzv. mikro krokování. To má ovšem vliv na snížení kroutícího momentu. Nevýhodou těchto motorů je snižující se momentová charakteristika v závislosti na otáčkách za minutu.



Obr. 18: Momentová charakteristika motoru SM 2863 [16]

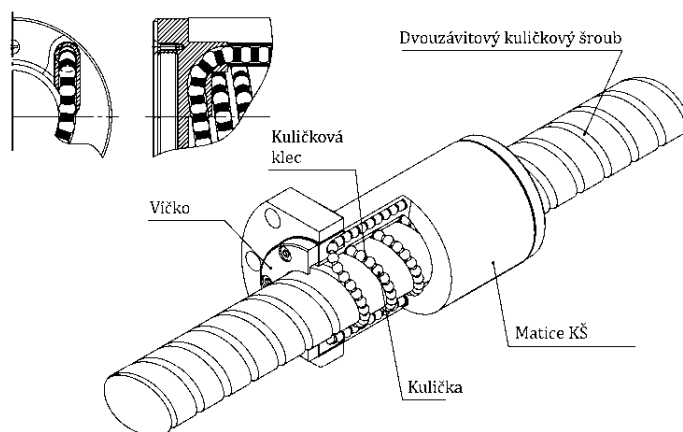
Další skupinu tvoří **synchronní motory**, které jsou nejvíce využívány v aplikaci posuvových os. Jedná se elektricky komutované AC bezkartáčové motory se současným řízením svorkových proudů, které mají harmonické průběhy. To je zajištěno např. pomocí frekvenčního servo-měniče. [6]



Obr. 19: Synchronní motor PMSM 230 V AC 2,2 kW od firmy Schneider

Rotačně lineární převody

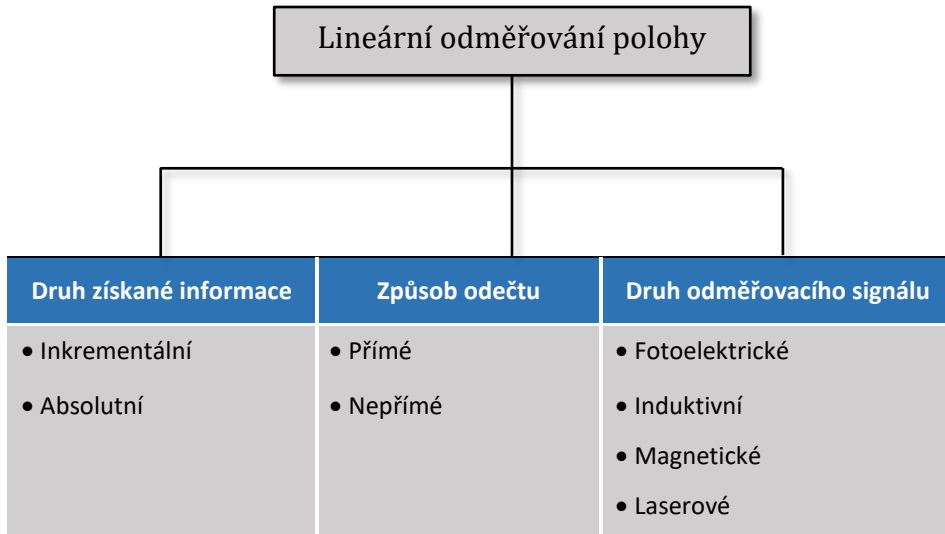
Pro posuvy os stroje je zapotřebí uvažovat již při výběru motoru také s vhodnou kombinací převodu. Točivý pohyb motoru je třeba převést na přímočarý. To se dá docílit několika způsoby. Buď pastorkem a hřebenem, šnekem hřebenem, nebo sestavou kuličkového šroubu s maticí (KŠM). KŠM jsou hojně využívána ve stavbě obráběcích strojů díky jejich přesnosti polohování a variabilitě výroby. Začínají na levnějších verzích relativně méně přesných válcovaných kuličkových šroubů s opakovatelnou přesností 0,06 mm. A končí broušenými kuličkovými šrouby s předepjatou maticí a opakovatelnou přesností 0,008 mm. [17]



Obr. 20: Kuličkový šroub s maticí THK – SBK [17]

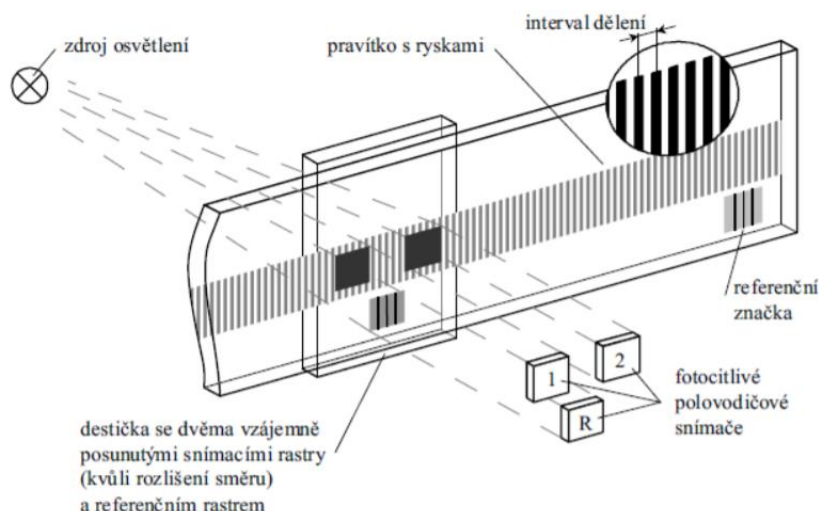
Odměrování polohy

Získávání přesných aktuálních údajů o poloze nástroje nebo stolu s obrobkem je stěžejní pro řízení CNC stroje. Na těchto informacích přímo závisí jejich přesnost obrábění. Na obr. 21 je ukázáno hlavní rozdělení lineárního odměrování polohy.



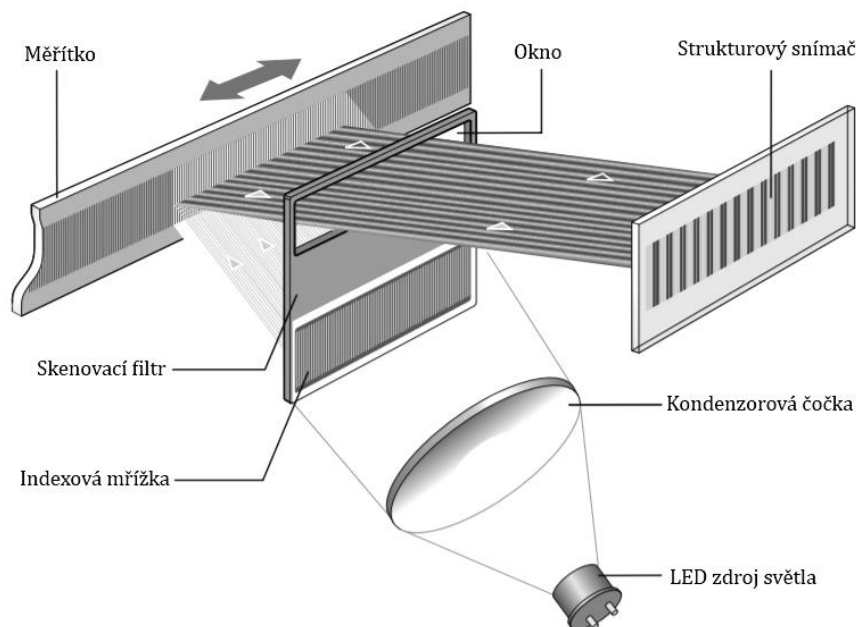
Obr. 21: Rozdělení lineárního odměrování polohy [6]

Odměrovací systémy můžeme rozdělit na inkrementální a absolutní. U **inkrementálních** systémů se informace o poloze po každém vypnutí stroje vymaže a po jeho opětovném zapnutí musí polohovací systém dojet do referenčního bodu, kterým může být i koncový doraz osy. U **absolutního** odměrování má stroj ihned po zapnutí informaci o své poloze. Příklad inkrementálního odměrování je vidět na obr. 22.



Obr. 22: Princip inkrementálního přímého odměrování [18]

Podle druhu odměřovacího signálu lze rozdělit snímače na fotoelektrické, které jsou na obr. 22 a obr. 23. Ty fungují na principu promítání zdroje světla přes rastr, který se pohybuje. Promítaný obraz na pravítku pak vytváří světlá a tmavá místa ve formě rysek, která jsou přenášeny na foto snímač. Ten pak tyto změny intenzity světla převede do impulsů, které jsou následně zpracovány v řídicím systému. Na obr. 23 je nakreslen princip fotoelektrického absolutního odměřování od firmy Heidenhain. [18]



Obr. 23: Fotoelektrické odměřování – Heidenhain [19]

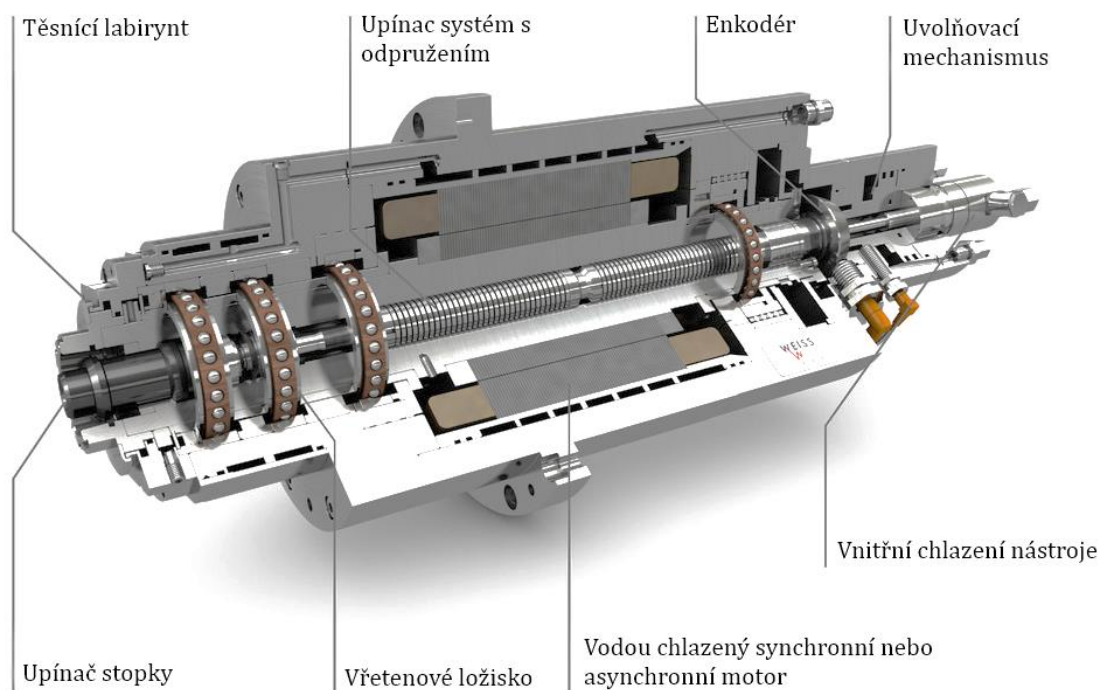
3.4 Obráběcí vřetena

Jeden z posledních prvků v řetězci soustavy frézky ovlivňující kvalitu a rozměr povrchu je vřeteno. Hlavními parametry které by vřeteno mělo splňovat je vysoká tuhost, správné vyvážení rotačních částí a souosost s nástrojem, tak aby se při opakovaném nájezdu nástroj dostal do stejné polohy. Při stavbě relativně malé frézky pro obrábění kovu se nejspíše bude jednat spolu s ovládním o nejvyšší cenovou položku ze seznamu vybavení stroje. Na trhu se prodávají standardní vřetena s výkonem 0,5 kW, automatickou výměnou nástrojů a otáčkami 20 000 1/min až po vysoko výkonnostní vřetena s hydrostatickými ložisky, výbornými tlumícími vlastnostmi a otáčkami 50 000 1/min.

Vřetena se dají dělit podle konstrukce na ty:

- S vnějším pohonem
 - S řemenovým převodem
 - S převodovkou
 - S přímým připojením přes spojku
- Se zabudovaným motorem

V posledních letech začíná převládat u výrobců zabudování elektromotorů do vřeten. Je to z důvodu vývoje účinnějších elektromotorů, které již dokáží vyvinout v menších rozměrech vyšší kroutící momenty. Motory se používají synchronní a asynchronní s enkodéry. Ve spojení s řízeným posuvem v ose Z a otáčkami lze pak tyto vřetena použít např. k řezání závitů. Na obr. 24 je řez vřetenem frézky od firmy Weiss GmbH. [20]



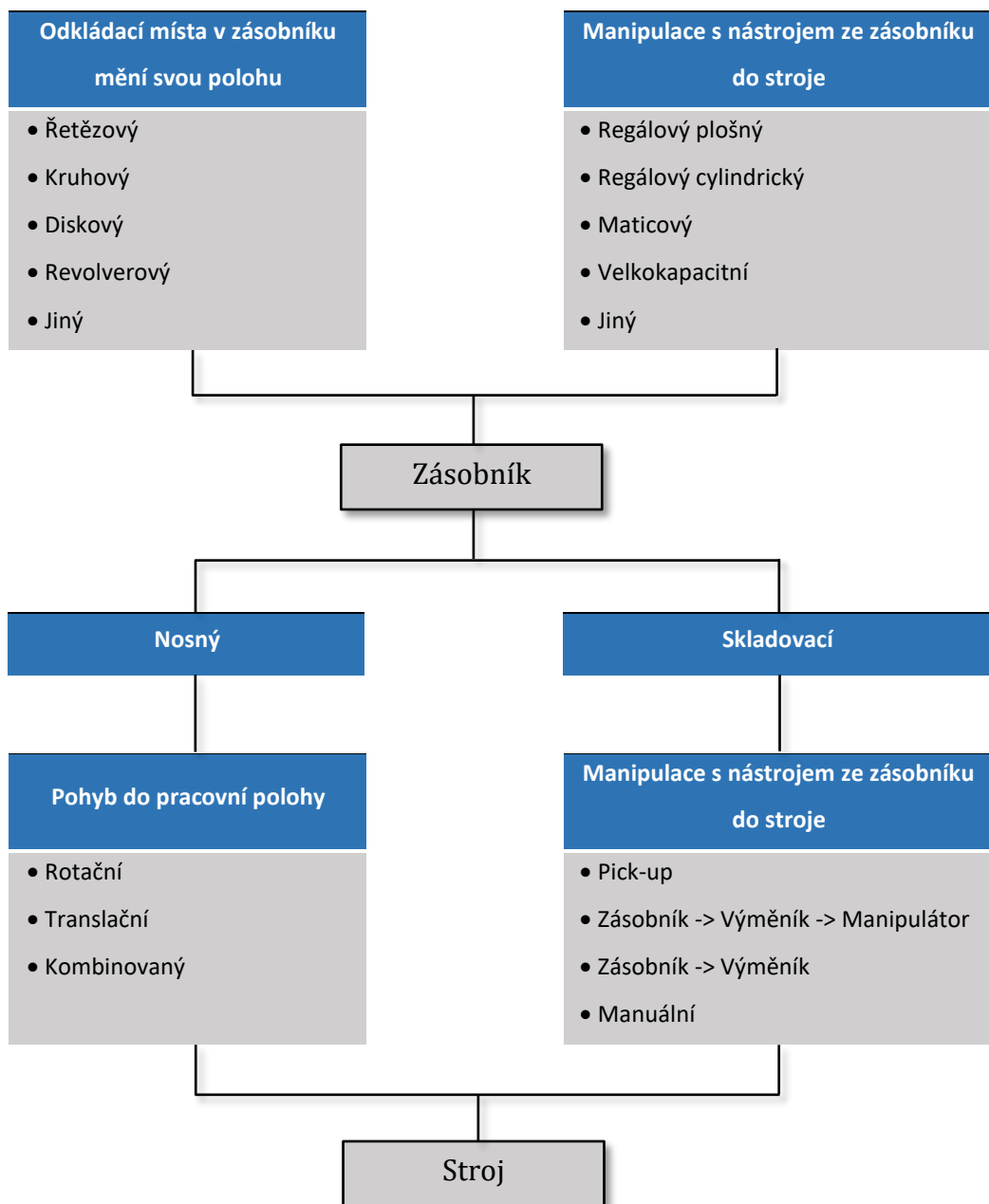
Obr. 24: Řez frézovacím vřetenem od firmy Weiss GmbH [20]

3.5 Automatická výměna nástrojů

V moderním podniku, kde se klade důraz na maximální možnou produktivitu výroby neodmyslitelně patří i stroje vybavené automatickou výměnou nástrojů. Tyto zařízení výrazně snižují vedlejší časy stroje. Aby automatický výměník byl správně navrhnut, měl by splňovat několik funkčních požadavků.

Funkční požadavky na automatický výměník nástrojů:

- Čas na výměnu nástroje by měl být co nejkratší, v dnešních obráběcích centrech se jedná o výměny v řádu jednotek vteřin.
- Spolehlivost výměníku by měla být maximální vzhledem k rychlostem ve kterých se nástroje vyměňují. Cena některých nástrojů, např. dotykových sond je vysoká a její uvolnění v procesu výměny by se mohlo velice prodražit.
- Zástavba systému výměny by neměla zasahovat do obráběcího prostoru a zásobník s nástroji by měl být snadno přístupný.
- Nástroje by měly být chráněny proti poškození a znečištění. Případné špony na dosedacích plochách stopek kleštinového upínače by mohli zamezit správnému upnutí nástroje. [6]



Obr. 25: Morfologie automatické výměny nástrojů a její typy [6]

4 Konstrukce portálové frézky

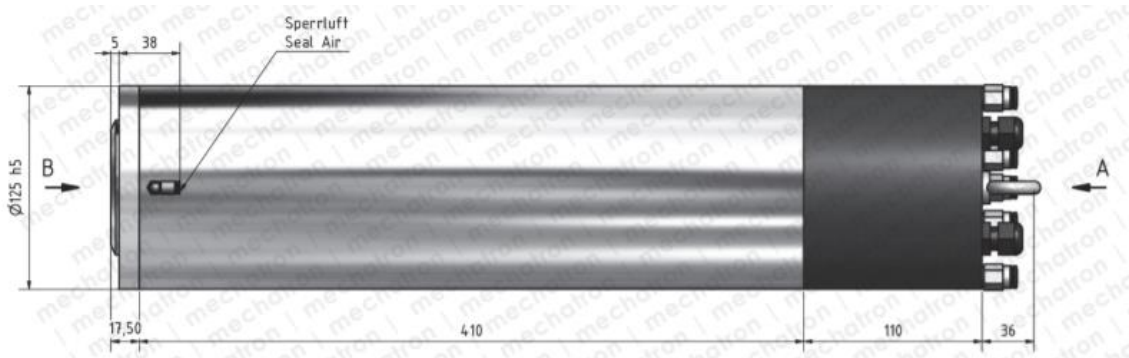
Celý výpočet je veden formou výběru co nejlevnějších komponent a jejich následnou kontrolou v závislosti na zatížení a řezných výkonech. Dle zadání bude mít frézka obráběcí prostor $X = 950 \times Y = 600 \times Z = 200\text{mm}$. Bude navržena tak, aby s rezervou byla schopna obrábět hliníkové a kompozitní materiály. Celý koncept frézky je navržen cestou využití co nejlevnějších možných materiálů a zařízení, které lze v dnešní době na trhu sehnat. Na druhou stranu konstrukce nosných částí je navržena tak, aby polohovací systém s vřetenem byl dostatečně tuhý a schopný dosáhnout opakovatelné přesnosti minimálně 0,05 mm.

