



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

**NÁHON POSUVOVÉ SOUŘADNICE PORTÁLOVÉHO
OBRÁBĚCÍHO CENTRA POMOCÍ PASTORKU A HŘEBENE**

THE DRIVE OF THE FEED COORDINATE PORTAL MACHINING CENTER USING A RACK AND PINION

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Michal Bartoš

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Dr. Ing. Jiří Marek, Ph.D., DBA

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student:	Bc. Michal Bartoš
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Výrobní stroje, systémy a roboty
Vedoucí práce:	prof. Dr. Ing. Jiří Marek, Ph.D., DBA
Akademický rok:	2018/19

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

Náhon posuvové souřadnice portálového obráběcího centra pomocí pastorku a hřebene

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pro zdvih v ose X portálových obráběcích center typu spodní gántry je využíván náhon pomocí pastorku a hřebene. Toto řešení má však také jistá omezení technická a ekonomická.

Cíle diplomové práce:

Rozbor současného stavu vědy a techniky u řešené problematiky.

Systémový rozbor řešené problematiky, návrh a zdůvodnění zvoleného způsobu řešení zadaného úkolu.

Návrh variant konstrukce náhonu osy X, zdůvodnění výběru optimální varianty řešení, včetně jeho technických parametrů.

Potřebné technické výpočty.

Výkres sestavy, kusovník a min. 5 výkresů vyráběných dílů.

Komentář k přiložené výkresové dokumentaci.

Závěry a doporučení pro praxi.

Seznam doporučené literatury:

MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů III. Praha: MM publishing, s.r.o., 2014. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.

JANÍČEK, Přemysl a Jiří MAREK. Expertní inženýrství v systémovém pojetí. Praha: Grada, 2013. Expert (Grada). ISBN 978-80-247-4127-7.

BORSKÝ, Václav. Základy stavby obráběcích strojů. Brno: Vysoké učení technické, 1986.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá návrhem náhonu posuvové souřadnice portálového obráběcího centra pomocí pastorku a hřebene. Práce obsahuje rešerši z oblasti CNC obráběcích center pro nerotační součásti a posuvové lineární soustavy. Je provedena analýza trhu nabízených portálových obráběcích center typu spodní gantry s náhonem pomocí pastorku a hřebene. Dále je navrženo několik variant konstrukce z hlediska umístění pohonu na stroji. Tyto varianty byly dále srovnány a byla vybrána nejlepší varianta pro zadaný stroj. Následně je proveden technický výpočet pohonu a jsou navrženy jednotlivé parametry a konstrukční prvky. Práce dále obsahuje 3D model navržené varianty a požadovanou výkresovou dokumentaci.

ABSTRACT

This diploma thesis deals with the design the drive of the feed coordinate portal machining center using a gear rack and pinion. The thesis contains researches from the area of CNC machining centers for non-rotating parts and sliding linear systems. Market analysis of portal machining centers of type of lower gantry with a gear rack and pinion was done. Furthermore, several design variants are proposed in terms of positioning the drive on the machine. These variants were further compared and the best option was selected for the specified machine. Subsequently, the technical calculation of the drive is performed and individual parameters and structural elements are proposed. The thesis also includes a 3D model of the proposed variant and the required drawing documentation.

KLÍČOVÁ SLOVA

Pastorek, ozubený hřeben, kuličkový šroub, master-slave, pohon lineární osy, posuvová souřadnice portálového obráběcího centra, spodní gantry.

KEYWORDS

Pinion, gear rack, ball screw, master-slave, drive of linear axis, feed coordinate of the portal machine center, lower gantry.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BARTOŠ, M. *Náhon posuvové souřadnice portálového obráběcího centra pomocí pastorku a hřebene*, Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. 2019, 95 s., Vedoucí diplomové práce prof. Dr. Ing. Jiří Marek Ph.D., DBA.

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval svému vedoucímu diplomové práce panu prof. Dr. Ing. Jiřímu Markovi Ph.D., DBA. za odborné rady, které mi pomohly při zpracování diplomové práce a také své rodině za podporu při studiu na vysoké škole.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením prof. Dr. Ing. Jiřího Marka Ph.D., DBA a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2019

.....
Bc. Michal Bartoš

OBSAH

1	ÚVOD	17
2	CNC OBRÁBĚCÍ CENTRA PRO NEROTAČNÍ SOUČÁSTI	19
2.1	S vodorovnou osou.....	19
2.1.1	S pevným stojanem	19
2.1.2	S pohyblivým stojanem.....	20
2.1.3	S výsuvným vřeteníkem (smýkadlem).....	20
2.1.4	Hybridní	21
2.2	Se svislou osou.....	21
2.2.1	S pevným stojanem	21
2.2.2	S pohyblivým stojanem.....	22
2.2.3	Portálová obráběcí centra.....	22
3	POSUVOVÁ LINEÁRNÍ SOUSTAVA	25
3.1	Kuličkový šroub a matice.....	25
3.1.1	Výroba kuličkového šroubu	25
3.1.2	Převádění kuliček.....	27
3.1.3	Vymezení vůlí	27
3.1.4	Způsob náhonu kuličkového šroubu	28
3.2	Pastorek a hřeben	28
3.2.1	Ozubení s přímými a šikmými zuby	28
3.2.2	Výroba ozubených kol	29
3.2.3	Dokončovací metody výroby ozubení	30
3.2.4	Vymezení vůlí	31
3.2.5	Způsob náhonu pastorku a hřebene.....	33
3.3	Šnek a šnekový hřeben.....	33
3.4	Lineární motor.....	34
3.5	Porovnání jednotlivých typů pohonů	35
3.6	Vedení	36
3.6.1	Kluzné	36
3.6.2	Valivé.....	38
3.6.3	Kombinované.....	39
3.6.4	Aerostatické	39
3.6.5	Porovnání jednotlivých druhů vedení	39
3.7	Lineární odměřování polohy	40
3.7.1	Způsoby lineárního odměřování polohy	40
3.7.2	Druhy odměřovacího signálu	40
3.7.3	Druhy získaných informací.....	41
3.8	Krytování a přívod médií	41
3.9	Mazání.....	41
3.10	Planetové převodovky	42
3.11	Servomotory	42
4	RÁMY OBRÁBĚCÍCH STROJŮ	43
5	ANALÝZA TRHU	45
5.1	Droop+Rein - G/GF	45
5.2	TOS Kuřim - FRU	46
5.3	TOS Kuřim - FRF	47