Morfologii stroje jsem navrhoval s ohledem na požadavek na vysokou tuhost, ale zároveň také na dobré dynamické vlastnosti polohovacího systému. Z toho důvodu jsem gantry navrhl jako statický člen a obráběcí stůl jako pohyblivý. Tento koncept mi umožnil implementovat do gantry konstrukční profily s ideální orientací výztužných prvků pro vysokou torzní tuhost a tuhost v ohybu. Na druhou stranu mi zvýšená hmotnost gantry a dalšího instalovaného zařízení neovlivnila dynamiku polohování stroje. Další výhodou tohoto konceptu je poloha nástroje vůči obráběcímu stolu. Špička nástroje je vždy v ideální poloze vůči podporám lineárního vedení. Tím nedochází k zvýšení ohybových momentů, které by jinak vznikly při vysunutí obráběcího stolu do jedné z maximálních poloh. Úskalí tohoto konceptu se nachází v omezujícím nerovnoměrném zatížení stolu. Toto maximální povolené zatížení budu řešit v dalších kapitolách.

Pro komfortní obsluhu a zkrácení vedlejších obráběcích časů bude frézka vybavená vřetenem s pneumatickým zajištěním kleštinového upínače nástroje a automatickým výměníkem nástrojů, jehož návrh je zpracován v kapitole 6.

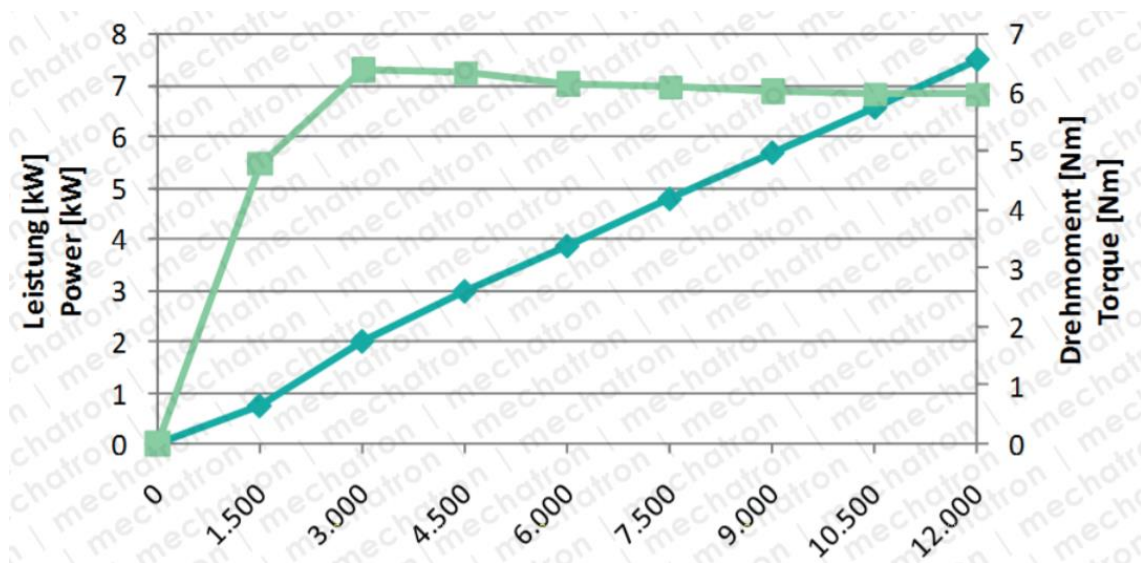
Výběr vřetena

Jedna z levnějších variant vřetena s funkcí pneumatického uchycení nástroje vyrábí firma Mechatron GmbH. Jedná se o vřeteno ATC-12575-12-ISO40 [21] s vnitřním asynchronním motorem, uložením do trojice ložisek a detekcí nástroje. Toto vřeteno má uzpůsobeno upínací pouzdro pro systém uchycení nástrojů ISO 40/ ER 16.



Obr. 26: Vřeteno s automatickou výměnou nástrojů ATC-12575-12-ISO40 [21]

Označení	Výkon [kW]	Krouticí moment [Nm]	Připojení nástroje	Otáčky [min ⁻¹]	Hmotnost [kg]	Cena [Kč]
ATC-12575-12-ISO40	7,5	5,97	ISO 40	12'000	34 kg	130000



Obr. 27: Momentová a výkonová charakteristika vřetene ATC-12575-12 [21]

Kleštiny typu ER 16 dokáží upnout nástroje od průměru 2 až 10 mm. Pro výpočet řezných podmínek jsem použil nástroj s průměrem 10 mm. Je to z důvodu simulace použití největšího možného nástroje.

4.1 Výpočet řezných podmínek

Pro návrh a výpočet frézky jsem uvažoval nejnáročnější možné operace, které by stroj mohl vykonávat. Je to čelní hrubování frézou o průměru 10mm a vrtání otvoru bez předvrtání o průměru 10mm.

4.1.1 Čelní hrubování

Nástroj

Walter MC726-10.0A4A025J-WK40TF



Veličina	Hodnota
Úhel nastavení hlavního ostří	$\kappa_r = 90^\circ$
Úhel čela	$\gamma_0 = 7^\circ$
Řezná rychlost	$v_c = 80$ [m/min]
Počet břitů	$z = 4$
Materiál obrobku	Hliníková slitina
Specifická řezná síla	$K_{c1.1} = 700$ MPa
Nárůst měrné řezné síly v závislosti na tloušťce třísky	$m_c = 0,25$
Posuv na zub – hrubování	$f_z = 0,07$ [mm/zub]
Radiální hloubka řezu	$a_e = 10$ mm
Účinnost motoru vřetene s vnitřním pohonem	$\eta = 95\%$

Řezné podmínky byly stanoveny na základě doporučení od Walter tools [22]

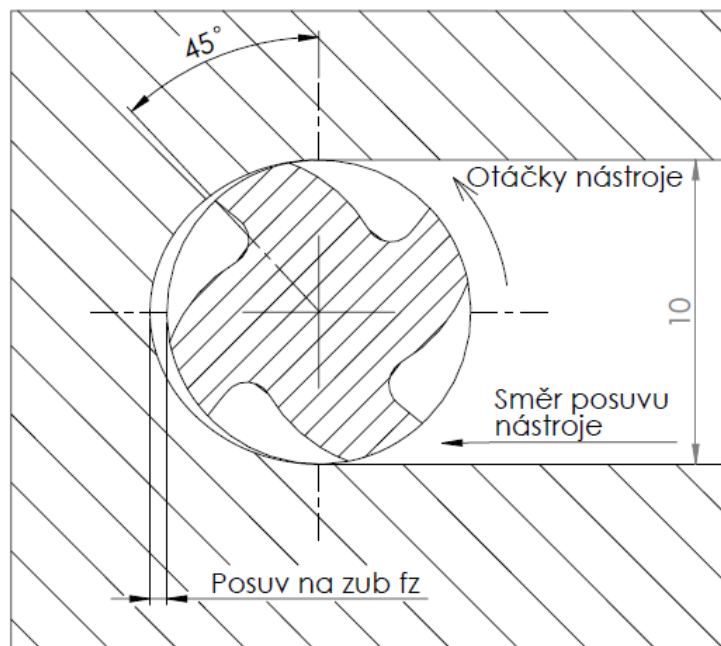
Otáčky vřetene

$$n_c = \frac{v_c}{D_c \cdot \pi} = \frac{80[\text{m/min}]}{0,01[\text{m}] \cdot \pi} = 2546 [\text{ot/min}] \quad (1)$$

Rychlost posuvu

$$\begin{aligned} v_f &= n_c \cdot z \cdot f_z = 2546[\text{ot/min}] \cdot 4 \cdot 0,07[\text{mm}] \\ &= 713 [\text{mm/min}] \end{aligned} \quad (2)$$

Jmenovitý průřez třísky A_D pro i-tý zub v záběru



Obr. 28: Nástroj v záběru při čelním hrubování

$$\begin{aligned} A_{D1} &= f_z \cdot a_p \cdot \sin \varphi_1 = 0,07[\text{mm}] \cdot 5[\text{mm}] \cdot \sin 45^\circ \\ &= 0,247 [\text{mm}^2] \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} A_{D2} &= f_z \cdot a_p \cdot \sin \varphi_2 = 0,07[\text{mm}] \cdot 5[\text{mm}] \cdot \sin 135^\circ \\ &= 0,247 [\text{mm}^2] \end{aligned} \quad (4)$$

Jmenovitá tloušťka třísky h_D pro i -tý zub záběru

$$\begin{aligned} h_{D1} &= f_z \cdot \sin \kappa_r \cdot \sin \varphi_1 \\ &= 0,07 [mm] \cdot \sin 90^\circ \cdot \sin 45^\circ = 0,049 [mm] \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} h_{D2} &= f_z \cdot \sin \kappa_r \cdot \sin \varphi_1 \\ &= 0,07 [mm] \cdot \sin 90^\circ \cdot \sin 135^\circ = 0,049 [mm] \end{aligned} \quad (6)$$

Měrná řezná síla při daném způsobu obrábění k_c pro i -tý zub

$$\begin{aligned} k_{C1} &= \frac{k_{c1.1}}{h_{D1}^{m_c}} \cdot \left(1 - \frac{\gamma_0}{100}\right) = \frac{700 [MPa]}{0,049^{0,25}} \cdot \left(1 - \frac{7^\circ}{100}\right) \\ &= 1383,7 [MPa] \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} k_{C2} &= \frac{k_{c1.1}}{h_{D2}^{m_c}} \cdot \left(1 - \frac{\gamma_0}{100}\right) = \frac{700 [MPa]}{0,049^{0,25}} \cdot \left(1 - \frac{7^\circ}{100}\right) \\ &= 1383,7 [MPa] \end{aligned} \quad (8)$$

Řezná síla pro i -tý zub v záběru

$$F_{C1} = A_{D1} \cdot k_{C1} = 0,247 \cdot 1383,7 = 341,7 [N] \quad (9)$$

$$F_{C2} = A_{D2} \cdot k_{C2} = 0,247 \cdot 1383,7 = 341,7 [N] \quad (10)$$

Celková řezná síla

$$F_C = F_{C1} + F_{C2} = 341,7 + 341,7 = 683,4 [N] \quad (11)$$

Kroutící moment potřebný pro frézování

$$M_C = F_C \cdot \frac{D_C}{2 \cdot 1000} = 683,4 \cdot \frac{10}{2 \cdot 1000} = 3,41 [Nm] \quad (12)$$

Řezný výkon potřebný pro frézování

$$P_C = \frac{a_e \cdot a_p \cdot v_f \cdot k_c}{60 \cdot 10^6 \cdot \eta} = \frac{10 \cdot 5 \cdot 713 \cdot 683,4}{60 \cdot 10^6 \cdot 0,95} = 0,891 kW \quad (13)$$

4.1.2 Vrtání

Nástroj

Walter A1164TIN-10



Obr. 29: Vrták Walter A1164TIN-10 [22]

Veličina	Hodnota
Průměr nástroje	$D_C = 10 \text{ mm}$
Počet zubů nástroje	$Z = 2$
Nástrojový úhel nastavení ostří	$\kappa = 70^\circ$
Nástrojový ortogonální úhel čela	$\gamma_0 = 25^\circ$
Řezná rychlost	$v_C = 90,7 \text{ m/min}$
Posuv na otáčku	$f_n = 0,296 \text{ mm/ot}$

Řezné podmínky byly stanoveny na základě doporučení od Walter tools [22]

Posuv na zub

$$f_z = \frac{f_n}{Z} = \frac{0,296}{2} = 0,148 \text{ [mm/zub]} \quad (14)$$

Jmenovitá tloušťka třísky

$$h_D = f_z \cdot \sin \kappa = 0,148 \cdot \sin 70^\circ = 0,139 \text{ [mm]} \quad (15)$$

Jmenovitá šířka třísky

$$b_D = \frac{D_C}{2 \cdot \sin 70^\circ} = \frac{10}{2 \cdot \sin 70^\circ} = 5,32 \text{ [mm]} \quad (16)$$

Jmenovitý průřez třísky

$$A_D = \frac{D_C \cdot f_n}{4} = \frac{10 \cdot 0,296}{4} = 0,74 \text{ [mm]} \quad (17)$$

Měrná řezná síla při vrtání

$$k_c = \frac{k_{c1.1}}{h_D^{m_c}} \cdot \left(1 - \frac{\gamma_0}{100}\right) = \frac{700[MPa]}{0.139^{0.25}} \cdot \left(1 - \frac{25^\circ}{100}\right) \quad (18)$$
$$= 859,8 [MPa]$$

Celková řezná síla

$$F_{Cv} = k_c \cdot A_D = 859,8 \cdot 0,74 = 636,3 [N] \quad (19)$$

Síla pro posuv

$$F_f = 0,5 \cdot k_c \cdot \frac{D_C}{2} \cdot f_n \cdot \sin \kappa = 0,5 \cdot 859,8 \cdot \frac{10}{2} \cdot 0,296 \cdot \sin 70^\circ \quad (20)$$
$$= 597,9 [N]$$

Kroutící moment

$$M_{kn} = \frac{D_C^2 \cdot k_c \cdot f_n}{8000} = \frac{10^2 \cdot 859,8 \cdot 0,296}{8000} = 3,2 [Nm] \quad (21)$$

Otáčky vřetene

$$n = \frac{1000 \cdot v_c}{\pi \cdot D_C} = \frac{1000 \cdot 90,7}{\pi \cdot 10} = 2887 [ot/min] \quad (22)$$

Potřebný řezný výkon

$$P_C = \frac{f_n \cdot v_c \cdot D_C \cdot k_c}{240 \cdot 10^3} = \frac{0,296 \cdot 90,7 \cdot 10 \cdot 859,8}{240 \cdot 10^3} = 0,95 [kW] \quad (23)$$

4.2 Návrh polohovacího ústrojí frézky

Polohovací ústrojí frézky jsem navrhoval s ohledem na vysokou opakovatelnou přesnost, vysokou tuhost a nízkou cenu.

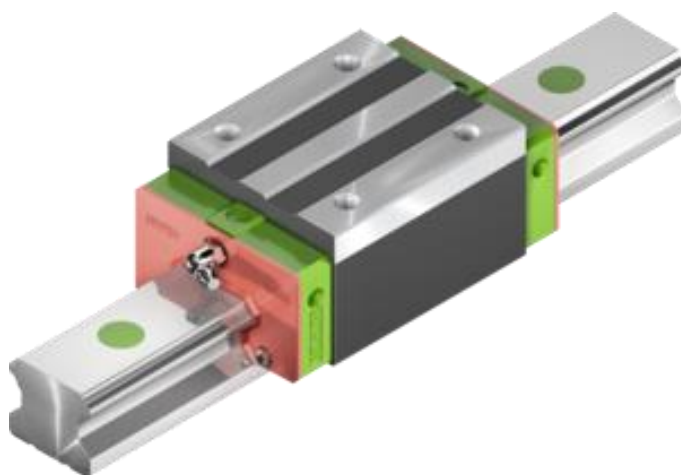
4.2.1 Návrh lineárního vedení osy Z

Jako lineární vedení jsem zvolil vozík s čtyřřadým kuličkovým vedením. Toto řešení jsem již popisoval v kapitole 3.3.3. Na trhu se je spousta výrobců těchto vedení např. Bosch Rexroth, THK nebo HIWIN. V tomto případě jsem zvolil výrobky od firmy HIWIN vzhledem k jejich nejnižší ceně pro řádově jednotky kusů.

Zatížení v rovině ZX

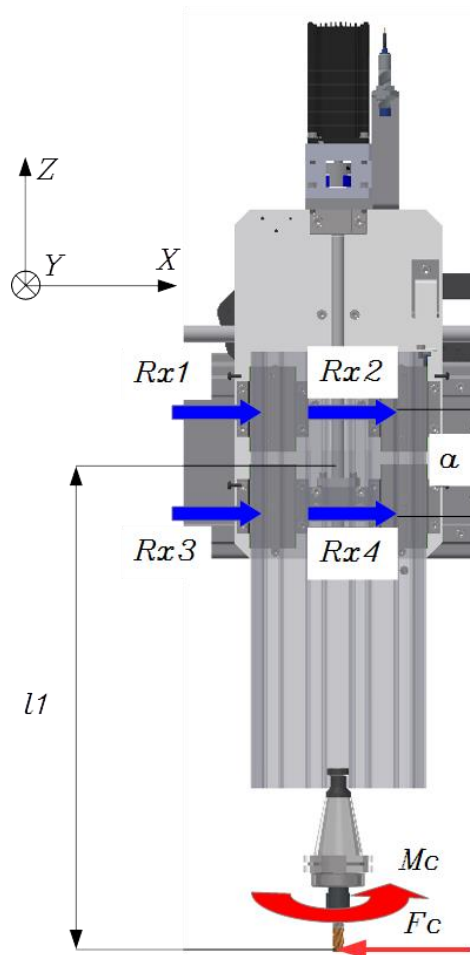
Pro vedení lineární osy Z jsem zvolil vozík se čtyřřadým kuličkovým vedením HGH 20 CA. Dovolený statický moment jednoho vozíku pro rovinu ZX je 270 Nm.

Označení	Dovolený statický moment [Nm]	Statická únosnost [N]	Hmotnost [kg]	Cena [Kč]
HGH 20CA	270	37840	0,38 kg	1155
Kolejnice HGR20R H	N/A	N/A	2,21 [kg/m]	2400/m



Obr. 30: Lineární kuličkové vedení od společnosti HIWIN [23]

Veličina	Hodnota
Dovolená statická únosnost jednoho vozíku	37840 [N]
Řezná síla	$F_c = 683,4$ [N]
Vzdálenost špičky nástroje od těžiště	$l_1 = 0,415$ [m]
Rozteč vozíků	$a = 0,089$ [m]



Obr. 31: Zatížení v rovině ZX

$$M_{ZX1} = \frac{F_c \cdot l_1}{4} = \frac{683,4 \text{ [N]} \cdot 0,415 \text{ [m]}}{4} = 70,9 \text{ [Nm]} \quad (24)$$

$$\begin{aligned} R_{x1} = R_{x2} = R_{x3} = R_{x4} &= \frac{F_c}{4} + \frac{F_c \cdot l_1}{2 \cdot a} \\ &= \frac{683,4 \text{ [N]}}{4} + \frac{683,4 \text{ [N]} \cdot 0,415 \text{ [m]}}{2 \cdot 0,089 \text{ [m]}} \\ &= 221,3 \text{ [N]} \end{aligned} \quad (25)$$

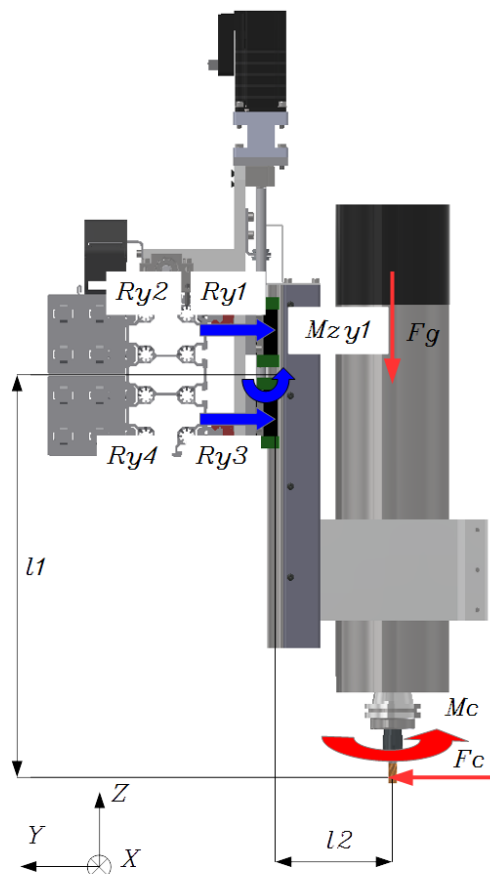
Povolený statický moment ZX = 270 Nm a povolená statická únosnost = 37840 N.

Dovolená statická únosnost jednoho vozíku je 37840 N < Rx1 => Zvolený vozík HGH 20 CA **VYHOVUJE**.

Zatížení v rovině ZY

Dovolený statický moment jednoho vozíku pro rovinu ZY je 270 Nm.

Veličina	Hodnota
Dovolená statická únosnost jednoho vozíku	37840 N
Hmotnost vřetene	$m_v = 34$ [kg]
Hmotnost upínače a nástroje	$m_s = 0,5$ [kg]
Zatížení hmotností sestavy vřetene	$F_g = 500$ [N]
Řezná síla	$F_c = 683,4$ [N]
Vzdálenost	$l_2 = 0,137$ [m]



Obr. 32: Zatížení v rovině ZY

$$\begin{aligned}
 M_{ZY1} &= \frac{F_c \cdot l_1}{4} + \frac{F_g \cdot l_2}{4} & (26) \\
 &= \frac{683,4 [N] \cdot 0,415 [m]}{4} \\
 &+ \frac{500[N] \cdot 0,137[N]}{4} = 88 [Nm]
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 R_{y1} = R_{y2} = R_{y3} = R_{y4} &= \frac{F_c}{4} + \frac{F_c \cdot l_1}{2 \cdot a} + \frac{F_g \cdot l_2}{2 \cdot a} & (27) \\
 &= \frac{683,4 [N]}{4} + \frac{683,4 [N] \cdot 0,415 [m]}{2 \cdot 0,089 [m]} \\
 &+ \frac{500 [N] \cdot 0,137 [m]}{2 \cdot 0,089 [m] \cdot 0,089 [m]} = 516,2 [N]
 \end{aligned}$$

Dovolená statická únosnost jednoho vozíku je 37840 N < R_{y1} => Zvolený vozík HGH 20 CA **VYHOVUJE**.

Povolený statický moment ZY = 270 Nm a povolená statická únosnost = 37840 N.

Zatížení v rovině XY

$$\begin{aligned}
 M_{XY1} &= \frac{F_c \cdot l_2}{4} + \frac{M_c}{4} & (28) \\
 &= \frac{683,4 [N] \cdot 0,137 [m] \cdot 0,137 [m]}{4} \\
 &+ \frac{3,41[Nm]}{4} = 18,8 [Nm]
 \end{aligned}$$

Zvolený vozík HGH 20 CA **VYHOVUJE** pro povolený statický moment XY = 270 Nm a povolenou statickou únosnost = 37840 N.

4.2.2 Návrh převodového ústrojí osy Z

Pro pohon osy Z jsem si zvolil kuličkový šroub **R12-10K3-FSCDIN** s vymezenou vůlí, broušeným hřídelem a přesností T5. Přesnost polohování udává výrobce 0,02 na 300mm délky. Tento výrobek je také od firmy HIWIN. Rozhodl jsem se pro něj

z důvodu nízké ceny a také možnosti opracování konce hřídelů dle dodané výkresové dokumentace. Pro uložení kuličkového šroubu jsem zvolil dvojici ložiskových domků na jednom konci s pevným a druhém s volným uložením. Domek EK – 08 je opatřen dvojicí kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem. Na druhém konci je domek EF – 08 s jedním radiálním kuličkovým ložiskem.

Označení	Maximální vůle [mm]	Statická únosnost [N]	Hmotnost [kg]	Cena [Kč]
R12-10K3-FSCDIN	0,02	10100	0,13 kg	1500
Šroub R12 x10	N/A	N/A	0,77 [kg/m]	1000/m
Domek EK08	N/A	N/A	1,5	1480
Domek EF08	N/A	N/A	1,1	590

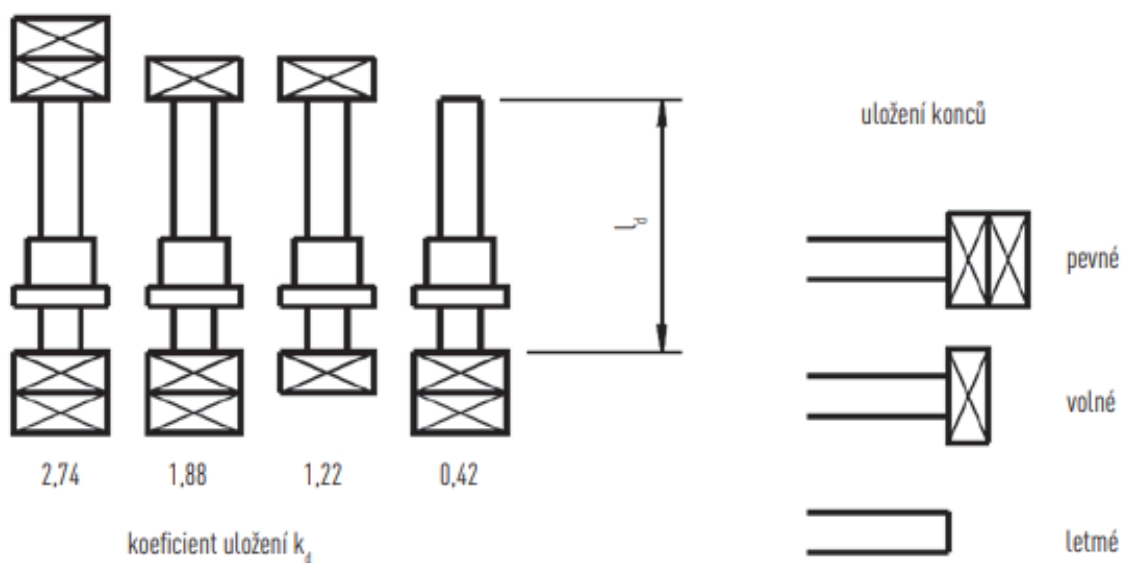


Obr. 33: Kuličkový šroub s maticí s oběžným kuličkami

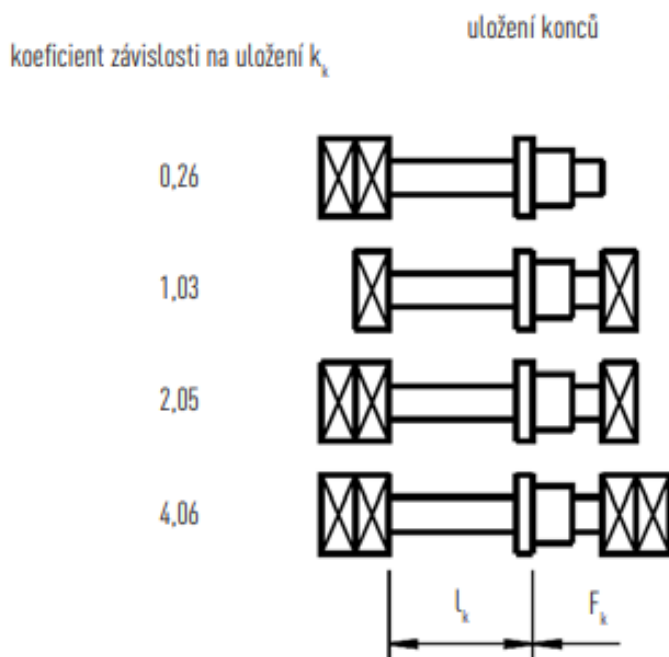
Veličina	Hodnota
Dynamická únosnost kuličkového šroubu	$C_{dyn} = 5100$ [N]
Hmotnost polohované sestavy	$m_z = 55$ [kg]
Rychlost rychloposuvu v osách X, Y, Z	$v_f = 10$ [m/min] $= 0,16$ [m/s]
Čas zrychlení na max. rychlost posuvu	$t_r = 0,2$ [s]
Délka nepodepřené části kuličkového šroubu	$l_{nz} = 300$ [mm]
Průměr sedla kuličkového šroubu	$d_k = 9,6$ [mm]
Koeficient uložení kuličkového šroubu	$k_d = 1,88$
Koeficient závislosti na uložení	$k_k = 2,05$
Vzdálenost mezi ložisky kuličkového šroubu	$l_d = 300$ [mm]
Maximální otáčkový faktor	$D_n = 90\ 000$
Stoupání kuličkového šroubu	$p = 10$ [mm]
Účinnost kuličkového šroubu	$\eta = 0,88$

Otáčky kuličkového šroubu

$$n_s = \frac{v_f}{p} = \frac{10000}{10} = 1000 \text{ [ot/min]} \quad (29)$$



Obr. 34: Koeficient uložení pro různé uložení kuličkových šroubů



Obr. 35: Koeficient závislosti na uložení pro různé uložení kuličkových šroubů

Kritické otáčky kuličkového šroubu

$$n_{kritické} = k_d \cdot \frac{d_k}{l_d^2} \cdot 10^8 = 1,22 \cdot \frac{9,6}{300^2} \cdot 10^8 = 13013 \text{ [ot/min]} \quad (30)$$

Maximální otáčky kuličkového hřídele

$$n_{max} = 0,8 \cdot n_{kritické} = 0,8 \cdot 13013 = 10410 \text{ [ot/min]} \quad (31)$$

Kontrola otáčkového faktoru

$$\begin{aligned} Dn &< Dn_{max} \\ d_k \cdot n_{\xi} &< Dn_{max} \\ 9600 &< 90000 \Rightarrow \mathbf{VYHOVUJE} \end{aligned} \quad (32)$$

Kontrola vzpěrné tuhosti - Statická axiální síla

$$F_g = m_z \cdot g = 55 \cdot 9,81 = 539,6 \text{ [N]} \quad (33)$$

Dynamická axiální síla

$$F_{dynz} = m_z \cdot \left(g + \frac{v_f}{t_r} \right) = 55 \cdot \left(9,81 + \frac{0,16}{0,2} \right) = 583,6 \text{ [N]} \quad (34)$$

Teoretické kritické statické axiální zatížení

$$F_k = k_k \cdot \frac{d_k^4}{l_k^2} \cdot 10^5 = 1,03 \cdot \frac{9,6^4}{300^2} \cdot 10^5 = 9720 \text{ [N]} \quad (35)$$

Maximální axiální zatížení

$$F_{kmax} = F_k \cdot 0,5 = 4860 \text{ N} \quad (36)$$

Kontrola kuličkového šroubu z hlediska statické únosnosti

$$F_g = 539,6 \text{ [N]} < F_{kmax} = 4860 \text{ N} \Rightarrow \mathbf{VYHOVUJE} \quad (37)$$

Kontrola kuličkového šroubu z hlediska dynamické únosnosti

$$F_{dyn} = 583,6 [N] < F_{kmax} = 4860 N \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (38)$$

Kontrola kuličkového šroubu při vrtání

$$F_f = 597,9 [N] < F_{kmax} = 4860 N \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (39)$$

Výpočet středních otáček - otáčky kuličkového šroubu pro frézování

Veličina	Hodnota
Počet různých otáčkových režimů během jednoho cyklu	$x = 2$
Poměrná doba v %, po kterou působí otáčky n_i	$t_i = 25$
Posuvová rychlost přivrtání	$v_f = 650 [mm/min]$
Posuvová síla při vrtání	$F_f = 597,9 [N]$

$$n_v = \frac{v_f}{p} = \frac{650}{10} = 65 [ot/min] \quad (40)$$

$$n_m = \sum_{i=1}^x n_i \cdot \frac{t_i}{100} \quad (41)$$

$$n_m = 1000 \cdot \frac{25}{100} + 65 \cdot \frac{75}{100} = 299 [ot/min]$$

Výpočet středního zatížení

$$F_m = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^x F_i^3 \cdot \frac{n_i \cdot t_i}{n_m \cdot 100}} \quad (42)$$

$$\begin{aligned} F_m &= \sqrt[3]{F_{dynz}^3 \cdot \frac{1000 \cdot 25}{299 \cdot 100} + (-m_z \cdot g + F_f)^3 \cdot \frac{65 \cdot 75}{299 \cdot 100}} \\ &= \sqrt[3]{583,6 [N]^3 \cdot \frac{1000 \cdot 25}{299 \cdot 100} + (-55 \cdot 9,81 + 597,9 [N])^3 \cdot \frac{65 \cdot 75}{299 \cdot 100}} \\ &= 406,7 [N] \end{aligned}$$

Výpočet životnosti

$$L_h = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_m \cdot 60} = \left(\frac{5100}{406,7}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{299 \cdot 60} = 109'917 \text{ hodin} \quad (43)$$

Volba pohonu osy Z

Veličina	Hodnota
Součinitel tření lineárního vedení	$f_1 = 0,005$
Součinitel tření kuličkového šroubu	$f_2 = 0,003$
Účinnost celé posuvné soustavy osy	$\eta = 0,88$

Hnací krouticí moment

Jelikož jsou dynamické síly při rychloposuvu sestavy osy Z menší než posuvová síla při vrtání F_f , použijí tuto sílu F_f ve výpočtu.

$$M_k = \frac{F_f \cdot p}{2000 \cdot \pi \cdot \eta} = \frac{597,9 [N] \cdot 10}{2000 \cdot \pi \cdot 0,88} = 1,08 \text{ Nm} \quad (44)$$

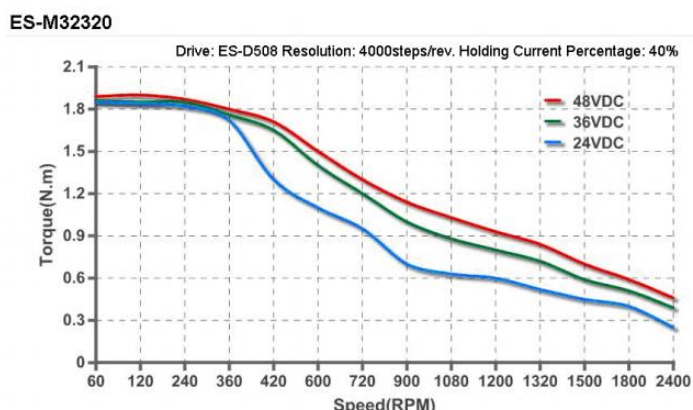
$$M_{kR} = \frac{F_f \cdot p}{2000 \cdot \pi \cdot \eta} = \frac{583,6 [N] \cdot 10}{2000 \cdot \pi \cdot 0,88} = 1,06 \text{ Nm}$$

Volba motoru

Vzhledem k nutnosti přesného polohování zvolil jsem motor **ES-M32320** od výrobce Leadshine. Tento motor disponuje natočením kroku $1,2^\circ$. Zároveň je jeho výkon dostatečný pro překonání dynamických účinků při rychloposuvu. Pro zaručení maximální spolehlivosti polohování při obrábění, je motor vybaven přírůstkovým optickým enkodérem.



Obr. 36: Krokový motor ES-M32320 [24]



Graf 1: Otáčková charakteristika krokového motoru ES-M32320 [24]

Jelikož u krokových motorů se kroutící moment se zvyšováním otáček snižuje, je nutné při výběru motoru uvažovat konkrétní pracovní bod v otáčkové charakteristice. Požadovaný kroutící moment při rychloposuvu $M_{kR} = 1,06\text{Nm} @ 1000$ [ot/min].

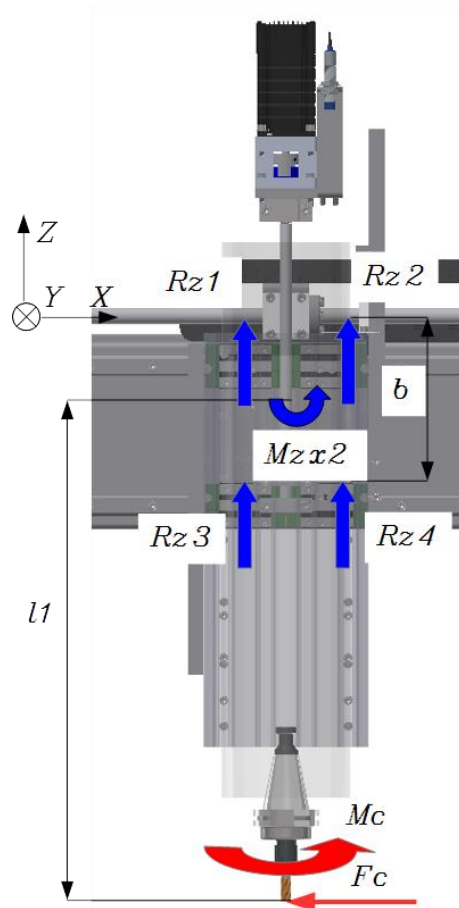
Označení	Úhel kroku [°]	Kroutící moment držný [Nm]	Otáčky [min ⁻¹]	Hmotnost [kg]	Cena [Kč]
ES-M32320	1,2	2.0	2400	1,35	2603

4.2.3 Návrh lineárního vedení osy X

Zatížení v rovině ZX

Pro vedení lineární osy X jsem zvolil vozík se čtyřřadým kuličkovým vedením HGH 20 CA. Dovolovaný statický moment jednoho vozíku pro rovinu ZX je 270 Nm. Dovolovaná statická únosnost jednoho vozíku je 37840 N

Veličina	Hodnota
Hmotnost polohované sestavy osy Z	$m_v = 65$ [kg]
Posuvová síla při vrtání	$F_f = 597,9$ [N]
Rozteč vozíků	$b = 0,135$ [m]



Obr. 37: Zatížení v ose ZX

$$M_{ZX2} = \frac{F_c \cdot l_1}{4} = \frac{683,4 \text{ [N]} \cdot 0,415 \text{ [m]}}{4} = 70,9 \text{ [Nm]} \quad (45)$$

$$R_{z1} = R_{z2} = R_{z3} = R_{z4} = \frac{F_c}{4} + \frac{F_c \cdot l_1}{2 \cdot b} \quad (46)$$

$$= \frac{683,4 \text{ [N]}}{4} + \frac{683,4 \text{ [N]} \cdot 0,415 \text{ [m]}}{2 \cdot 0,135 \text{ [m]}} = 1764,2 \text{ [N]}$$

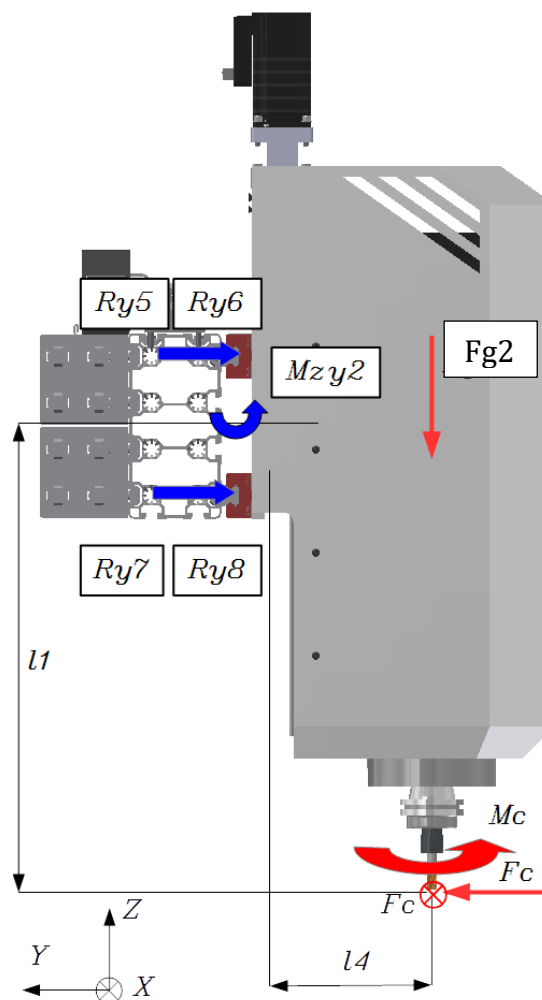
Dovolená statická únosnost jednoho vozíku je 37840 N < R_{z1-4} => Zvolený vozík HGH 20 CA **VYHOVUJE**.

Povolený statický moment ZX = 270 Nm a povolená statická únosnost = 37840 N.

Zatížení v rovině ZY

Dovolený statický moment jednoho vozíku pro rovinu ZY je 380 Nm.