5.4	Strojírna TYC - FSGC	48
5.5	Waldrich Coburg - PowerTec	49
5.6	Pama - Vertiram GT	50
5.7	Unisign - Uniport	51
5.8	Hision – GKU	52
6	SROVNÁNÍ POUŽITELNOSTI KULIČKOVÉHO ŠROUBU A PASTORKU S HŘEBENEM	53
7	SYSTÉMOVÝ ROZBOR ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY	55
7.1	Problémová situace	55
7.2	Formulace problému	55
7.3	Formulace cílů a řešení	55
7.4	Popis řešené soustavy.....	55
7.5	Systém podstatných veličin.....	56
7.5.1	S0 – Veličiny popisující okolí entity	56
7.5.2	S1 – Struktura, geometrie a topologie entity	56
7.5.3	S2 – Podstatné vazby a interakce entity s okolím.....	56
7.5.4	S3 – Aktivace entity s okolím.....	56
7.5.5	S4 – Ovlivňování entity s okolím	57
7.5.6	S5 – Oborové vlastnosti prvků struktury entity	57
7.5.7	S6 – Veličiny popisující procesy a stavy entity	57
7.5.8	S7 – Veličiny popisující projevy entity	57
7.5.9	S8 – Důsledky projevů.....	57
7.6	Kritéria rozhodování a stanovení jejich vah.....	57
8	NÁVRH VARIANT KONSTRUKCE	59
8.1	Navržené varianty uspořádání pohonů.....	59
8.2	Srovnávací parametry.....	62
8.3	Vyhodnocení srovnávacích parametrů	62
8.4	Vyhodnocení nejlepší varianty.....	63
9	KONSTRUKČNÍ NÁVRH ZVOLENÉ VARIANTY	65
9.1	Vstupní parametry	65
9.2	Návrh pastorku a hřebene.....	65
9.3	Návrh motoru a převodovky	67
9.3.1	Statické hledisko	68
9.3.2	Dynamické hledisko.....	68
9.4	Sestavení pohonu	73
9.5	Montáž více hřebenů	73
9.6	Lineární vedení.....	74
9.6.1	Návrh lineárního vedení.....	75
9.7	Odměřování.....	77
9.8	Lože a portál.....	77
9.9	Řízení pohonů	78
9.10	Umístění a montáž pohonů.....	78
9.11	Výsledné řešení lineární osy	79
9.12	Neřešené konstrukční uzly	80
9.12.1	Krytování	80
9.12.2	Brzdy.....	80
9.12.3	Dorazy.....	80
9.12.4	Mazání.....	81

10	ZÁVĚR.....	83
11	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	85
12	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK... 89	
12.1	Seznam použitých zkratk.....	89
12.2	Seznam použitých symbolů.....	89
12.3	Seznam použitých obrázků	91
12.4	Seznam použitých tabulek.....	92
13	SEZNAM PŘÍLOH	95

1 ÚVOD

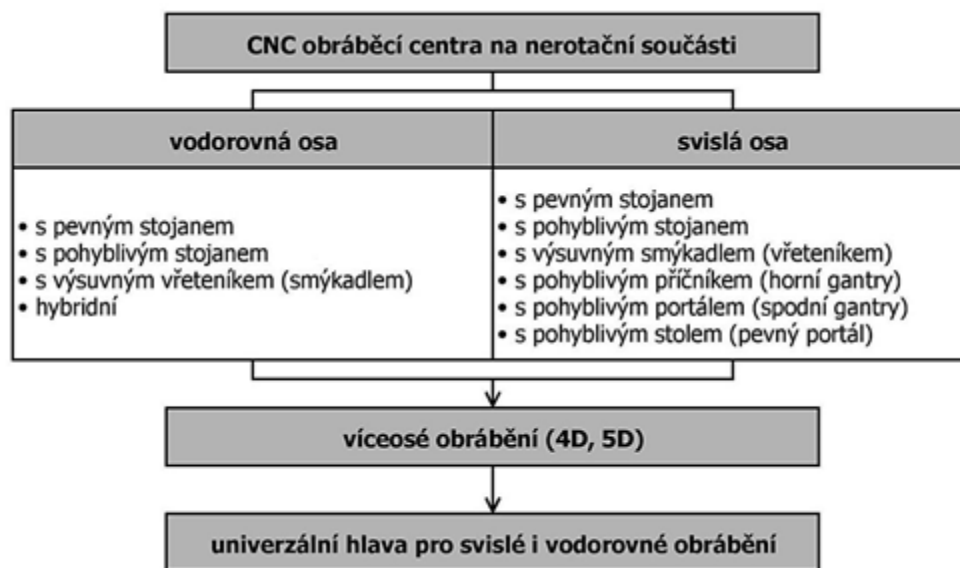
Portálová obráběcí centra se používají pro obrobení těžkých a rozměrných obrobků např. v leteckém, lodním nebo energetickém průmyslu. Charakteristickým znakem těchto strojů je uzavřený rám portálu, který zajišťuje vysokou tuhost. Podle rozměrů požadovaného obrobku se odvíjí i celkové rozměry stroje, který bývá zpravidla vyráběn stavebnicově pomocí segmentů o daných délkách.

Pro pohon posuvové lineární osy, konkrétně osy X, se u portálových obráběcích center používají nejčastěji kuličkové šrouby a pastorky s ozubeným hřebenem. Hlavním komponentem posuvových lineárních soustav je motor, který je většinou opatřen i převodovou skříní. Dále lineární vedení, které slouží k přesnému vymezení pohybu posouvajících se částí a je u nich kladen požadavek na vysokou tuhost, přesnost a nízké opotřebení. Pro zajištění vysoké přesnosti se u posuvových lineárních soustav používá i odměřování, které je nezbytnou součástí CNC obráběcích center.