Veličina	Hodnota
Dovolená statická únosnost jednoho vozíku	37840 [N]
Řezná síla	$F_c = 683,4$ [N]
Vzdálenost	$l_4 = 0,186$ [m]
Řezný moment – čelní hrubování	$M_c = 3,41$ [Nm]
Hmotnost polohovací sestavy osy Z a osy X	$F_{g2} = 700$ [N]



Obr. 38: Zatížení v rovině ZY

$$\begin{aligned}
 M_{ZY2} &= \frac{F_c \cdot l_1}{4} + \frac{F_{g2} \cdot l_4}{4} & (47) \\
 &= \frac{683,4 \text{ [N]} \cdot 0,415 \text{ [m]}}{4} + \frac{700 \text{ [N]} \cdot 0,186 \text{ [m]}}{4} \\
 &= 103,5 \text{ [Nm]}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 R_{y5} = R_{y6} = R_{y7} = R_{y8} &= \frac{F_c}{4} + \frac{F_c \cdot l_1}{2 \cdot b} + \frac{F_{g2} \cdot l_4}{2 \cdot b} & (48) \\
 &= \frac{683,4 \text{ [N]}}{4} + \frac{683,4 \text{ [N]} \cdot 0,415 \text{ [m]}}{2 \cdot 0,135 \text{ [m]}} \\
 &\quad + \frac{700 \text{ [N]} \cdot 0,186 \text{ [m]}}{2 \cdot 0,135 \text{ [m]}} = 1703,5 \text{ [N]}
 \end{aligned}$$

Dovolená statická únosnost jednoho vozíku je 37840 N < R_{y5} => Zvolený vozík HGH 20 CA **VYHOVUJE**.

Povolený statický moment ZY = 380 Nm a povolená statická únosnost = 37840 N.

Zatížení v rovině XY

$$\begin{aligned}
 M_{XY2} &= \frac{F_c \cdot l_4}{4} + \frac{M_c}{4} = \frac{683,4 \text{ [N]} \cdot 0,186 \text{ [m]}}{4} + \frac{3,41 \text{ [Nm]}}{4} & (49) \\
 &= 32,6 \text{ [Nm]}
 \end{aligned}$$

Zvolený vozík HGH 20 CA **VYHOVUJE** pro povolený statický moment XY = 270 Nm a povolenou statickou únosnost = 37840 N.

4.2.4 Návrh převodového ústrojí osy X

Pro převod rotační síly na lineární jsem pro osu X zvolil stejný typ kuličkového šroubu jako pro osu Z. Z důvodu přesouvání těžšího břemene jsem zvolil větší kuličkový šroub **R16-10K3-FSCDIN** s těmito parametry. Výběr ložiskových domků jsem uzpůsobil velikostí šroubu.

Označení	Maximální vůle [mm]	Statická únosnost [N]	Hmotnost [kg]	Cena [Kč]
R16-10K3-FSCDIN	0,02	19300	0,19 kg	2565
Šroub R16 x10	N/A	N/A	1,42 [kg/m]	2096/m
Domek EK10	N/A	N/A	1,5	1240
Domek EF10	N/A	N/A	1,1	640

Veličina	Hodnota
Dynamická únosnost kuličkového šroubu	$C_{dyn} = 9100$ [N]
Statická únosnost matice	$C_0 = 19300$ [N]
Hmotnost polohované sestavy	$m_z = 60$ [kg]
Rychlost rychloposuvu v osách X, Y, Z	$v_f = 10$ [m/min] $= 0,16$ [m/s]
Posuv při obrábění	$v_f = 1,04$ [m/min] $= 0,017$ [m/s]
Otáčky kuličkového šroubu při frézování	$n = 208$ [ot/min]
Čas zrychlení na max. rychlost posuvu	$t_r = 0,2$ [s]
Délka nepodepřené části kuličkového šroubu	$l_{nz} = 640$ [mm]
Průměr sedla kuličkového šroubu	$d_k = 12,5$ [mm]
Koeficient uložení kuličkového šroubu	$k_d = 1,22$
Koeficient závislosti na uložení	$k_k = 1,03$
Vzdálenost mezi ložisky kuličkového šroubu	$l_d = 640$ [mm]
Maximální otáčkový faktor	$D_n = 90\ 000$
Stoupání kuličkového šroubu	$p = 10$ [mm]
Účinnost kuličkového šroubu	$\eta = 0,88$

Otáčky kuličkového šroubu

$$n_s = \frac{v_f}{p} = \frac{10000}{10} = 1000 \text{ ot/min} \quad (50)$$

Kritické otáčky kuličkového šroubu

$$n_{kritické} = k_d \cdot \frac{d_k}{l_d^2} \cdot 10^8 = 1,22 \cdot \frac{12,5}{640^2} \cdot 10^8 = 3723 \text{ ot/min} \quad (51)$$

Maximální otáčky kuličkového hřídele

$$n_{max} = 0,8 \cdot n_{kritické} = 0,8 \cdot 13013 = 2978 \text{ [ot/min]} \quad (52)$$

Kontrola otáčkového faktoru

$$Dn < Dn_{max} \quad (53)$$

$$d_k \cdot n_s < Dn_{max}$$

$$12500 < 90000 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Kontrola vzpěrné tuhosti

Statická axiální síla

$$F_a = F_c = 683,4 \text{ [N]} \quad (54)$$

Dynamická axiální síla

$$F_{dynX} = m_z \cdot \left(\frac{v_f}{t_r}\right) = 60 \cdot \left(\frac{0,16}{0,2}\right) = 48 \text{ [N]} \quad (55)$$

Teoretické kritické statické axiální zatížení

$$F_k = k_k \cdot \frac{d_k^4}{l_k^2} \cdot 10^5 = 1,03 \cdot \frac{12,5^4}{640^2} \cdot 10^5 = 6139 \text{ [N]} \quad (56)$$

Maximální axiální zatížení

$$F_{kmax} = F_k \cdot 0,5 = 3070 [N] \quad (57)$$

Kontrola kuličkového šroubu z hlediska statické únosnosti

$$F_a = 683,4 [N] < F_{kmax} = 3070 N \Rightarrow VYHOVUJE \quad (58)$$

Kontrola kuličkového šroubu z hlediska dynamické únosnosti

$$F_{dyn} = 48N < F_{kmax} = 3070 N \Rightarrow VYHOVUJE \quad (59)$$

Výpočet středních otáček - otáčky kuličkového šroubu pro frézování

Veličina	Hodnota
Počet různých otáčkových režimů během jednoho cyklu	$x = 2$
Poměrná doba v %, po kterou působí otáčky n_i	$t_i = 25$
Posuvová rychlost při frézování	$v_f = 713 [mm/min]$
Řezná síla při frézování	$F_c = 683,4 [N]$

Otáčky kuličkového šroubu pro frézování

$$n_v = \frac{v_f}{p} = \frac{713}{10} = 71,3 [ot/min] \quad (60)$$

$$n_m = \sum_{i=1}^x n_i \cdot \frac{t_i}{100} \quad (61)$$

$$n_m = 1000 \cdot \frac{25}{100} + 134 \cdot \frac{75}{100} = 303,5 [ot/min]$$

Výpočet středního zatížení

$$F_m = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^x F_i^3 \cdot \frac{n_i \cdot t_i}{n_m \cdot 100}} \quad (62)$$
$$F_m = \sqrt[3]{F_{dynX}^3 \cdot \frac{n_i \cdot 25}{n_m \cdot 100} + F_c^3 \cdot \frac{n_i \cdot 75}{n_m \cdot 100}}$$
$$= \sqrt[3]{48^3 \cdot \frac{1000 \cdot 25}{303,5 \cdot 100} + 683,4 [N]^3 \cdot \frac{71,3 \cdot 75}{303,5 \cdot 100}}$$
$$= 383,3 [N]$$

Výpočet životnosti

$$L_h = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_m \cdot 60} = \left(\frac{9100}{383,3}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{303,5 \cdot 60} = 734'848 \text{ hodin} \quad (63)$$

Volba pohonu osy X

Veličina	Hodnota
Součinitel tření lineárního vedení	$f_1 = 0,005$
Součinitel tření kuličkového šroubu	$f_2 = 0,003$
Účinnost celé posuvné soustavy osy	$\eta = 0,88$

Hnací kroučící moment

Při čelním hrubování vzniká největší zatížení od řezné síly F_c . Dynamická síla při rychloposuvu je v tomto případě zanedbatelná $F_{dynX} = 48 [N]$

$$M_{kX} = \frac{F_c \cdot p}{2000 \cdot \pi \cdot \eta} = \frac{683,4 [N] \cdot 10}{2000 \cdot \pi \cdot 0,88} = 1,24 Nm \quad (64)$$
$$M_{kR} = \frac{F_{dynX} \cdot p}{2000 \cdot \pi \cdot \eta} = \frac{48 [N] \cdot 10}{2000 \cdot \pi \cdot 0,88} = 0,08 Nm$$

Volba motoru

Pro polohování osy X je vhodný stejný motor jako pro pohon osy Z. Tedy **ES-M32320** od výrobce Leadshine. Na rozdíl od pohonu osy Z tento motor nebude muset překonávat síly vzniklé tíhovým zrychlením a proto bude jeho výkon dostatečný i při hrubování. Tento motor disponuje natočením kroku $1,2^\circ$. Pro zaručení maximální spolehlivosti polohování při obrábění, je motor vybaven přírůstkovým optickým enkodérem. Viz obr. 36 a graf 1.

Požadovaný kroutící moment při hrubování $M_{kX} = 1,24\text{Nm @ } 71,3 [\text{ot/min}]$.

Označení	Úhel kroku [°]	Kroutící moment držný [Nm]	Otáčky [min ⁻¹]	Hmotnost [kg]	Cena [Kč]
ES-M32320	1,2	2.0	2400	1,35	2603

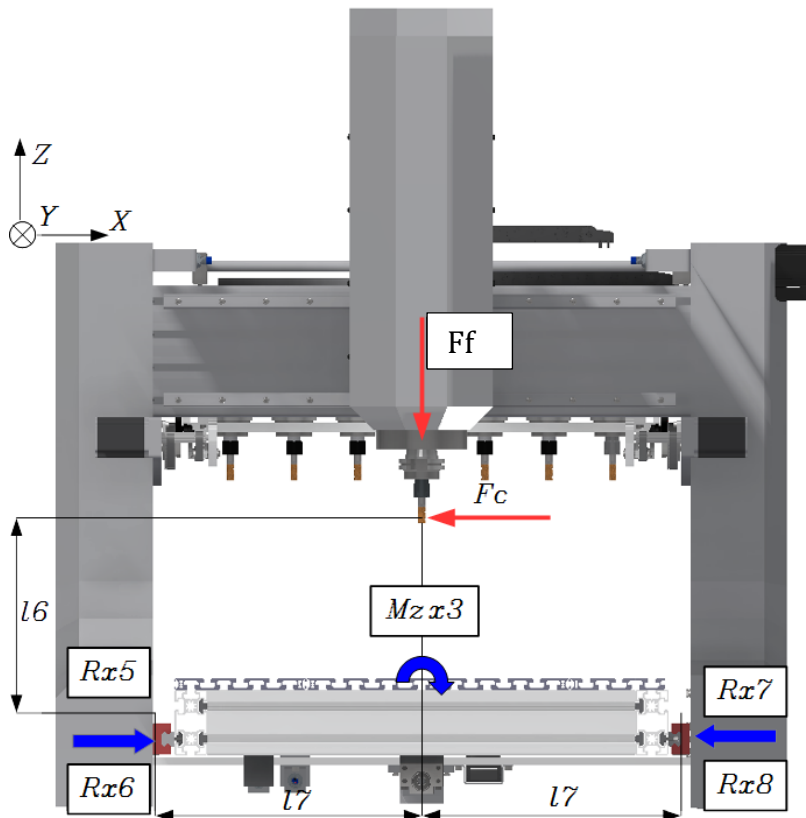
4.2.5 Návrh lineárního vedení osy Y

Morfologie této portálové frézky je navržena na základě požadavku na vysokou tuhost a také vyváženou dynamiku polohovacího systému. Proto jsem navrhl gantry jako statický prvek a základní stůl jako pohyblivý člen.

Zatížení v rovině ZX

Pro vedení lineární osy Y jsem zvolil vozík se čtyřřadým kuličkovým vedením HGH 20 CA. Dovoleno statický moment jednoho vozíku pro rovinu ZX je 270 Nm. Dovolena statická únosnost jednoho vozíku je 37840 N

Veličina	Hodnota
Hmotnost polohované sestavy osy Y	$m_v = 50 [\text{kg}]$
Posuvová síla při vrtání	$F_f = 597,9 [\text{N}]$
Vzdálenost	$l_7 = 0,34 [\text{m}]$



$$\begin{aligned}
 |M_{zx3}| &= \frac{F_c \cdot l_6}{4} + \frac{F_f \cdot l_7}{4} & (65) \\
 &= \frac{683,4 \text{ [N]} \cdot 0,34 \text{ [m]}}{4} + \frac{597,9 \text{ [N]} \cdot 0,34 \text{ [m]}}{4} \\
 &= 95,2 \text{ [Nm]}
 \end{aligned}$$

$$R_{x5} = R_{x6} = \frac{F_c}{4} = \frac{683,4 \text{ [N]}}{4} = 170,9 \text{ [N]} \quad (66)$$

$$R_{x7} = R_{x8} = -\frac{F_c}{4} = -\frac{683,4 \text{ [N]}}{4} = -170,9 \text{ [N]} \quad (67)$$

Povolený statický moment v rovině ZY = 380 Nm < M_{zx3} =>

Zvolený vozík HGH 20 CA **VYHOVUJE**.

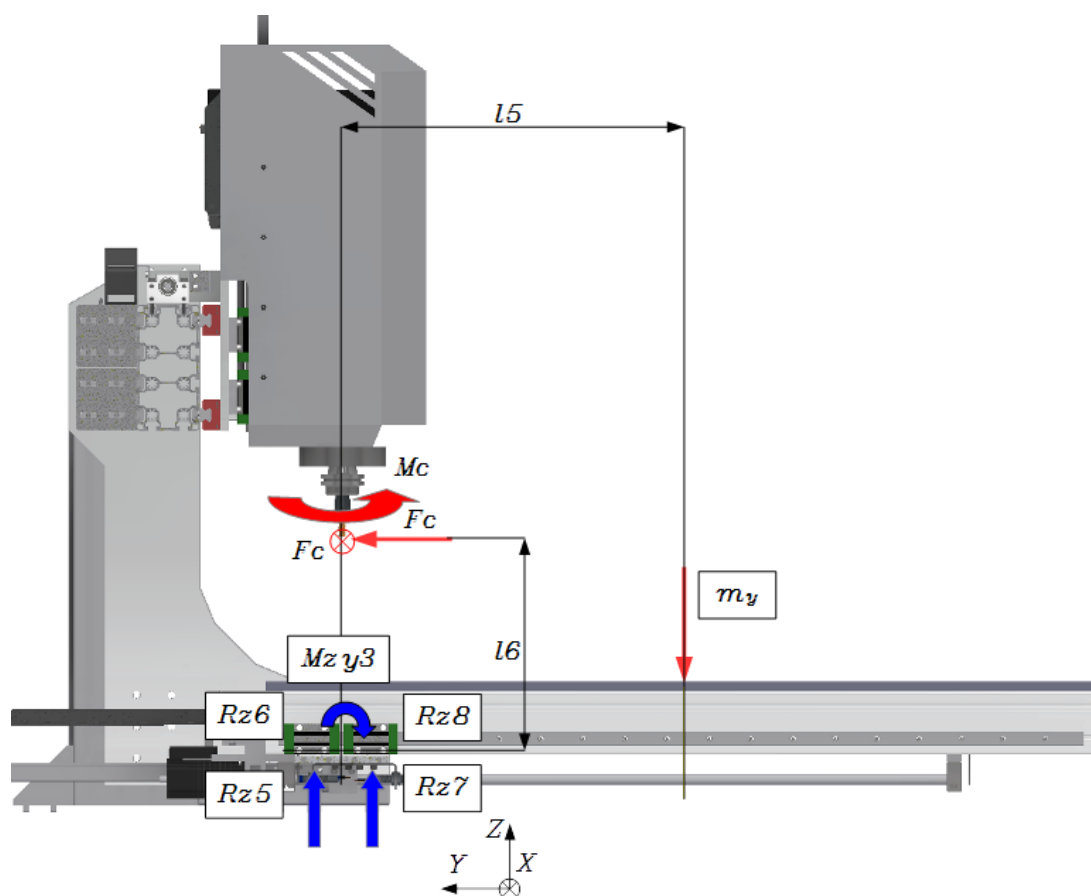
Dovolená statická únosnost jednoho vozíku je 37840 N < $|R_{z5-8}|$ =>

Zvolený vozík HGH 20 CA **VYHOVUJE**.

Zatížení v rovině ZY

Dovolený statický moment jednoho vozíku pro rovinu ZY je 270 Nm. Dovolená statická únosnost jednoho vozíku je 37840 N

Veličina	Hodnota
Dovolená statická únosnost jednoho vozíku	37840 [N]
Řezná síla	$F_c = 683,4$ [N]
Vzdálenost	$l_5 = 0,488$ [m]
Vzdálenost	$l_6 = 0,260$ [m]
Vzdálenost	$l_8 = 0,95$ [m]
Řezný moment – čelní hrubování	$M_c = 3,41$ [Nm]
Rozteč vozíků	$c = 0,08$ [m]
Hmotnost polohované sestavy osy Y	$m_y = 50$ [kg]



Obr. 39: Zatížení v rovině ZY

$$\begin{aligned}
|M_{ZY3}| &= \frac{F_c \cdot l_6}{4} + \frac{m_y \cdot g \cdot l_5}{4} & (68) \\
&= \frac{683,4 [N] \cdot 0,260 [m]}{4} + \frac{490,5 [N] \cdot 0,488 [m]}{4} \\
&= 104,3 [Nm]
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
R_{z5} = R_{z6} &= -\frac{m_y \cdot g}{4} + \frac{F_c \cdot l_6}{2 \cdot c} & (69) \\
&= \frac{490,5 [N]}{4} + \frac{683,4 [N] \cdot 0,260 [m]}{2 \cdot 0,08 [m]} \\
&= -1233,2 [N]
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
R_{z7} = R_{z8} &= \frac{m_y \cdot g}{4} + \frac{F_c \cdot l_6}{2 \cdot c} = \frac{490,5 [N]}{4} + \frac{683,4 [N] \cdot 0,260 [m]}{2 \cdot 0,08 [m]} & (70) \\
&= 1233,2 [N]
\end{aligned}$$

Povolený statický moment v rovině ZY = 380 Nm < M_{ZY3} =>

Zvolený vozík HGH 20 CA **VYHOVUJE**.

Dovolená statická únosnost jednoho vozíku je 37840 N < |R_{z5-8}| =>

Zvolený vozík HGH 20 CA **VYHOVUJE**.

Zatížení v rovině XY

$$M_{XY3} = \frac{M_c}{4} = \frac{3,41 [Nm]}{4} = 0,85 [Nm] \quad (71)$$

Povolený statický moment v rovině XY = 270 Nm < M_{XY3} =>

Zvolený vozík HGH 20 CA **VYHOVUJE**.

4.2.6 Maximální dovolené zatížení stolu

Polohovací ústrojí osy Y je vybaveno čtveřicí vozíků s oběžnými kuličkami. Ty jsou v každém okamžiku v ideální poloze pro obrábění. Vůči nástroji jsou stále ve stejné poloze a to eliminuje vytvoření klopných momentů při pohybu stolu v ose Y. Problém může nastat pokud by se konec maximálně vysunutého stolu do -Y zatížil velkou silou při manipulaci s těžkým obrobkem nebo upínkou. V následujícím výpočtu jsem stanovil maximální povolené statické zatížení konce stolu.