Na základě rešerše budou navrženy jednotlivé konstrukční řešení z hlediska umístění pohonu na portálovém obráběcím centru typu spodní gantry a navrženy jednotlivé parametry a konstrukční prvky potřebné pro zhotovení posuvové souřadnice podle zadání. Jednotlivé varianty budou pomocí multikriteriální analýzy porovnány a bude vybrána nejvhodnější varianta, u které budou provedeny technické výpočty podle knihy prof. Dr. Ing. Jiřího Marka Ph.D., DBA Konstrukce CNC obráběcích strojů III a doplněny o výpočty od firmy dodávající pohony, konkrétně firmy Raveo s.r.o, se kterou bude výpočtová část práce konzultována. Následně bude zpracován 3D model a potřebná výkresová dokumentace. [1], [10]

2 CNC OBRÁBĚCÍ CENTRA PRO NEROTAČNÍ SOUČÁSTI

Pro použití názvu obráběcí centrum na nerotační součásti, musí tento stroj poskytovat automatický cyklus práce s prvky diagnostiky, měření a dále automatickou výměnu nástrojů a obrobků. V neposlední řadě by měl umožňovat také různé druhy třískového obrábění, jako např. vrtání, frézování a soustružení. Obráběcí centra na nerotační součásti mají minimálně tři translační souřadnice, doplněné o další rotační, případně translační pohyby. Níže jsou uvedeny popisy obráběcích center s vodorovnou a svislou osou, nejvíce pozornosti je věnováno portálovým obráběcím centrům. Rozdělení obráběcích center na nerotační součásti je znázorněno na obrázku 1.



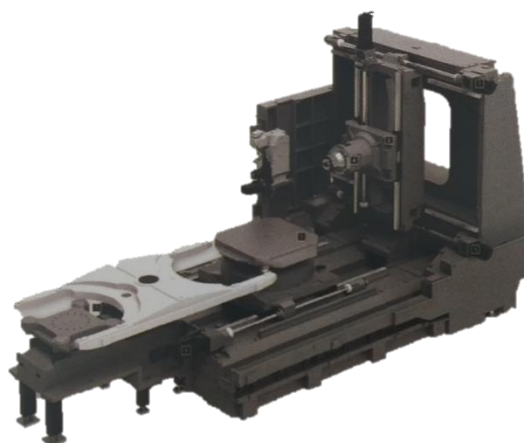
Obr. 1) Rozdělení CNC obráběcích center na nerotační součásti [1]

2.1 S vodorovnou osou

Tato koncepce se často používá, protože máme možnost obrábění součásti z více stran, díky menšímu vyložení je vyšší tuhost rámu a jednodušší výměna obrobku. Jak je patrné z předchozího rozdělení, obráběcí centra na nerotační součásti s vodorovnou osou mohou být dále s pevným stojanem, s pohyblivým stojanem, s výsuvným vřeteníkem nebo hybridní. [1]

2.1.1 S pevným stojanem

Konstrukce těchto obráběcích center má nepohyblivý stojan. Představitelem tohoto provedení je stroj NHX 10000 od společnosti DMG Mori s konstrukcí Box in Box, který má všechny nosné soustavy a pohybové skupiny vyrobeny ze šedé litiny. Zmíněný stroj je znázorněn na obrázku 2.



Obr. 2) Koncepce stroje NHX 10000 [3]

2.1.2 S pohyblivým stojanem

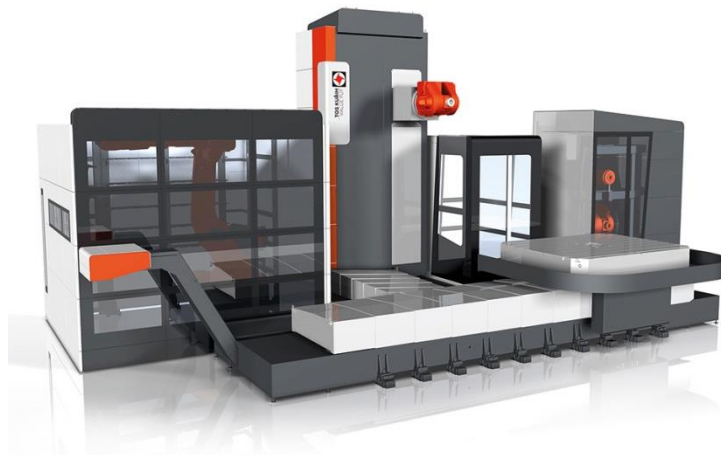
Stroje s pohyblivým stojanem jsou charakteristické tím, že se stojan pohybuje v ose X nebo v ose Z. Stroje série FH od společnosti Toyoda (obr. 3) mají válečkové vedení a jsou vybaveny dvěma pohony v ose Y a v ose Z, což umožňuje vysoce přesné polohování a obrábění.



Obr. 3) Toyoda FH 630SX-i [12]

2.1.3 S výsuvným vřeteníkem (smýkadlem)

Konstrukčně tyto stroje připomínají vyvrtávací stroje. Výsuvný vřeteník se může pohybovat ve dvou nebo třech osách. Představitelem této koncepce je stroj FUT od společnosti TOS Kuřim (obr. 4), který je určen pro obrábění tvarově složitých součástí. Základ stroje tvoří podélné a příčné lože, které je uspořádané do písmene T. Univerzálnost stroje je dána především možností volby vřetenové hlavy pro danou operaci.



Obr. 4) Stroj TOS Kuřim – FUT [13]

2.1.4 Hybridní

Hybridní obráběcí centra kombinují třískové obrábění s aditivními technologiemi. Představitelem této koncepce je Weldprint MCV 5X od společnosti Kovosvit MAS znázorněný na obrázku 5. Tento stroj kombinuje pětiosé obrábění s nanášením materiálu pomocí modifikovaného elektrického oblouku a je také vybaven odsáváním nečistot, čištěním svarů a chlazením výrobků.



Obr. 5) Stroj Weldprint MCV 5X [14]

2.2 Se svislou osou

Obráběcí centra se svislou osou vřetena mohou být řešena několika možnostmi konstrukčních řešení. Jednotlivá řešení se rozlišují podle počtu pohybových os v obrobku a ve vřetenu. Použití obráběcích center se svislou osou je vhodné pro těžké součásti, u kterých převládá délka nad dalšími rozměry. [3]

2.2.1 S pevným stojanem

Charakteristickým znakem je pevný stojan se svislými vodícími plochami z čelní strany, po kterých se pohybuje vřeteník. U stroje NVX 5000 (obr. 6) od společnosti DMG Mori je použito kluzné vedení, které má masivní kalené lišty s obloženou protiplochou na stole. Výhodou je, že snese větší zatížení, než ostatní stroje s profilovým valivým vedením. [3]



Obr. 6) Stroj NVX 5000 [15]

2.2.2 S pohyblivým stojanem

Tato koncepce je výhodná z důvodu otevřeného obráběcího prostoru, kde se umístí obrobek. U stroje FFC 100 (obr. 7) od společnosti Fermat jsou všechny tři pohybové osy umístěny v nástroji. Stroj je díky dlouhému upínacímu stolu vhodný pro obrábění dlouhých a užších obrobků, nad kterými se pohybuje stojan. Využívá valivé vedení a hlavní části jsou vyrobeny z litiny a polymerbetonu. [3]



Obr. 7) Stroj FFC 100 [16]

2.2.3 Portálová obráběcí centra

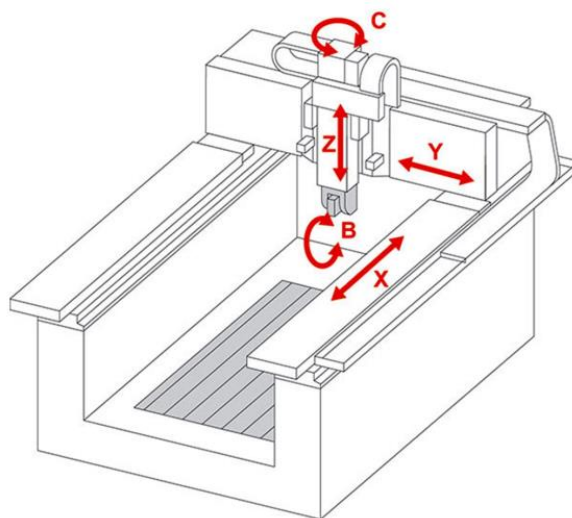
Portálová obráběcí centra se používají pro obrábění velkých složitých tvarových obrobků, jako jsou např. formy, turbíny, části jeřábů apod. Z přechozího rozdělení je patrné, že portálová obráběcí centra patří do skupiny CNC obráběcích center na nerotační součásti se svislou osou. Charakteristickým znakem je uzavřený rám portálu, díky kterému dosahují vysoké tuhosti. Tříosá portálová obráběcí centra se svislou osou se dají doplnit o další počítačem řízené pohybové osy, které mohou být umístěny v obrobku (např. naklápěcí a otočné stoly) nebo v nástroji (výměnné hlavy). Při provedení těchto konstrukčních opatření, se dají ze tříosých strojů vytvořit až pětiosé, čímž se navýší technologická flexibilita stroje.

Portálová obráběcí centra se podle realizace posuvu v ose X dají rozdělit na tři typy. Jsou jimi pohyblivý příčník (horní gantry), pohyblivý portál (spodní gantry) a pohyblivý stůl

(pevný portál). U horního a spodního gantry vykonává posuv v ose X portál, v případě pevného portálu koná tento pohyb stůl. [1]

Pohyblivý příčnick – horní gantry

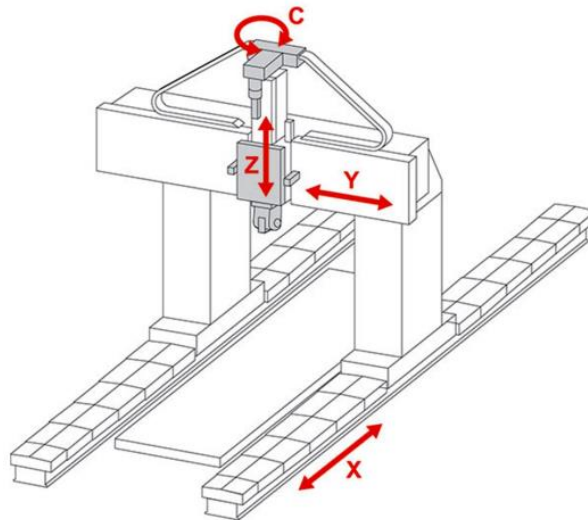
Portálové obráběcí centrum typu horní gantry (obr. 8) má dvě podélné stěny, které jsou obestaveny okolo pevného stolu. Na horních plochách těchto stěn jsou umístěny vedení pro pohyblivý příčnick. Materiál, ze kterého jsou vyrobeny boční stěny, může být litina, polymerbeton, případně je použit svařenec vyplněný tlumící hmotou. Pohyb v ose Z vykonává vřeteník pohybující se na příčnicku v ose Y. Výhodou tohoto provedení je, že pohybujeme s menší hmotností, než je to např. u spodního gantry. [1]



Obr. 8) Pohyblivý příčnick - horní gantry [17]