Maximální dovolený statický moment vozíku v rovině ZY je 270 [Nm]

$$M_{DOV} > \frac{F_c \cdot l_6}{4} + \frac{F_{max} \cdot l_8}{4} \Rightarrow \quad (72)$$
$$F_{max} < \frac{4 \cdot M_{DOV}}{l_8} - \frac{F_c \cdot l_6}{4}$$
$$F_{max} < \frac{4 \cdot 270}{0,95 \text{ [m]}} - \frac{683,4 \text{ [N]} \cdot 0,260 \text{ [m]}}{4}$$
$$F_{max} < 1092,4 \text{ [N]}$$
$$m_{max} = F_{max} \cdot g = 111,35 \text{ [kg]}$$

Pro tento případ volím bezpečnost $k = 2$.

Maximální dovolené zatížení na konci stolu je 55 kg

4.2.7 Návrh převodového ústrojí osy Y

Vzhledem k podobným zatížením pohonu polohování osy X a Y, volím stejný válcovaný kuličkový šroub s maticí s vymezenou vůlí R16-10K3-FSCDIN jako pro osu X.

Označení	Maximální vůle [mm]	Statická únosnost [N]	Hmotnost [kg]	Cena [Kč]
R16-10K3-FSCDIN	0,02	19300	0,19 kg	2565
Šroub R16 x10	N/A	N/A	1,42 [kg/m]	2096/m
Domek EK10	N/A	N/A	1,5	1240
Domek EF10	N/A	N/A	1,1	640

Veličina	Hodnota
Dynamická únosnost kuličkového šroubu	$C_{dyn} = 9100$ [N]
Statická únosnost matice	$C_0 = 19300$ [N]
Hmotnost polohované sestavy	$m_y = 50$ [kg]
Rychlost rychloposuvu v osách X, Y, Z	$v_f = 10$ [m/min] $= 0,16$ [m/s]
Posuv při obrábění	$v_f = 1,04$ [m/min] $= 0,017$ [m/s]
Otáčky kuličkového šroubu při frézování	$n = 208$ [ot/min]
Čas zrychlení na max. rychlost posuvu	$t_r = 0,2$ [s]
Délka nepodepřené části kuličkového šroubu	$L_d = 840$ [mm]
Průměr sedla kuličkového šroubu	$d_k = 12,5$ [mm]
Koeficient uložení kuličkového šroubu	$k_d = 1,22$
Koeficient závislosti na uložení	$k_k = 1,03$
Vzdálenost mezi ložisky kuličkového šroubu	$l_d = 930$ [mm]
Maximální otáčkový faktor	$D_n = 90\,000$
Stoupání kuličkového šroubu	$p = 10$ [mm]
Účinnost kuličkového šroubu	$\eta = 0,88$

Otáčky kuličkového šroubu

$$n_s = \frac{v_f}{p} = \frac{10000}{10} = 1000 \text{ [ot/min]} \quad (73)$$

Kritické otáčky kuličkového šroubu

$$n_{kritické} = k_d \cdot \frac{d_k}{l_d^2} \cdot 10^8 = 1,22 \cdot \frac{12,5}{840^2} \cdot 10^8 = 2161,3 \text{ ot/min} \quad (74)$$

Maximální otáčky kuličkového hřídele

$$n_{max} = 0,8 \cdot n_{kritické} = 0,8 \cdot 2161,3 = 1729 \text{ [ot/min]} \quad (75)$$

Kontrola otáčkového faktoru

$$Dn < Dn_{max} \quad (76)$$

$$d_k \cdot n_{\xi} < Dn_{max}$$

$$12500 < 90000 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Kontrola vzpěrné tuhosti

Statická axiální síla

$$F_a = F_c = 683,4 [N] \text{Error! Reference source not found.} \quad (77)$$

Dynamická axiální síla

$$F_{dynY} = m_z \cdot \left(\frac{v_f}{t_r} \right) = 50 \cdot \left(\frac{0,16}{0,2} \right) = 40 [N] \quad (78)$$

Teoretické kritické statické axiální zatížení

$$F_k = k_k \cdot \frac{d_k^4}{l_k^2} \cdot 10^5 = 1,03 \cdot \frac{12,5^4}{840^2} \cdot 10^5 = 3563,8 [N] \quad (79)$$

Maximální axiální zatížení

$$F_{kmax} = F_k \cdot 0,5 = 1781,9 [N] \quad (80)$$

Kontrola kuličkového šroubu z hlediska statické únosnosti

$$F_a = 683,4 [N] < F_{kmax} = 1781,9 N \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (81)$$

Kontrola kuličkového šroubu z hlediska dynamické únosnosti

$$F_{dyn} = 40N < F_{kmax} = 1781,9 N \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (82)$$

Výpočet středních otáček - otáčky kuličkového šroubu pro frézování

Veličina	Hodnota
Počet různých otáčkových režimů během jednoho cyklu	$x = 2$
Poměrná doba v %, po kterou působí otáčky n_i	$t_i = 25$
Posuvová rychlost při frézování	$v_f = 713$ [mm/min]
Řezná síla při frézování	$F_c = 683,4$ [N]

Otáčky kuličkového šroubu pro frézování

$$n_v = \frac{v_f}{p} = \frac{713}{10} = 71,3 \text{ [ot/min]} \quad (83)$$

$$n_m = \sum_{i=1}^x n_i \cdot \frac{t_i}{100} \quad (84)$$

$$n_m = 1000 \cdot \frac{25}{100} + 71,3 \cdot \frac{75}{100} = 303,5 \text{ [ot/min]}$$

Výpočet středního zatížení

$$F_m = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^x F_i^3 \cdot \frac{n_i \cdot t_i}{n_m \cdot 100}} \quad (85)$$

$$\begin{aligned} F_m &= \sqrt[3]{F_{dyn}^3 \cdot \frac{n_i \cdot 25}{n_m \cdot 100} + F_c^3 \cdot \frac{n_i \cdot 75}{n_m \cdot 100}} \\ &= \sqrt[3]{40^3 \cdot \frac{1000 \cdot 25}{303,5 \cdot 100} + 683,4 \text{ [N]}^3 \cdot \frac{71,3 \cdot 75}{303,5 \cdot 100}} \\ &= 383,2 \text{ [N]} \end{aligned}$$

Výpočet životnosti

$$L_h = \left(\frac{C_{dyn}}{F_m}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{n_m \cdot 60} = \left(\frac{9100}{383,2}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{303,5 \cdot 60} = 735'423 \text{ hodin} \quad (86)$$

Volba pohonu osy Y

Veličina	Hodnota
Součinitel tření lineárního vedení	$f_1 = 0,005$
Součinitel tření kuličkového šroubu	$f_2 = 0,003$
Účinnost celé posuvné soustavy osy	$\eta = 0,88$

Hnací kroutící moment

Při čelním hrubování vzniká největší zatížení od řezné síly F_c . Dynamická síla při rychloposuvu je v tomto případě zanedbatelná $F_{dynY} = 40 [N]$

$$M_{kY} = \frac{F_c \cdot p}{2000 \cdot \pi \cdot \eta} = \frac{683,4 [N] \cdot 10}{2000 \cdot \pi \cdot 0,88} = 1,24 Nm \quad (87)$$

$$M_{kR} = \frac{F_{dynY} \cdot p}{2000 \cdot \pi \cdot \eta} = \frac{40 [N] \cdot 10}{2000 \cdot \pi \cdot 0,88} = 0,07 Nm$$

Volba motoru

Pro polohování osy Y je vhodný stejný motor jako pro pohon osy X. Tedy **ES-M32320** od výrobce Leadshine. Ztížení pro osu X a Y je prakticky totožné. Tento motor disponuje natočením kroku $1,2^\circ$. Pro zaručení maximální spolehlivosti polohování při obrábění, je motor vybaven přírůstkovým optickým enkodérem. Viz obr. 36 a graf 1.

Požadovaný kroutící moment při hrubování $M_{kX} = 1,24Nm @ 71,3 [ot/min]$.

Označení	Úhel kroku [°]	Kroutící moment držný [Nm]	Otáčky [min ⁻¹]	Hmotnost [kg]	Cena [Kč]
ES-M32320	1,2	2.0	2400	1,35	2603

4.3 Cenová kalkulace

Název	Označení	Výrobce	Počet jednotek	Jednotková cena [Kč]	Celková cena [Kč]
ATC vřeteno	ATC-12575-12	Mechatron	1ks	130000	130000
Frekvenční měnič	MX2-A4040-E, 3-fázový, 400V	Omron	1ks	17372	17372
Pneumatika		Festo	1	12000	12000
Chlazení	KG5000	Mecahtron	1ks	11725	11725
Elektrická skříň			1ks	3500	3500
Vozík	HGH20CA	HIWIN	12ks	1155	13860
Kolejnice	HGR20R	HIWIN	5m	2400	12000
Kuličková matice	R12-10K3-FSCDIN	HIWIN	1ks	1500	1500
Kuličková matice	R16-10K3-FSCDIN	HIWIN	2ks	2565	5130
Šroub	R12 x10	HIWIN	400mm	1000	400
Šroub	R16 x10	HIWIN	2000mm	2096	4192
Ložiskový domek	EK08	HIWIN	1ks	1480	1480
Ložiskový domek	EF08	HIWIN	1ks	590	590
Ložiskový domek	EK10	HIWIN	2ks	1240	2480
Ložiskový domek	EF10	HIWIN	2ks	640	1280
Krokový motor	ES-M32320	Leadshine	3ks	2603	7809
Servo driver	ES-D508	Leadshine	3ks	2413	7239
Indukční čidlo	IME12-08NPSZC	IME	6ks	522	3132
Extrudované profily		ALUTEK KK			35000
Spojovací materiál					6000
Elektroinstalace					5000
Celkem s DPH					272707

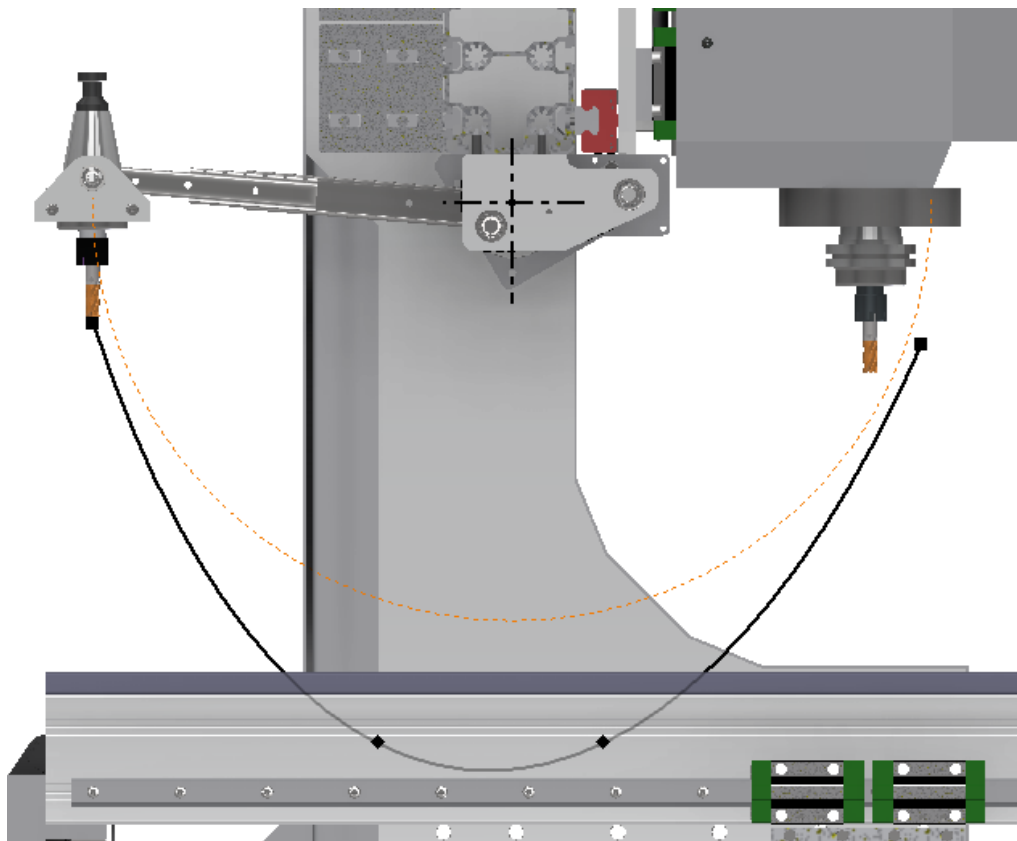
Tab. 2 : Cenová kalkulace

5 Konstrukce automatického výměníku nástrojů

Aby se využil maximálně potenciál této frézky, bude tato kapitola popisovat cestu návrhu automatického výměníku nástrojů, dále jen AVN. Při konceptu AVN jsem měl na paměti několik hlavních bodů, které jsem chtěl aby AVN splňoval. Především to byla co nejmenší zástavbová plocha zařízení. Hledal jsem řešení, které by bylo elegantní a zároveň jednoduché co se týče pohonu, jeho ovládání a přesnosti.

5.1 Koncept

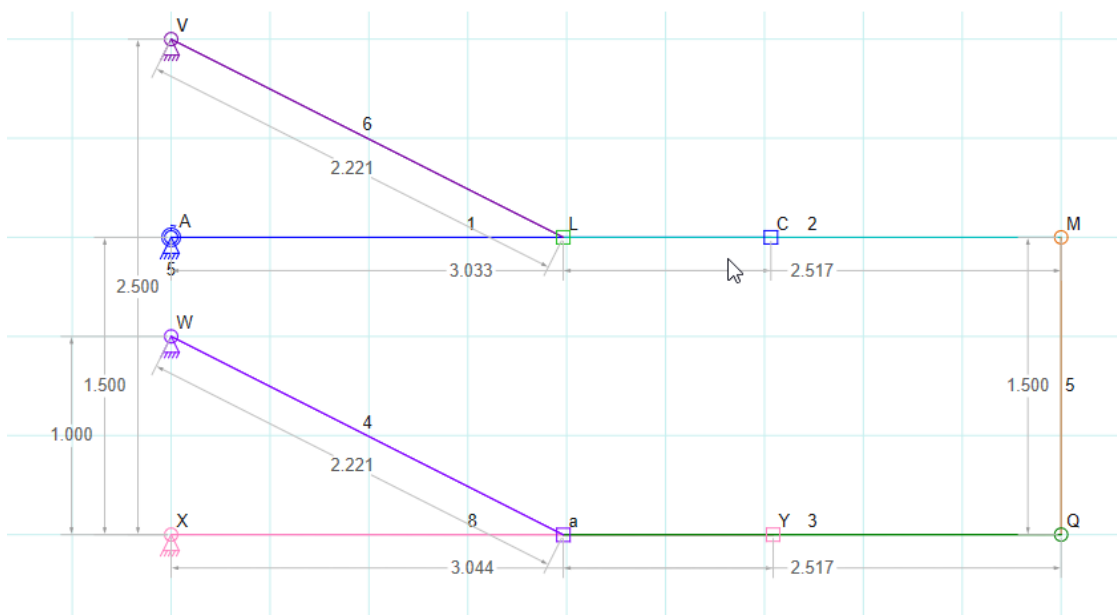
Při počáteční volbě polohovacího mechanismu jsem chtěl docílit toho aby nástroje byly vysunuty pod vřeteno a to se pak mohlo volně pohybovat po ose X stroje. Druhou podmínkou bylo, aby nástroje nezavadily o stůl při příjezdu nebo odjezdu podavače viz obr. 40. Poslední neméně důležitou podmínkou bylo, aby nástroje byly po odjezdu mechanismu umístěny v uzavřeném prostoru nebo v zákrytu, tak aby jejich upínací plochy byly chráněny proti znečištění v průběhu obrábění.



Obr. 40: Trajektorie nástroje za použití samostatné kliky – pohled zleva

Na obr. 40 je znázorněna trajektorie nástroje, pokud by byla použita pouze klika uchycená otočně v jednom bodě. Špička nástroje by měla trajektorii ve tvaru paraboly a výrazně by protínala obráběcí stůl stroje.

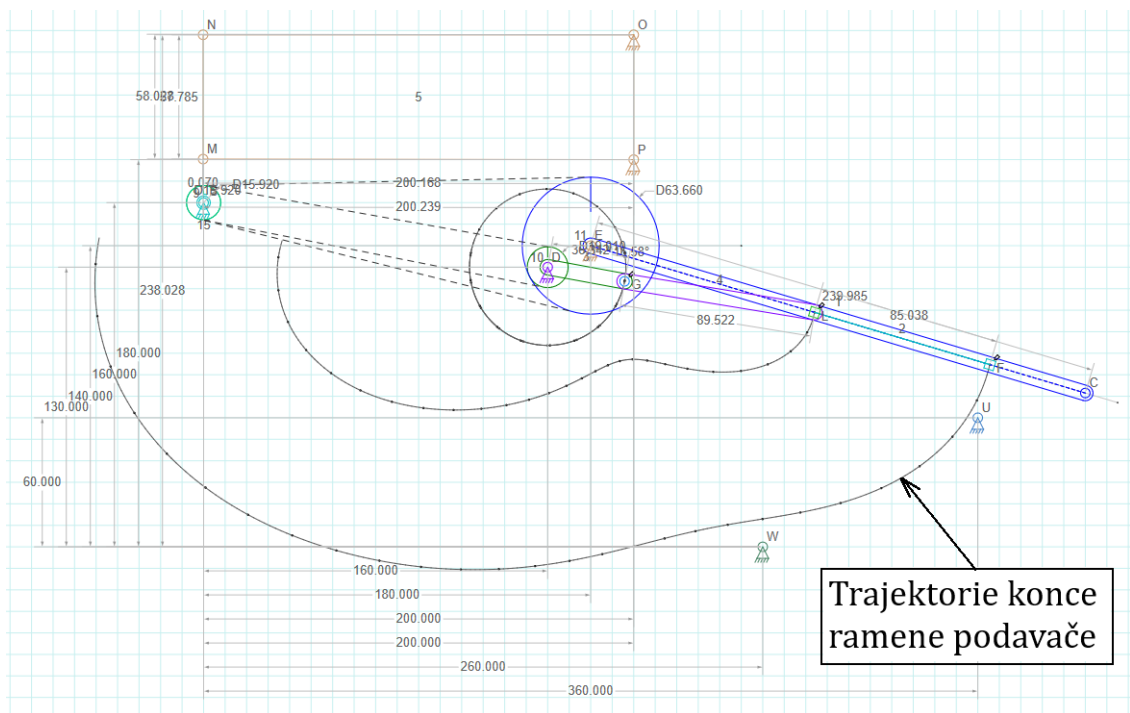
Pro návrh kinematiky mechanismu jsem použil freeware program Linkage. Ten mi umožnil snadné upravování rozměrů a typů vazeb. Nejprve jsem začal s návrhem paralelogramu viz obr. 41, z toho důvodu, aby horní plocha lavice s nástroji byla vždy vodorovně natočená. Tento mechanismu ovšem nedisponoval potřebnou délkou chodu. Z toho důvodu jsem paralelogram zavrhl a obešel ho uchycením lavice s nástroji nad osou těžiště. To mi v kombinaci s uložením v radiálních ložiscích zajistilo vodorovné natočení lavice v každé poloze.



Obr. 41: Paralelogram

Aby hledaný mechanismus vytvářel trajektorii, která by neprotínala povrch obráběcího stolu a zároveň disponoval dostatečným rozsahem pohybu, bylo nutné najít kombinovaný mechanismus. Jako nejlepší řešení se mi podařilo nalézt kombinaci klikového mechanismu, který bude prodlužovat dráhu chodu podavače a výsuvného lineárního prvku. Ovšem načasování chodu klikové mechanismu bylo nutné nastavit tak, aby k maximálnímu vysunutí došlo v koncových polohách a k minimálnímu v dolní úvratí.

Při konstrukci rozměrů mechanismu se ukázalo jako velice kritické rozmístění středu otáčení kliky vůči středu otáčení ramena výsuvu. Po nalezení ideální polohy jsem upravoval délku kliky, ojnice a zároveň ideální poměr otáček kliky k rameni výsuvu. Na obr. 42 je vidět trajektorie konce ramene mechanismu podavače.



Obr. 42: Otočný klikový mechanismus s excentrem – program Linkage

Jako převod se mi pro tuto aplikaci jevil nejvhodnější ozubený řemen s řemenicemi. Je to relativně přesný způsob přenosu krouťícího momentu z motoru na poháněný člen. Další výhodou je nízká cena, nenáročnost na údržbu a pracovní prostředí.

Veličina	Hodnota
Převodový poměr náhonu lineárního výsuvu	i_1
Převodový poměr náhonu klikového mechanismu	i_2
Počet zubů pastorku	Z_1 -
Počet zubů hnaného kola lineárního výsuvu	Z_2
Počet zubů hnaného kola kliky	Z_3

$$i_1 = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{40}{10} = 4 \quad (88)$$

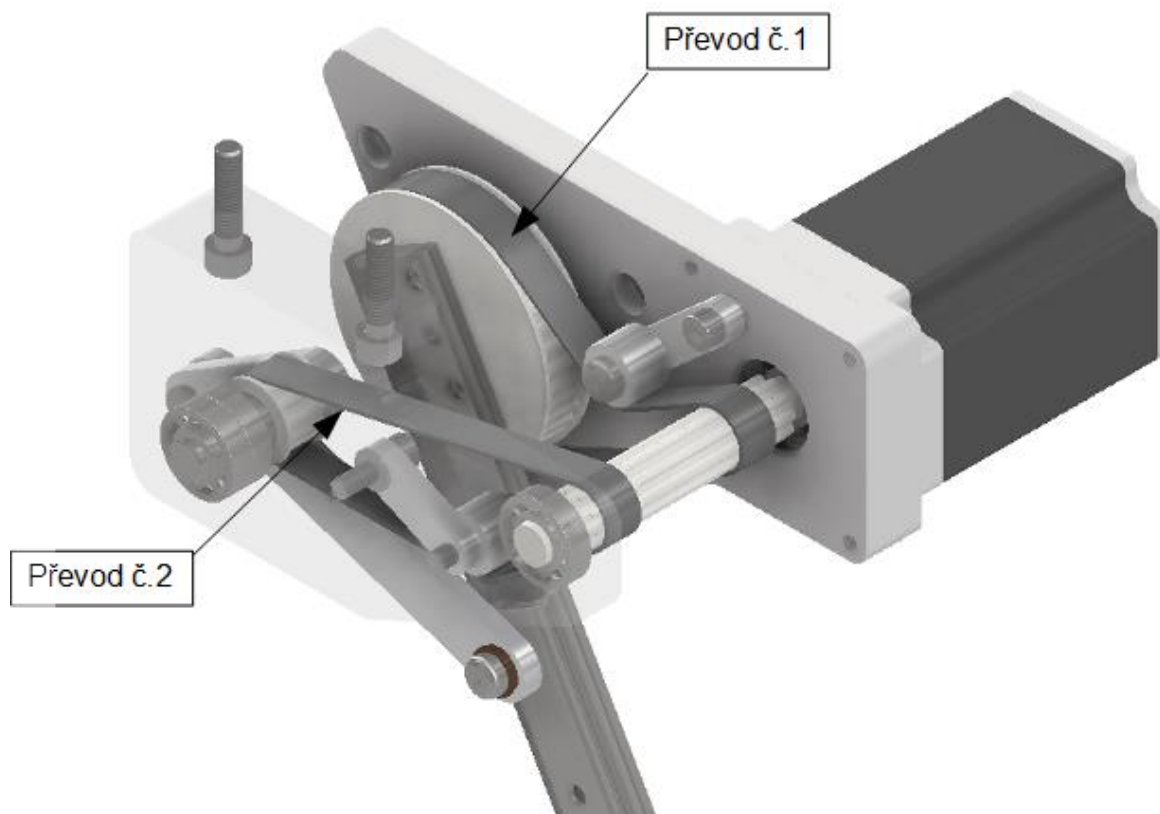
$$i_2 = \frac{Z_3}{Z_1} = \frac{12}{10} = 1,2 \quad (89)$$

5.2 Návrh pohonu analytickým výpočtem

Při rozboru silových účinků mechanismu jsem si zvolil dvě polohy při kterých se domnívám, že by měli vyvíjet největší zatížení na mechanismus. První poloha (1A) nastává, když lavice přechází do zadní polohy. Druhá poloha (2A) nastává, když se mechanismus přesouvá ze zadní polohy do přední a klika je ve vodorovné poloze 0°.



Obr. 43: Orientace úhlů v této práci

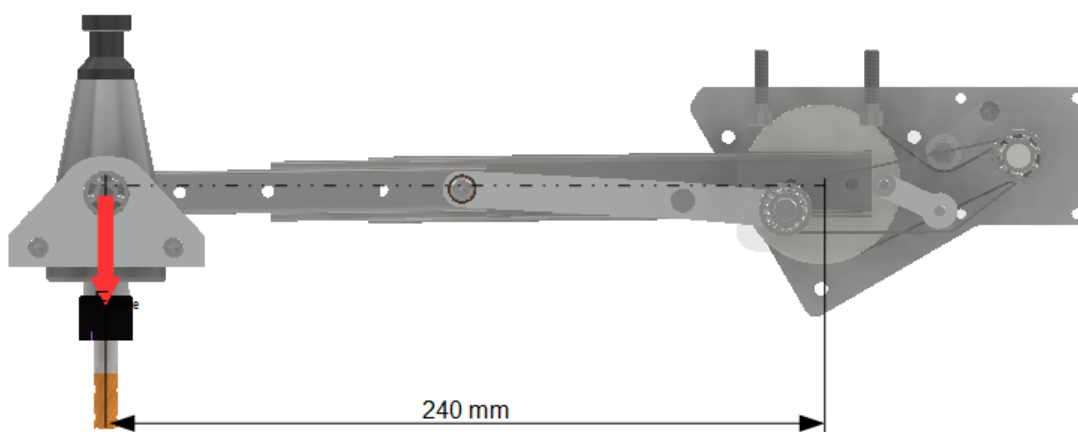


Obr. 44: Převody mechanismu

5.2.1 Rozbor maximálních silových účinků převodu č.1

Teoreticky by k maximálnímu zatížení ramene výsuvu a převodu č. 1 mělo docházet v zadní poloze mechanismu (poloha 1A), kdy pomyslná osa mezi čepem otáčení lavice s nástroji a čepem otáčení ramene je ve vodorovné poloze. Klikový mechanismus je v tomto natočení skoro v horní úvrati, tudíž moment na klikovém hřídeli bude téměř nulový a proto ho budu zanedbávat.

Veličina	Hodnota
Moment na hnané řemenici 2	M_{k2}
Moment na hnací řemenici 1	M_{k1}
Zatížení od tíhy lavice s nástroji	$F_{lavice} = 13,8 \text{ [N]}$
Délka pomyslného ramene	$l_1 = 240 \text{ [mm]}$



Obr. 45: Poloha 1A - maximální zatížení ramene mechanismu - pohled zleva

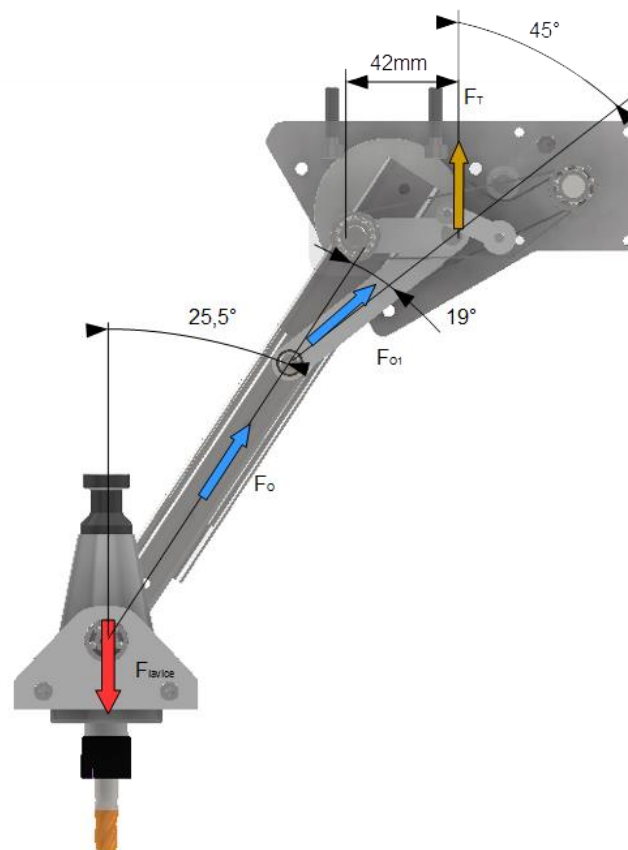
$$M_{k2} = F_{lavice} \cdot l_1 = 13,8 \text{ [N]} \cdot 0,24 \text{ [m]} = 3,312 \text{ [Nm]} \quad (90)$$

$$i_1 = \frac{M_{k2}}{M_{k1}} \Rightarrow M_{k1} = \frac{M_{k2}}{i_1} = \frac{3,312}{4} = 0,828 \text{ [Nm]} \quad (91)$$

5.2.2 Rozbor maximálních silových účinků převodu č.2

Teoreticky by k maximálnímu zatížení klikového hřídele a převodu č. 2 mělo docházet při přesouvání mechanismu ze zadní do přední polohy při natočení kliky do vodorovné polohy a při poloze výsuvného ramene okolo dolní úvrati viz obr. 46.

Veličina	Hodnota
Moment na klikovém hřídeli	M_{k3}
Tečná síla na klíce	F_T
Délka kliky	$l_2 = 42 \text{ [mm]}$



Obr. 46: Poloha 2A – maximální zatížení klikového mechanismu – pohled zleva

$$\begin{aligned} \text{Síla } F_O \quad \cos 25,5^\circ = \frac{F_{lavice}}{F_O} \Rightarrow F_O = \frac{F_{lavice}}{\cos 25,5^\circ} = \frac{[N]}{\cos 25,5^\circ} \quad (92) \\ = 15,28[N] \end{aligned}$$

$$\text{Síla } F_{O1} \quad \cos 19^\circ = \frac{F_O}{F_{O1}} \Rightarrow F_{O1} = \frac{F_O}{\cos 19^\circ} = \frac{15,28}{\cos 19^\circ} = 16,17[N] \quad (93)$$

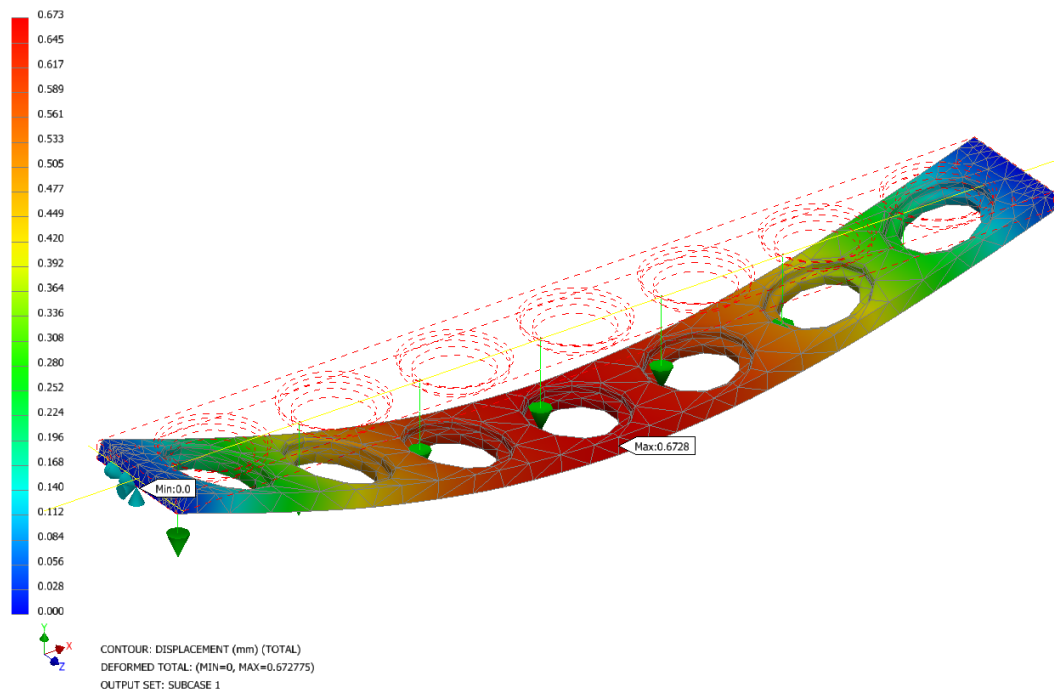
$$\text{Síla } F_T \quad \cos 45^\circ = \frac{F_T}{F_{O1}} \Rightarrow F_T = F_{O1} \cdot \cos 45^\circ = 11,43[N] \quad (94)$$

Moment na klikovém hřídeli M_{k3}

$$M_{k3} = F_T \cdot l_2 = 11,43[N] \cdot 0,042[m] = 0,48[Nm] \quad (95)$$

5.2.3 Kontrola průhybu lavice s nástroji

Při obsazení lavice všemi nástroji by mohlo dojít k průhybu celé desky a tím pádem by pak vřeteno nebylo schopné některé nástroje správně uchopit a zajistit. Z toho důvodu jsem zatížení lavice nasimuloval v program Autodesk Nastran viz obr. 47. Abych simuloval nejhorší možný případ geometrických okrajových podmínek, nastavil jsem na jednom konci lavice vazbu kloubovou a na druhém konci vazbu obecnou. Celou lavici jsem zatížil ekvivalentními silami vyvinutými od ISO 40 kleštin s nástroji. Jedna sestava nástroje s kleštinou váží 960 g. Numericky vypočítaný maximální průhyb je 0,67mm což je plně pro tuto aplikaci dostačující.

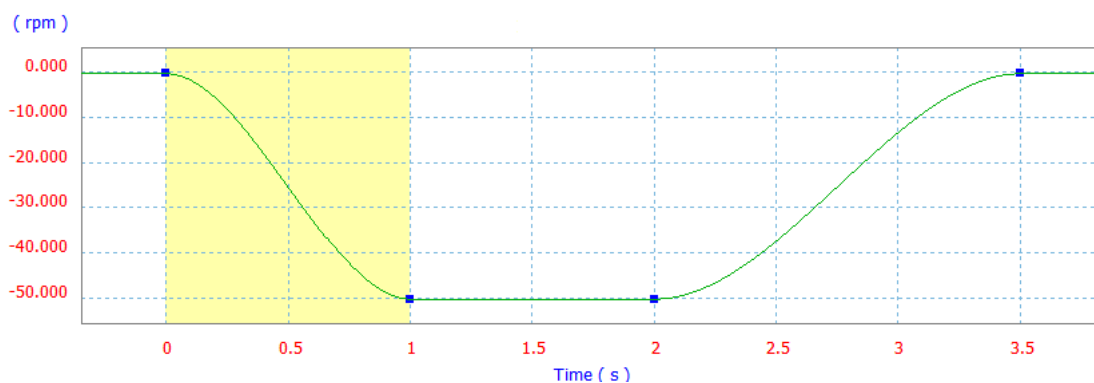


Obr. 47: Průhyb lavice s nástroji

5.3 Návrh pohonu pomocí Autodesk Dynamic simulation

Abych si ověřil správnost mých analytických výpočtů a také zpřesnil celý návrh, vytvořil jsem v modulu Dynamic simulation pohybovou studii přestavení mechanismu podavače nástrojů.

Celkovou dobu přestavení mechanismu z přední do zadní polohy jsem nastavil na 3,5 s. Rychlejší pohyb by způsoboval rozkývání lavice s nástroji. Pro snížení rozkývání jsem v simulaci nastavil rozběhovou a doběhovou charakteristiku motoru jako kubickou funkci viz obr. 48.



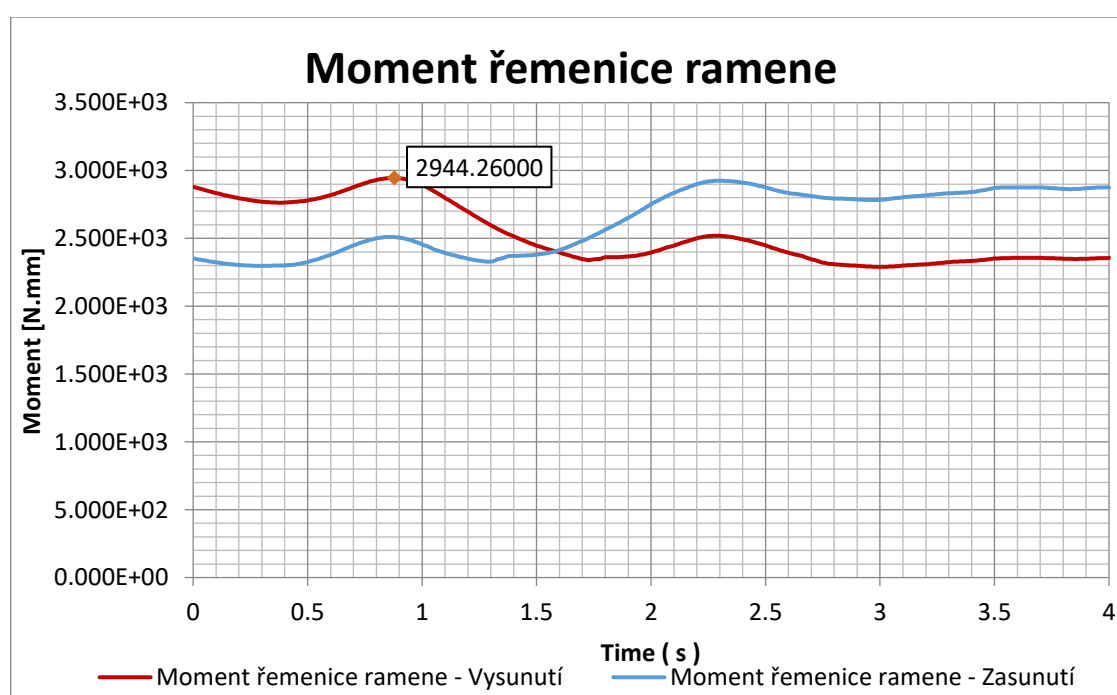
Obr. 48: Charakteristika rozběhu a doběhu motoru

V klikovém mechanismu je zajištěn přenos radiálních sil mezi jednotlivými členy pomocí kluzných bronzových ložisek. Tyto prvky jsou zohledněny v simulaci a byl jim nastaven koeficient tření 0,2. Tam kde jsou použity kuličková ložiska jsem odpor valení ložisek zanedbal. U výsuvného ramene jsem nastavil koeficient tření na 0,1.

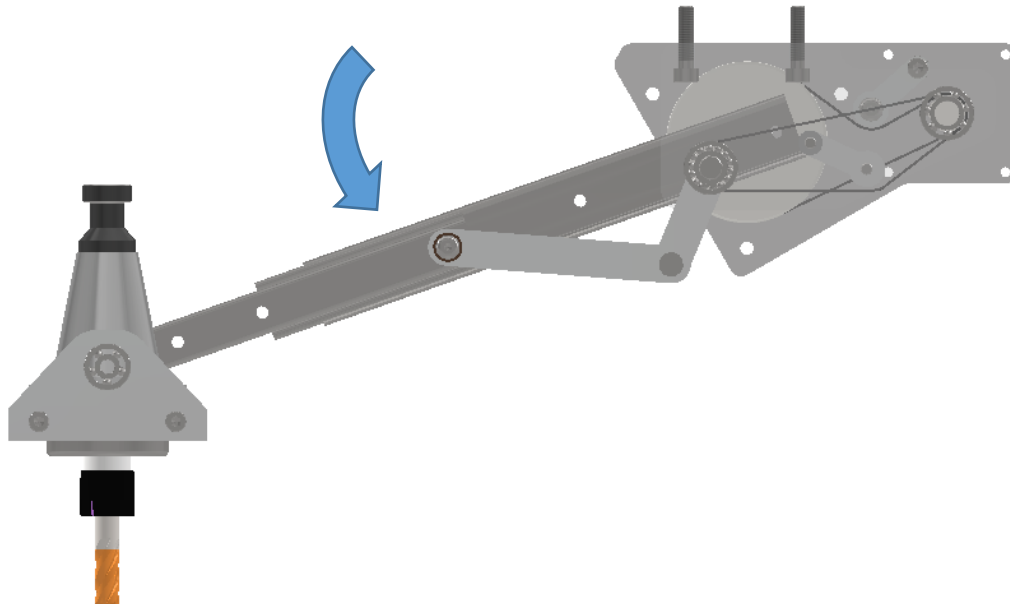
Jelikož se celé zařízení podavače nástrojů skládá ze dvou stejných zrcadlených mechanismů pracujících v tandemu, pro simulaci a výpočet se jsem využil osy symetrie a tedy počítal s jednou polovinou celého zařízení.