Pohyblivý portál – spodní gantry

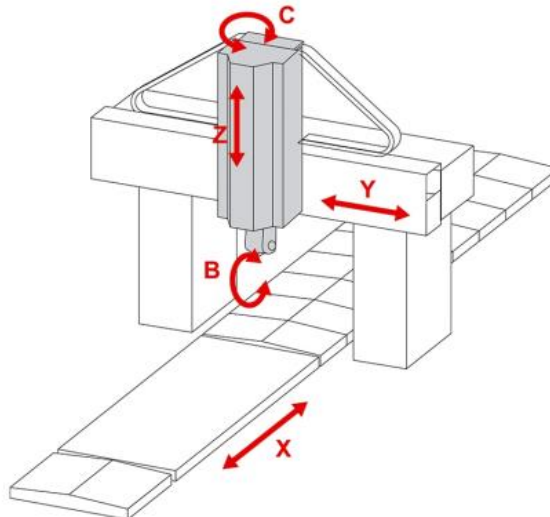
U obráběcího centra typu spodní gantry (obr. 9) se celý portál pohybuje v ose X. Stůl, sloužící pro upnutí obrobku, je pevný. Pohyb v ose Y koná vřeteník umístěný na příčnicku, jenž se pohybuje po stojanech portálu v ose Z nebo může být použit vřeteník smýkadlového typu, který se bude vysouvat v ose Z. Výhodou je, že při přemísťování portálu není pohybový mechanismus zatížen hmotností obrobku. [1]



Obr. 9) Pohyblivý portál - spodní gantry [17]

Pohyblivý stůl - pevný portál

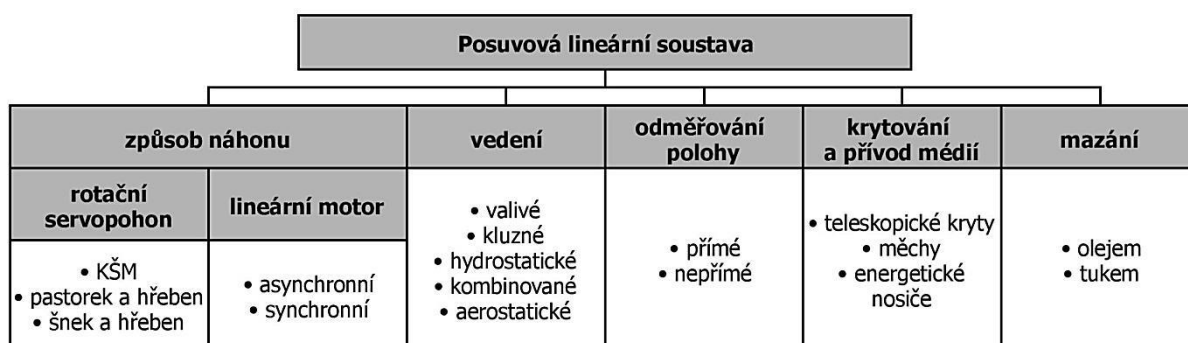
U tohoto typu konstrukce se v ose X pohybuje stůl, zatímco pevný portál stroje stojí. Vřeteník je umístěn na příčniku, na kterém koná pohyb v ose Y a pomocí výsuvu vřeteníku, je konán pohyb v ose Z. Tato koncepce znázorněná na obrázku 10 patří mezi nejpřesnější u portálových obráběcích center. Nevýhodou je, že kvůli posuvu stolu v ose X je potřeba větší plocha na zástavbu. [1]



Obr. 10) Pohyblivý stůl - pevný portál [17]

3 POSUVOVÁ LINEÁRNÍ SOUSTAVA

Lineární pohyb u obráběcích center může být pomocným pohybem nebo hlavním řezným pohybem nástroje či obrobku. Náhon lineární posuvové soustavy má několik základních provedení. Může to být náhon pomocí kuličkového šroubu a matice (KŠM), kde se dají využít dva typy provedení. Prvním je otáčející se kuličkový šroub a posuvná matice, druhým stojící šroub a otočná, posuvná matice. V některých případech je vhodné použít sdružené provedení, kdy se otáčí jak kuličkový šroub, tak matice. Dalším typem náhonu je využití pastorku a hřebene nebo šneku a šnekového hřebene. Na obrázku 11 je znázorněna skladba posuvové lineární soustavy. Náhon má být dle zadání řešen pomocí pastorku a hřebene, proto je tomuto provedení věnována větší pozornost a ostatní náhony jsou uvedeny pouze pro porovnání. [1]



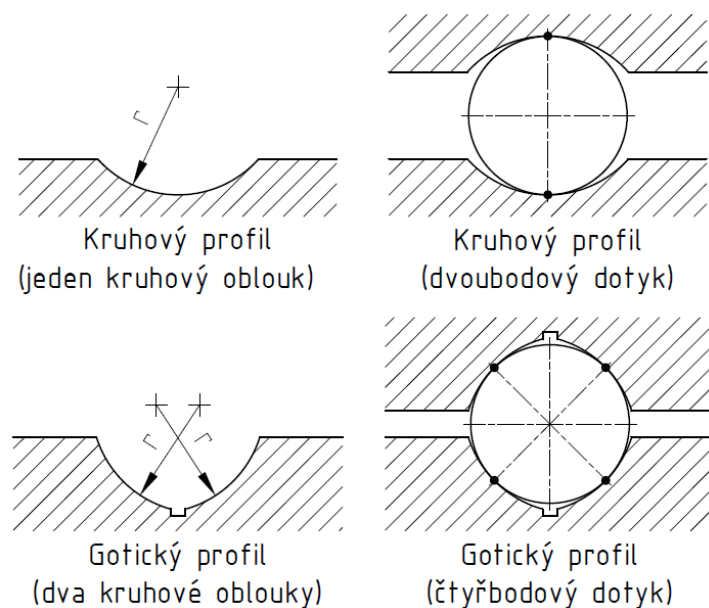
Obr. 11) Rozdělení posuvové lineární soustavy [1]

3.1 Kuličkový šroub a matice

Kuličkové šrouby slouží k převodu rotačního pohybu na pohyb přímočarý, kde v závitech kuličkového šroubu a matice dochází k odvalování kuliček. Toto řešení je velmi používaným druhem náhonu posuvových souřadnic u obráběcích center. Vyznačují se vysokou účinností 90 %, ale mohou dosahovat hodnoty až 98 %. Mezi další výhody patří vysoká tuhost, přesnost a dobré tlumení kmitů. Nevýhodou je omezená rychlost, zrychlení a poměrně složitá konstrukce okolních dílů. [1], [18]