5.3.1 Rozbor maximálních silových účinků převodu č.1

Při přesunu mechanismu ze zadní polohy do přední dochází podle simulace na hřídeli výsuvného ramene v poloze **1B** k maximálnímu zatížení kroučícím momentem **2.94 N.m**. V analytickém výpočtu jsem uvažoval maximální zatížení v podobné poloze jako je tomu v simulaci. Z výsledku analytického řešení vyplývá, že kroučící moment na hřídeli ramene je dle rovnice (86) **3,312 N.m**. Výsledek se oproti simulaci výrazně neliší. Odchylka může být způsobena tím, že jsme při analytickém výpočtu neuvažoval součinnost mechanismu č.2. Analytický výpočet byl prováděn staticky kdežto simulace uvažovala odstředivé síly a kinetickou energii při pohybu.



Graf 2: Momentová charakteristika zatížení hřídele výsuvného ramene

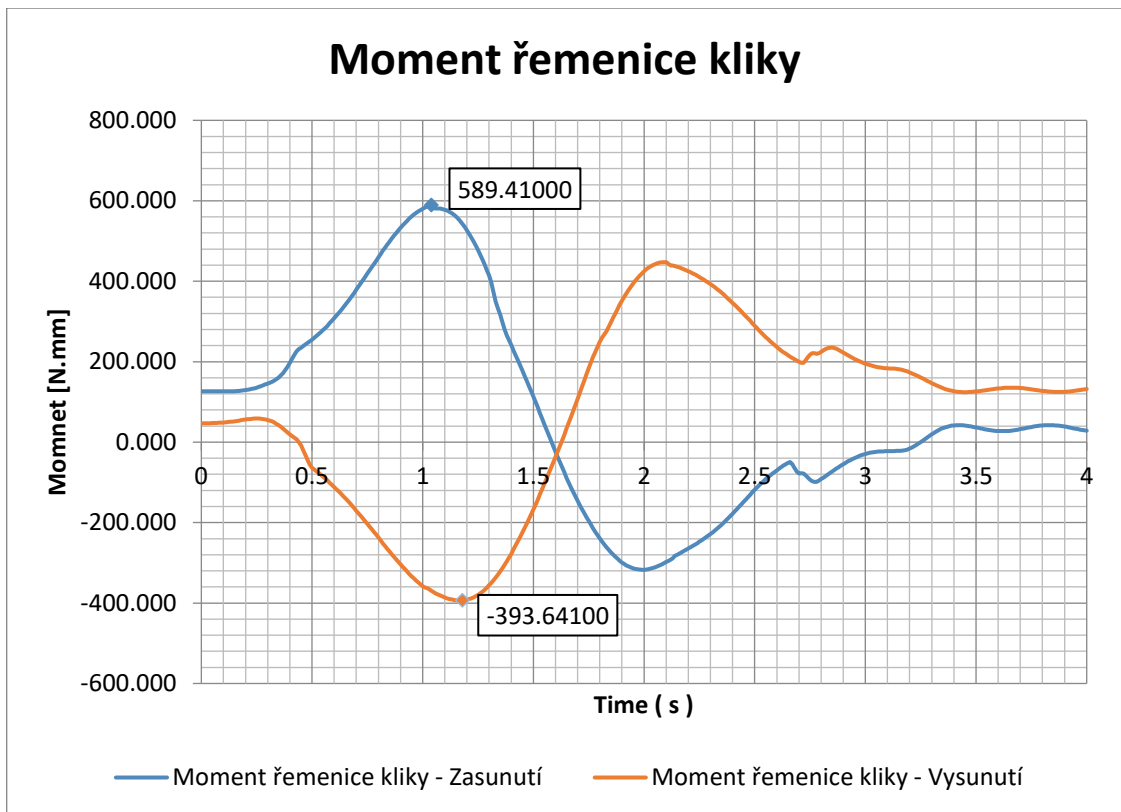


Obr. 49: Poloha 1B při maximálním zatížení výsuvného ramena – pohled zleva

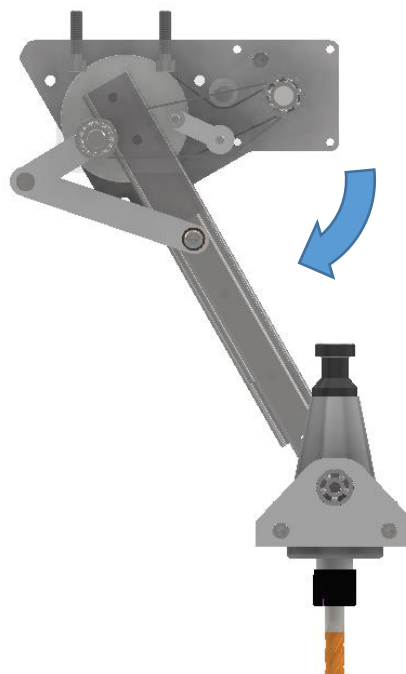
5.3.2 Rozbor maximálních silových účinků převodu č. 2

Ze zobrazených výsledků vyplývá, že při přesunu mechanismu dojde k maximálnímu zatížení momentem klikového hřídele v jiné poloze než jsem předpokládal. **Maximální moment 0.589 N.m** nastává při zasouvání mechanismu před dolní úvratí výsuvného ramene a při natočení kliky kolmo k výsuvnému rameni viz obr. 50. V analytickém výpočtu jsem uvažoval maximální zatížení před dolní úvratí výsuvného ramene ovšem při vysouvání mechanismu. V graf 3 je toto lokální maximum znázorněno s hodnotou **-0.393 N.m**.

Z analytického výpočtu vyplývá, že moment na klikovém hřídeli je **0.48 N.m**, viz rovnice (95). Rozdíl oproti výsledku vypočítaný simulací se liší pravděpodobně z toho důvodu, že mechanismus není natočen do totožné polohy jako je tomu při simulaci. Při statickém výpočtu jsem neuvažoval součinnost mechanismu č. 1 a zanedbal jsem koeficienty tření.



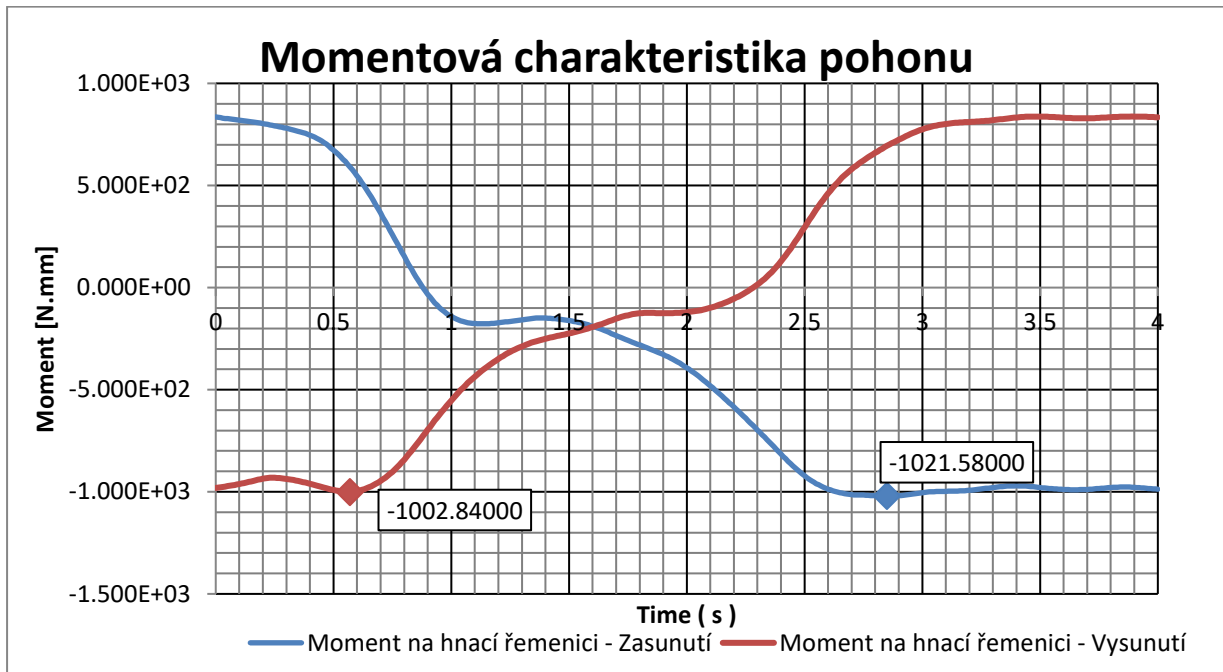
Graf 3: Momentová charakteristika zatížení klikového hřídele



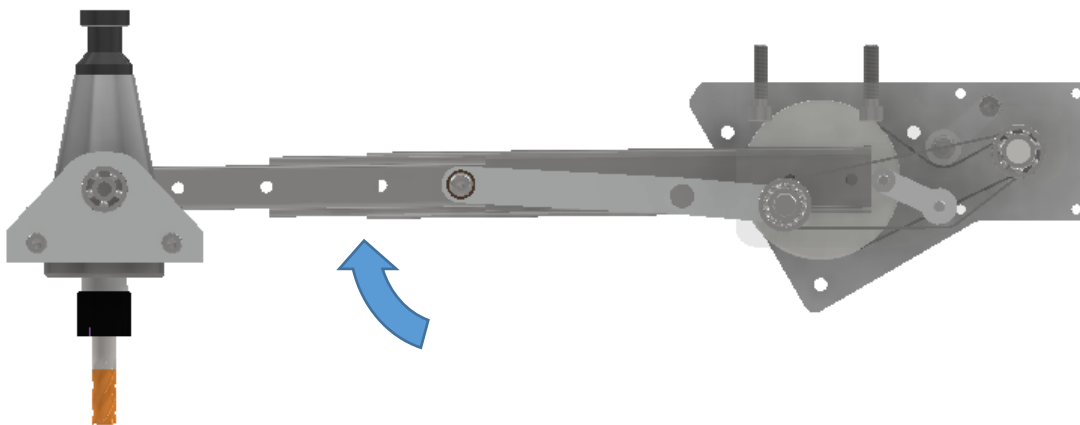
Obr. 50: Poloha při maximálním zatížení klikového hřídele - pohled zleva

5.3.3 Kroučící moment na hnacím hřídeli

Z Graf 4 vyplývá, že maximální zatížení motoru bude docházet v téměř zasunutém stavu mechanismu. Pro volbu motoru použiji hodnotu kroučícího momentu **1.021 N.m**.



Graf 4: Momentová charakteristika pohonu podavače nástrojů



Obr. 51: Poloha mechanismu při maximálním zatížení motoru – pohled zleva

5.3.4 Volba motoru a ovládání

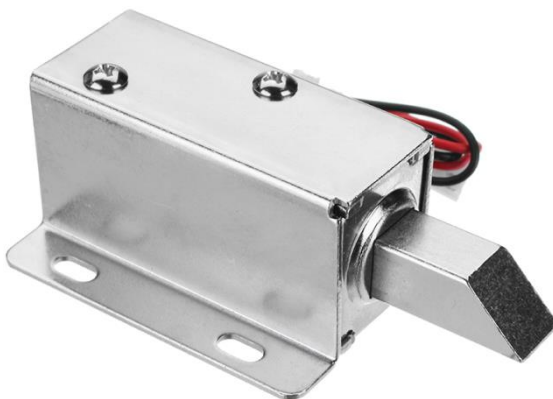
Jako pohon mechanismu jsem si zvolil dvupólový krokový motor. Bezpečnost mechanismu volím 1,5. Výsledný potřebný kroučící moment na jeden krokový motor

bude **1.53 N.m**. Zvolil jsem krokový motor NEMA 23 - HS 200 2231 0210 od firmy Ametek [25]. Ten disponuje držným kroučícím momentem **1.61 N.m**.

Specification	Units	HS 200 2231	
		0210	0300
Rated Phase Current	A	2.10	3.00
Phase Resistance	Ω	2.0	1.1
Phase Inductance	mH	6.5	1.7
Holding Torque Unipolar	oz-in	—	177
	Ncm	—	125
Holding Torque Bipolar	oz-in	228	231
	Ncm	161	163
Detent Torque	oz-in	9.6	9.6
	Ncm	6.8	6.8
Rotor Inertia	oz-in-s ² x10 ⁻⁴	48	48
	g-cm ²	340	340
Motor Weight (Mass)	lb	2.2	2.2
	kg	1.0	1.0
Maximum Voltage	V	75	75
Std. No. of Leads	—	4	8

Tab. 3: Specifikace krokového motoru

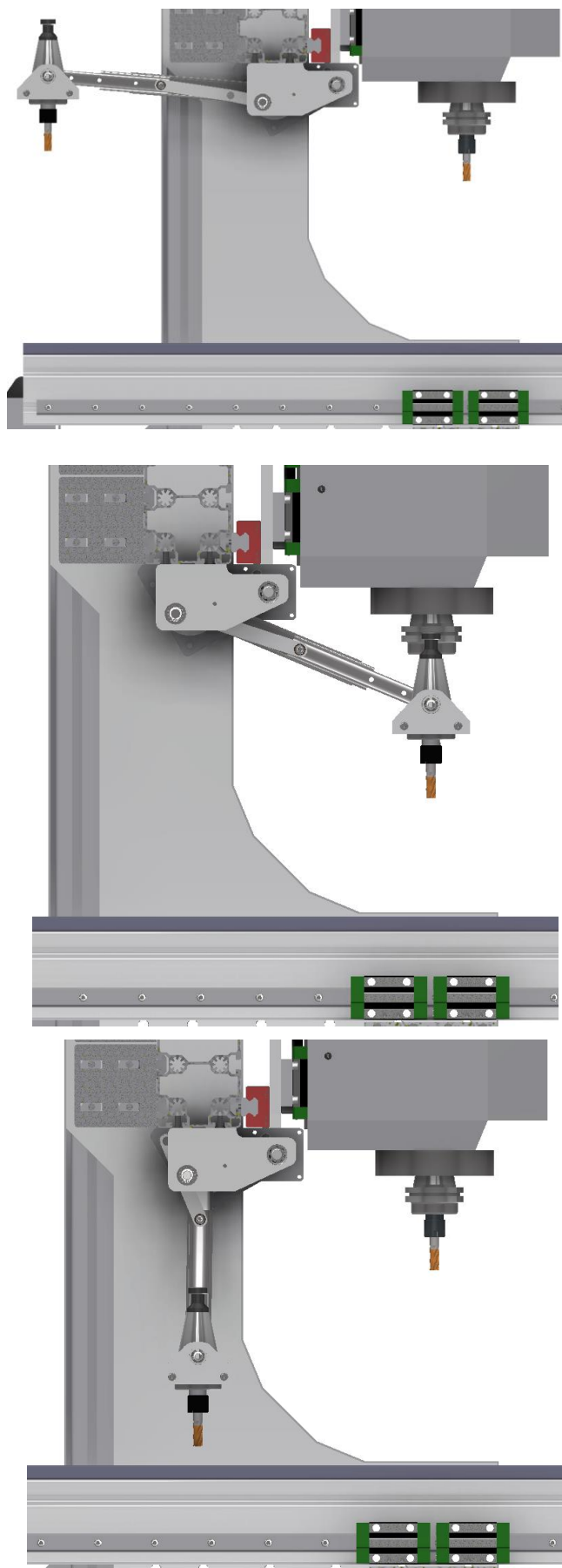
Celý mechanismus bude řízen pomocí kontroléru Arduino UNO. Jelikož krokové motory nebudou vybaveny encodérem, jejich referenční bod bude zajišťovat koncový spínač umístěný v zadní krajní poloze mechanismu. Při zapnutí napájení se automaticky mechanismus přestaví do zasunuté polohy kde sepne koncový snímač. Jelikož



Obr. 52: NC Elektromagnetický zámek

mechanismus nebude samosvorný, mohlo by při výpadku energie dojít k vyjetí lavice s nástroji ze zasunuté polohy. Pro tento případ i běžné vypnutí a zapnutí stroje bude mechanismus zajištěný pomocí NC (normally closed) elektromagnetického zámku se zpětnou pružinou viz obr. 52.

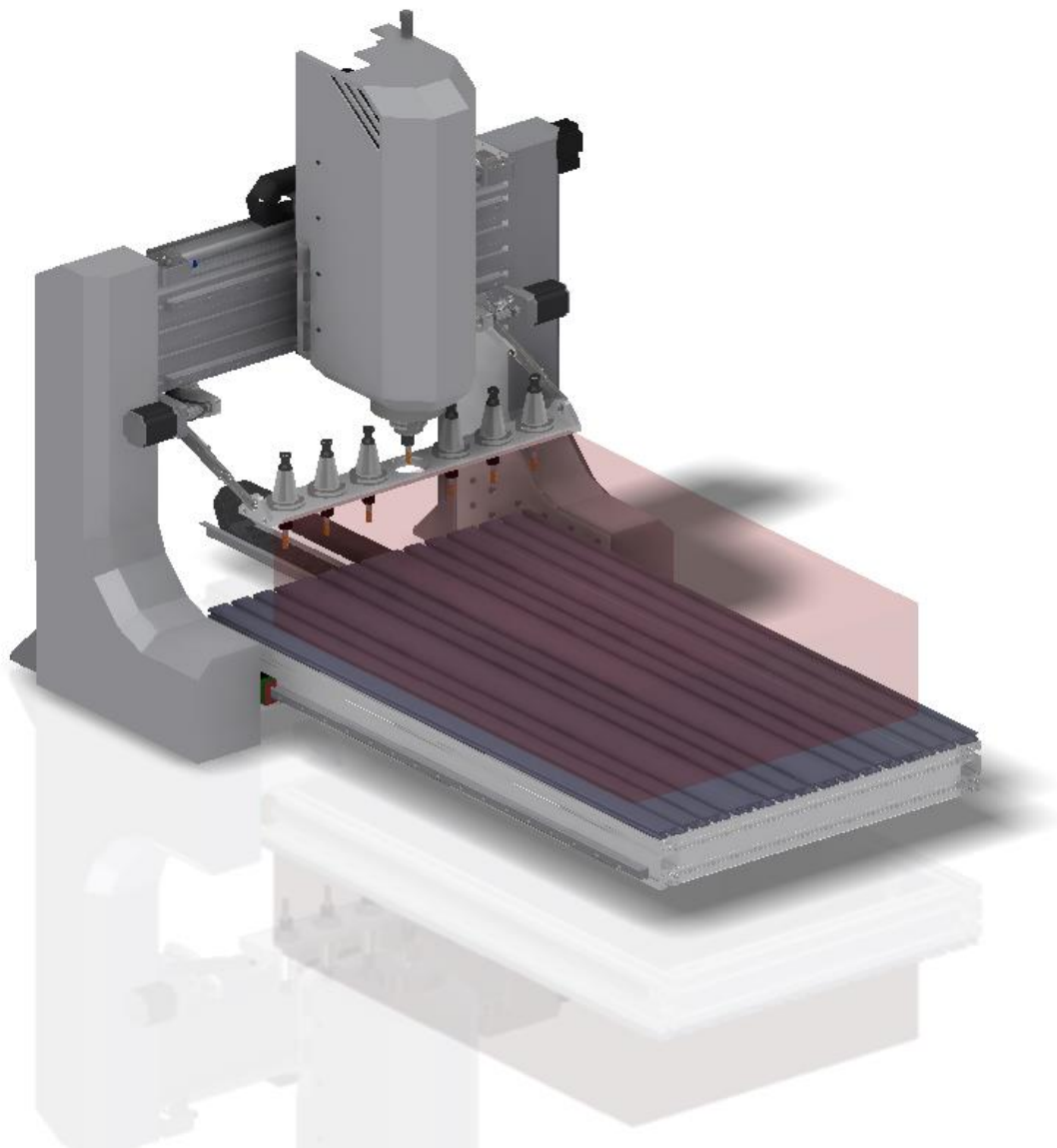
Na obr. 53 je znázorněn průběh přestavení mechanismu. Klikový mechanismus při dolní úvratí výsuvného ramene maximálně vytáhne lavici s nástroji a zabrání tím jejich kolizi se základní deskou obráběcího stroje.