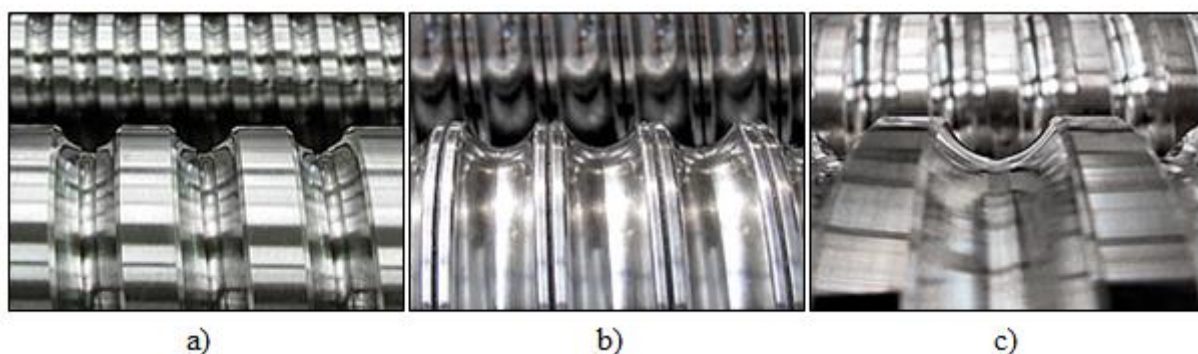
3.1.1 Výroba kuličkového šroubu

U kuličkových šroubů se používá provedení s gotickým nebo s kruhovým profilem závitu pro odvalování šroubu, matice a kuliček. Gotický profil závitu je nejčastěji využívané provedení, které umožňuje předepnutí, vymezení vůle a vyznačuje se vysokou přesností. Méně přesné provedení je s kruhovým profilem závitu, který je však výrobně jednodušší, levnější, ale má horší účinnost z důvodu většího zatížení kuliček vlivem malého úhlu styku. Obě provedení jsou znázorněny na obrázku 12. [1]



Obr. 12) Kruhový a gotický profil závitu [1]

Profily drážek u kuličkových šroubů mohou být vyráběny třemi způsoby, které se odlišují zpracováním, přesností a také cenou. Jsou jimi frézování s následným broušením (obr. 13a), válcování (obr. 13b) a okružování (obr. 13c).



Obr. 13) Pohled na závit hřídele kuličkového šroubu [19]

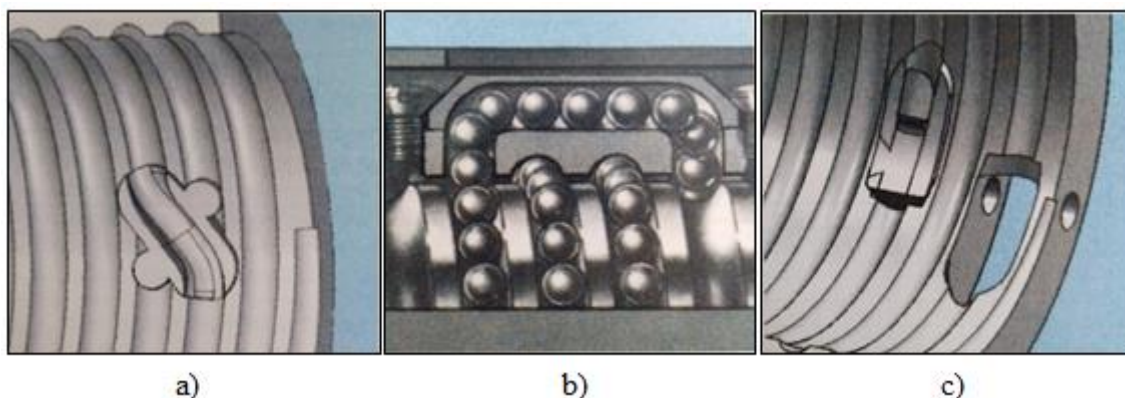
Přesnost kuličkových šroubů se liší podle délky šroubu a druhu výroby. Podle výrobce se liší hodnoty uváděných přesností. Pro příklad jsou v tabulce 1 uvedeny hodnoty výrobce KSK Kuřim.

Tab 1) Odchylka stoupání kuličkových šroubů KSK Kuřim [19]

Odchylka stoupání závitu na délce 300 mm [mm]	Broušený závit			Okružovaný závit			Válcovaný závit	
	IT1	IT3	IT5	IT5	T5	T7	T5	T7
	0,006	0,012	0,023	0,023	0,023	0,052	0,023	0,052

3.1.2 Převádění kuliček

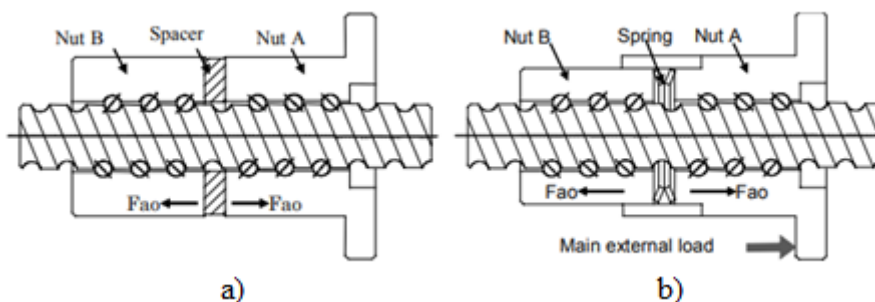
Pro převádění a odvalování bývá použita interní a externí recirkulace kuliček. Standardním typem je interní systém převodu kuliček tzv. převáděcím lůžkem pro stoupání jednoho závitu (obr. 14a). Dalším typem jsou nestandardní maticové jednotky, které jsou vybaveny externím převodem kuliček (obr. 14b). Převod je zde realizován v rámci několika stoupání závitu. U rychloběžných kuličkových šroubů (nejčastěji dvoustupňových), které jsou vybaveny maticovou jednotkou, je převod kuliček realizován podélným axiálním otvorem se speciální konstrukcí čelních víček (obr. 14c). [1], [19]



Obr. 14) Způsoby převádění kuliček [19]

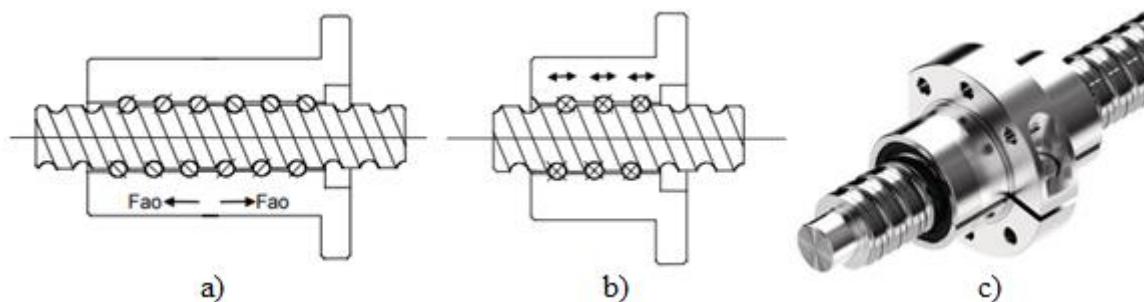
3.1.3 Vymezení vůlí

Vymezování vůlí mezi kuličkovým šroubem a maticí může být provedeno celkem pěti způsoby. První je nastavení předpětí pomocí nabroušené vymezovací podložky (obr. 15a). Tento způsob má výbornou tuhost a používá se pro delší matice. Druhým je předepnutí pomocí talířové pružiny (obr. 15b). Toto provedení má menší tuhost a používá se pro delší matice a malé zatížení.



Obr. 15) Vymezení vůlí mezi maticí a šroubem [20]

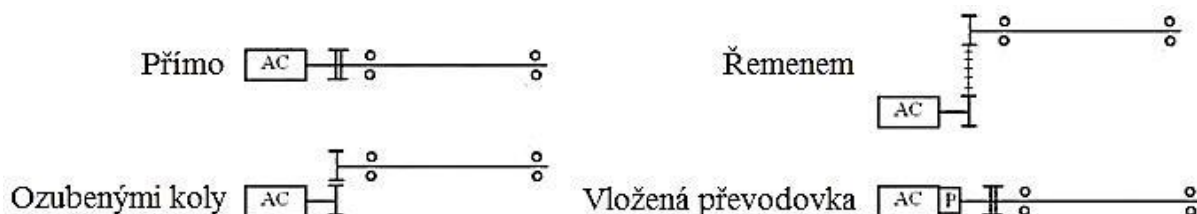
Třetím způsobem je diference ve stoupání (obr. 16a), kde je předepnutí provedeno nabroušením rozdílného stoupání a je používáno pro střední délky matice s dobrou tuhostí. Čtvrtým způsobem je výběr kuliček (obr. 16b), který se používá pro krátké matice s menší tuhostí. Poslední pátý způsob, je použití svěrného spojení dělené matice (obr. 16c), které se používá pro krátké matice s menší tuhostí. [1]



Obr. 16) Vymezení vůlí mezi maticí a šroubem [20], [21]

3.1.4 Způsob náhonu kuličkového šroubu

Pro propojení kuličkového šroubu a motoru jsou používány čtyři základní typy. Prvním typem je přímé spojení, tj. spojení bez vloženého převodu. Druhým je spojení pomocí ozubeného řemene, u kterého může dojít k přetržení, což u svislé osy může způsobit poškození obrobku nebo stroje. Dalším způsobem je převod pomocí ozubených kol a převod pomocí vložené převodovky. Na obrázku 17 jsou zobrazena schémata jednotlivých způsobů připojení. [1]



Obr. 17) Způsob náhonu kuličkového šroubu [1]

3.2 Pastorek a hřeben

Pro náhon posuvové lineární soustavy, kde je z důvodu tuhosti a vysokým otáčkám použití kuličkového šroubu již nevhodné, se používá pohonu pomocí pastorku a ozubeného hřebene. Tento způsob náhonu se hojně používá například pro pohon osy X u portálových obráběcích center. Mají lepší účinnost než kuličkový šroub a mohou být teoreticky použity pro neomezenou délku zdvihu. Motory pro pohon pastorku jsou vybaveny převodovkou a stejně jako u kuličkového šroubu není ani ozubený hřeben s pastorkem samosvorný, proto bývá opatřen brzdou, případně jiným druhem brzdového mechanismu. [1]

3.2.1 Ozubení s přímými a šikmými zuby

Čelní ozubená soukolí s přímými zuby jsou vhodná pro méně zatížené převody s malou obvodovou rychlostí. Boky zubů zabírají najednou po celé délce ozubení. Boční křivky zubu jsou tvořené přímkami, které jsou rovnoběžné s osami ozubených kol. Výhodou je jednodušší výroba a nižší cena. Nevýhodou je větší hlučnost a možnost využití pro nižší rychlosti.

Čelní ozubená soukolí se šikmými zuby jsou vhodná pro vysoké rychlosti, převody s vyššími výkony a převody s požadavkem na nižší hladinu hluku. Boční křivky zubu jsou tvořeny šroubovicemi. Délka dotykové křivky během záběru nejprve spojitě narůstá a následně klesá. Mají pozvolná a plynulý vstup a výstup zubových dvojic do i ze záběru. Dalšími výhodami je větší počet párů zubů v záběru a rovnoměrnější zatížení zubů.