Obr. 53: Průběh pohybu mechanismu

6 Závěr

Jak už bylo předesíláno v úvodu této práce. Hlavním cílem bylo navrhnout konstrukci portálové frézky s vysokou přesností, tuhostí a nízkými náklady na pořízení. Za těmito účely jsem navrhl rám stroje z hliníkových extrudovaných profilů, které mají relativně nižší cenu než by byla výroba svařované konstrukce. Další výhodou těchto profilů je možnost široké nabídky na trhu a tak i výběr již sériově vyráběných profilů, které svou výhodnou orientací žeber mají výbornou ohybovou a torzní tuhost vzhledem k jejich hmotnosti. Profily jsou vybaveny po obvodu T-drážkami do kterých je možné bez úpravy materiálu upevnit kolejnice, ložiskové domky, atd.



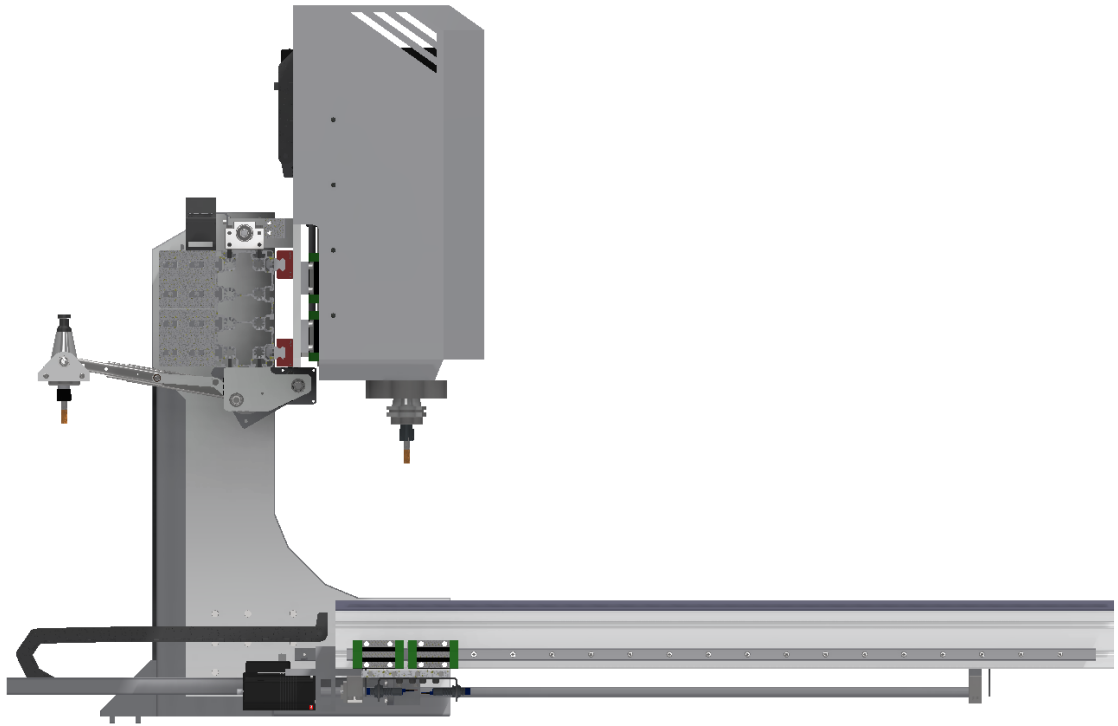
Obr. 54: Portálová frézka s automatickým výměníkem nástrojů

Celý koncept konstrukce je netradičně pojatý. Rám, neboli gantry je připevněn k podložce a vedlejší řezný pohyb v ose Y provádí stůl. Toto rozložení je ideální podle pravidla pohybu části stroje s nejnižší hmotností. Tím se zajistí maximální možné dynamické vlastnosti stroje. Další předností tohoto stroje je uspořádání **lineárních posuvů**. U běžných frézek jsou vozíky s kuličkovým vedením instalovány na pohyblivý obráběcí stůl s velkou roztečí a kolejnice na statickou část stroje (rám) viz obr. 55.



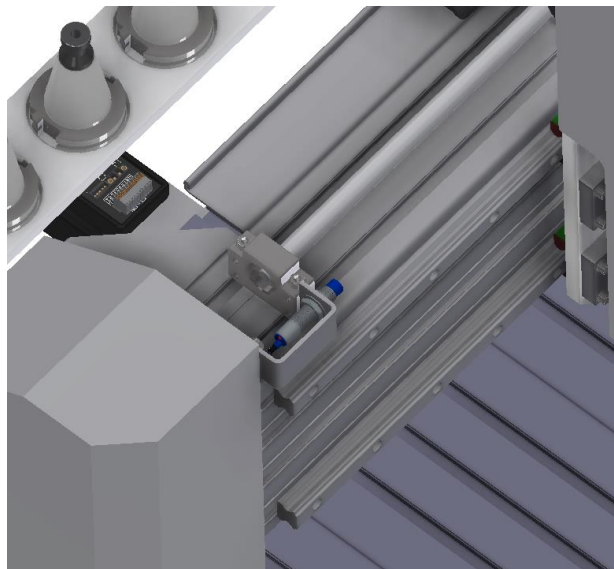
Obr. 55: Lineární osa T.E.A. Technik [26]

Tím se sice získá lepší momentová rovnováha při zatížení v různých polohách stolu ale také se tím zvýší požadavek na délku kolejnic a tím větší zástavbový prostor. V mém návrhu jsem vozíky umístil na statický rám přímo do osy nástroje, tudíž pohyb stolu nebude mít vliv na zvyšování klopných momentů v závislosti na poloze stolu. Nástroj tak bude v každém místě podél osy Y v ideálním místě vůči rámu. Toto uspořádání má dílčí vliv na tuhost při obrábění.



Obr. 56: Poloha nástroje vůči kuličkovým vozíkům

Pro polohování jednotlivých soustav jsem vybral matici s kuličkovým šroubem, která je dodávaná v provedení s předpětím a tím je zvýšená její opakovatelná přesnost na **0,02mm**. Pohon lineárních pojezdů zajišťuje trojice krokových motorů s přírubou NEMA23. Tyto motory jsou vybaveny inkrementálním enkodérem a každá osa opatřena dvojicí koncových indukčních snímačů s IP69 pro určení polohy nástroje.



Obr. 57: Umístění indukčního čidla na ose X

Pro pohon hlavního řezného pohybu jsem zvolil vřeteno s výkonem 7,5kW a kroutícím momentem 5,97 Nm na základě výpočtu kroutícího momentu potřebného pro čelní hrubování s čtyřbřitou frézou o průměru 10mm. Požadovaný kroutící moment byl stanoven při nejnáročnějších řezných podmínkách, kdy nástroj najede do materiálu v celém svém průměru. Pokud by se nevyžadovali tyto řezné podmínky a nástroj najede do materiálu by nebyl v plném průřezu nástroje, značně by to snížilo požadavky na kroutící moment vřetene. To by i výrazně snížilo cenu za vřeteno a příslušenství k němu.

Vřeteno, které jsem vybral disponuje mechanismem pro pneumatické uchycení a uvolnění nástrojového držáku. To v kombinaci s automatickým výměníkem a zásobníkem nástrojů umožní nepřerušovanou výrobu a zamezí nutnost přítomnosti obsluhy při výměně nástrojů mezi jednotlivými operacemi. Rám stroje a vřeteno je opatřeno krytovaním z polykarbonátu pro ochranu kabeláže, ale také pro zvýšení atraktivity designu. Jednotlivé kryty jsou upevněny na rám stroje několika šrouby M4.

Celková cena za materiál je včetně DPH a za maloobchodní koncové ceny. Slouží pouze pro orientaci v cenových relacích. Při sestavení cenové kalkulace pro vícekusou výrobu by se na jednotlivé položky dala domluvit výhodnější cena. Předpokládám okolo 20%. V běžné firmě by se materiál také nakupoval bez DPH což je dalších 21%. Jak je vidět z cenové kalkulace v tab. 2, zvolené vřeteno od firmy Mechatron představuje největší položku. Je to přibližně 171097Kč což je 62% z celkových nákladů na pořízení materiálu. Pokud by se snížili požadavky na obráběcí výkon, výrazně by se i snížily náklady na komponenty. Při odečtení DPH a přidaných marží pře prodávajících obchodníků, dal by se materiál a komponenty bez vřetena a jeho zařízení pořídit přibližně za **60 000 Kč**.

Seznam použité literatury

- [1] Wikipedia. *Průmysl 4.0*. [Online] 13. 04 2020. [Citace:]
https://cs.wikipedia.org/wiki/Pr%C5%AFmysl_4.0.
- [2] TPSVT . *Aktivita 1*. [Online] 05. 05 2020.
<https://www.tpsvt.cz/cs/aktivity-a-dokumenty/6-aktivita-1>.
- [3] Miller, Christoph. Průmysl 4.0 a aditivní výroba jsou klíčovými pojmy letošního veletrhu EMO. [dotazovaný] Iva Duroňová. místo neznámé : Strojirenstvi.cz, 09. 09 2019.
- [4] *Prediktivní údržba pro zvyšování dostupnosti strojů a zařízení*. B&R-Automation. 12/2015, Ústí nad Labem : Automa, 12 2015, Automa, stránky 18,19.
- [5] TPSVT. *Aktivita 1*. [Online] [Citace: 05. 05 2020.]
https://www.tpsvt.cz/images/tisk/SVA_2020_2025.pdf.
- [6] Marek, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. Praha : MM publishing , 2014. ISBN 978-80-260-6780-1.
- [7] Zheng, Paul. *CNC engraving and milling metal machine ND4040 Configuration*. JINAN CITY ,Shandong PR, CHINA : JINAN ND MACHINERY GROUP.
- [8] *KOMPOZITY – ŠIROKÝ POJEM*. Minster, Jiří. Praha : Ústav teoretické a aplikované mechaniky AV ČR, v. v. i., 2011.
- [9] Framag.com. *Machine frames*. [Online] [Citace: 10. 05 2020.]
<https://www.framag.com/index.php?modul=catalog&catalogId=4826&inc1=10&sprache=deu>.
- [10] Microplan-group.com. *Special granite structures and machine bases according to drawing*. [Online] Microplan. [Citace: 10. 05 2020.]
<https://www.microplan-group.com/en/products/granites-according-to-drawing.html>.
- [11] Weck, Manfred. *Werkzeugmaschinen. 8. neu bearb.* Berlin : Springer, 2006. str. 701. ISBN 3-540-22502-1.

- [12] Borský, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*. Brno : Nakladatelství VUT Brno, 1991.
- [13] Janíčková, Petra. *Moderní konstrukční řešení*. Uherské Hradiště : Střední odborná škola technická Uherské Hradiště, 2010.
- [14] Delta bearings. *COUNTERSTAY SYSTEM WITH NEEDLE ROLLER AND CYLINDRICAL ROLLER FLAT CAGES*. [Online] 2019. [Citace: 15. 05 2020.] https://delta-bearings.com/wp-content/uploads/2019/04/000140AE_16_9-schaeffler-products-counterstay-systems-with-needle-roller-and-cylindrical-roller-flat-cages_rwd_1200.jpg.
- [15] Raveo.cz. [Online] [Citace: 15. Květen 2020.] https://www.raveo.cz/sites/default/files/download/2014/12/ARCHRCERC%20_catalog.pdf.
- [16] *Krokové motory s ovladači*. Martinek, Radislav. 08, Nová Paka : Automa, 2006.
- [17] THK. www.thk.com. [Online] [Citace: 15. 05 2020.] https://tech.thk.com/en/products/pdf/en_a15_092.pdf#9.
- [18] Mendřický, Radomír. *Zpětnovazební prvky a čidla odměřování*. Liberec : TUL, 2014.
- [19] Heidenhain. heidenhain.cz. [Online] [Citace: 15. 05 2020.] https://www.heidenhain.cz/fileadmin/pdb/media/img/208960-2F_Exposed_Linear_Encoders_en.pdf.
- [20] *Frézovací vřetena*. Maroldsweisach : Weiss GmbH.
- [21] *Automatic tool changer spindle*. [Online] 2015. [Citace: 15. 05 2020.] https://www.mechatron-gmbh.de/fileadmin/user_upload/downloads/professional/neu/Datenblatt_ATC-12575-12_-_web.pdf.
- [22] [Online] Walter tools, 2020. <https://www.walter-tools.com/>.

- [23] Lineární kuličkové vedení. [Online] HIWIN. [Citace: 10. 04 2020.] https://www.hiwin.cz/cz/produkty/linearni-vedeni/kulickove-vedeni/rada-hg-qh/17_vozik-hgh.
- [24] CNC shop. [Online] CNC shop s.r.o., 2010. [Citace: 15. 05 2020.] <http://www.cncshop.cz>.
- [25] Motory převodovky. [Online] Ametek. [Citace: 05. 03 2020.] <http://www.motory-prevodovky.cz/img/manualKrokove>.
- [26] Lineární moduly. *Teatechnik*. [Online] T.E.A. Technik s.r.o., 2020. [Citace: 10. 05 2020.] <https://www.teatechnik.cz/linearni-osa-kulickovym-sroubem-h-w-rc/>.
- [27] *Sborník Trendy po EMO 2019*. Zuzana, Čejková. Praha : TPSVT, 2020.
- [28] Schneider Electric. <https://www.se.com/cz/cs/>. [Online] Schneider Electric. [Citace: 15. 05 2020.] <https://www.se.com/cz/cs/product/BMP1401R3NA2A/synchronn%C3%AD-motor-pmsm-230-v-ac-2%2C2-kw/>.
- [29] [Online] Sandvik coromant, 2020. <https://www.sandvik.coromant.com/cs-cz/knowledge/machining-formulas-definitions/pages/drilling.aspx>.

Seznam grafů

Graf 1: Otáčková charakteristika krokového motoru ES-M32320 [24]	53
Graf 2: Momentová charakteristika zatížení hřídele výsuvného ramene	79
Graf 3: Momentová charakteristika zatížení klikového hřídele	81
Graf 4: Momentová charakteristika pohonu podavače nástrojů.....	82

Seznam tabulek

Tab. 1: Materiálové charakteristiky [8]	20
Tab. 2 : Cenová kalkulace	70
Tab. 3: Specifikace krokového motoru.....	83

Seznam obrázků

Obr. 1: Přehled průmyslových revolucí [1]	11
Obr. 2: Epoxy-granitové lože frézky [27]	13
Obr. 3: Materiály pro stavbu nosné soustavy [6]	18
Obr. 4: Žulový rám vysoce přesné frézky ND4040 od firmy ND Group [7]	19
Obr. 5: Kostra frézky z polymer betonu HYDROPOL® [9].....	21
Obr. 6: Epoxy granitová konstrukce frézky od firmy Microplan [10]	22
Obr. 7: Relativní tuhosti dle výztuh. [11]	23
Obr. 8: Typy konstrukce žebrování sloupů [11].....	23
Obr. 9: Morfologie posuvové soustavy [6]	24
Obr. 10: Rozdělení vedení obráběcích strojů [6]	25
Obr. 11: Závislost součinitele tření na rychlosti [6].....	25
Obr. 12: Hydrostatické vedení uzavřené [6].....	26
Obr. 13: Hydrodynamické vedení stolu [13].....	26
Obr. 14: Druhy valivého vedení [6]	27
Obr. 15: Vliv předpětí na následnou pružnou deformaci vzhledem k zatížení	27
Obr. 16: Valivé vedení s omezenou délkou zdvihu [14]	28
Obr. 17: Profilové valivé vedení [15]	29

Obr. 18: Momentová charakteristika motoru SM 2863 [16]	30
Obr. 19: Synchronní motor PMSM 230 V AC 2,2 kW od firmy Schneider	30
Obr. 20: Kuličkový šroub s maticí THK – SBK [17]	31
Obr. 21: Rozdělení lineárního odměřování polohy [6]	32
Obr. 22: Princip inkrementálního přímého odměřování [18]	32
Obr. 23: Fotoelektrické odměřování – Heidenhain [19]	33
Obr. 24: Řez frézovacím vřetenem od firmy Weiss GmbH [20]	34
Obr. 25: Morfologie automatické výměny nástrojů a její typy [6]	36
Obr. 26: Vřeteno s automatickou výměnou nástrojů ATC-12575-12-ISO40 [21]....	38
Obr. 27: Momentová a výkonová charakteristika vřetene ATC-12575-12 [21]	38
Obr. 28: Nástroj v záběru při čelním hrubování.....	40
Obr. 29: Vrták Walter A1164TIN-10 [22]	42
Obr. 30: Lineární kuličkové vedení od společnosti HIWIN [23]	44
Obr. 31: Zatížení v rovině ZX.....	45
Obr. 32: Zatížení v rovině ZY.....	46
Obr. 33:Kuličkový šroub s maticí s oběžným kuličkami	48
Obr. 34: Koeficient uložení pro různé uložení kuličkových šroubů	49
Obr. 35: Koeficient závislosti na uložení pro různé uložení kuličkových šroubů ...	49
Obr. 36: Krokový motor ES-M32320 [24]	53
Obr. 37: Zatížení v ose ZX.....	54
Obr. 38: Zatížení v rovině ZY.....	55
Obr. 39: Zatížení v rovině ZY.....	63
Obr. 40: Trajektorie nástroje za použití samostatné kliky – pohled zleva.....	71
Obr. 41: Paralelogram	72
Obr. 42: Otočný klikový mechanismus s excentrem – program Linkage	73
Obr. 43: Orientace úhlů v této práci.....	74
Obr. 44: Převody mechanismu.....	74
Obr. 45: Poloha 1A - maximální zatížení ramene mechanismu - pohled zleva	75
Obr. 46: Poloha 2A – maximální zatížení klikového mechanismu – pohled zleva ...	76
Obr. 47: Průhyb lavice s nástroji	78
Obr. 48: Charakteristika rozběhu a doběhu motoru	78
Obr. 49: Poloha 1B při maximálním zatížení výsuvného ramena – pohled zleva ...	80
Obr. 50: Poloha při maximálním zatížení klikového hřídele - pohled zleva.....	81

Obr. 51: Poloha mechanismu při maximálním zatížení motoru – pohled zleva	82
Obr. 52: NC Elektromagnetický zámek	83
Obr. 53: Průběh pohybu mechanismu.....	84
Obr. 54: Portálová frézka s automatickým výměníkem nástrojů	85
Obr. 55: Lineární osa T.E.A. Technik [26]	86
Obr. 56: Poloha nástroje vůči kuličkovým vozíkům.....	87
Obr. 57: Umístění indukčního čidla na ose X	87

Seznam Příloh

Sestava CNC frézky - list 1	1-KSA-VST2-01-00
Sestava CNC frézky - list 2	1-KSA-VST2-01-00
Sestava pojezdu osy Z a X	1-KSA-VST2-01-01
Automatický výměník nástrojů	1-KSA-VST2-01-02