Nevýhodou je vznik axiální síly, kterou zachycují ložiska. Na obrázku 18 je znázorněno jak šikmé, tak i přímé ozubení. [7]



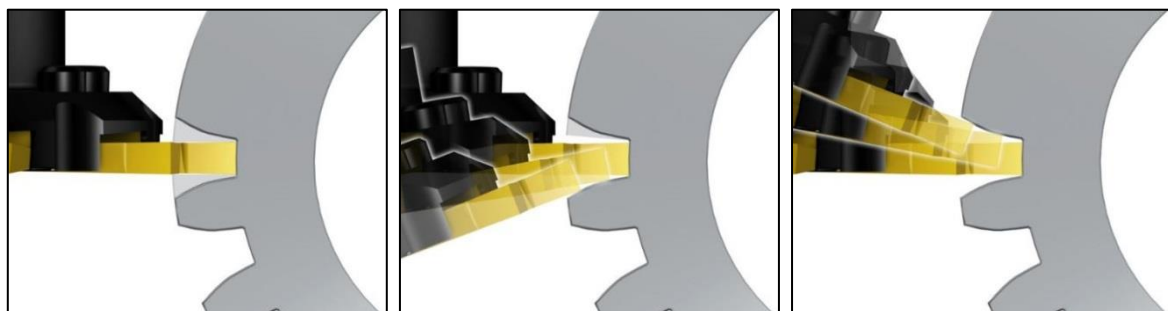
Obr. 18) Šikmé a přímé ozubení [22]

3.2.2 Výroba ozubených kol

Vyrobít ozubení se dá mnoha způsoby, kdy záleží na přesnosti a hlavně použití daného ozubeného kola. Příkladem výroby ozubení je frézování dělicím a odvalovacím způsobem při použití kotoučové a stopkové frézy. Dalším způsobem je obrážení dělicím a odvalovacím způsobem, kde se používá hřebenový obrážecí nůž (systém Maag) a kotoučový obrážecí nůž (systém Fellows). Dále se dá využít protahování, řezání laserovým paprskem, tváření, odlévání, případně 3D tisk a další metody, které nejsou v této práci dále specifikovány. Mezi modernější technologie výroby ozubených kol patří InvoMilling a Power skiving, které jsou podrobněji popsány níže.

InvoMilling

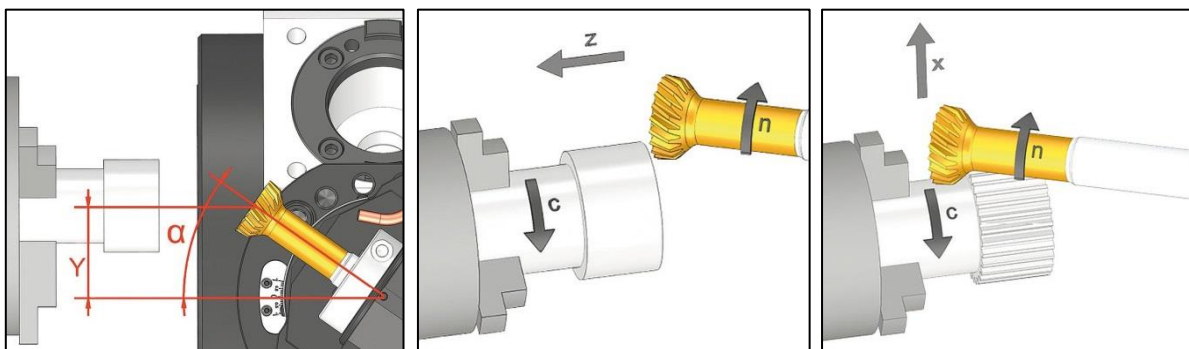
Tato metoda patentovaná společností Sandvik Coroman s názvem InvoMilling 1.0, umožňuje významné zkrácení jak doby přípravy, tak i celkového výrobního času. Díky výměně CNC softwaru místo nástrojů, lze vyrobit celé součástky na jednom víceúčelovém stroji nebo pětiosém obráběcím centru. Metoda je určena pro výrobu vnějšího ozubení a umožňuje výrobu různých ozubených profilů s využitím stejné sady nástrojů. Jedna z hlavních výhod je možnost dokončení součásti na jedno upnutí. Nejdříve se vyhrubuje co největší množství materiálu v zubové mezeře pomocí kotoučové frézy, v případě velkých modulů je možné použití i čelní frézy a následně se bokem kotoučové frézy obrobí bok zubu. Tato metoda, znázorněna na obrázku 19 je vhodná pro malé až středně velké výrobní série. [23]



Obr. 19) Obrábění metodou InvoMilling [24]

Power skiving

Metoda Power skiving, podobně jako metoda InvoMilling umožňuje obrobení celé součásti na jednom víceúčelovém stroji nebo obráběcím centru. Eliminuje se tím nutnost použití několika speciálních strojů a nedochází ke snižování kvality výrobku. Díky tomu se celková doba výroby ve srovnání např. s obrážením výrazně zkrátí. Větší použití bylo možné až tehdy, kdy se začala vyrábět obráběcí centra se synchronizovanými vřeteny. V podstatě jde o kombinaci obrázení a odvalovacího frézování, při obrobení vnějšího i vnitřního povrchu. Osa nástroje je vzhledem k ose obrobku natočena o úhel α , což musí být kompenzováno posunutím nástroje o vzdálenost Y . Dále je nutná synchronizace otáček obrobku a nástroje při posuvu v ose Z . Obvodová rychlost nástroje se dá rozdělit na složku axiální, která je rovnoběžná s osou obrobku a složku radiální, která je kolmá na osu obrobku. Otáčky obrobku a nástroje je tedy nutné nastavit tak, aby obvodová rychlost obrobku byla stejná jako radiální složka obvodové rychlosti nástroje. Nastavená rychlost otáčení také vyplývá z požadované řezné rychlosti, která je rovna součtu axiální obvodové rychlosti nástroje a rychlosti posuvu, se kterou se nástroj zanoří do materiálu. Pro vyjetí frézy je nutné dávat pozor na dostatečnou vůli za ozubením. Po ukončení řezného procesu odjíždí fréza ve směru osy X . Je nezbytně nutné, aby bylo velice tuhé upnutí jak nástroje, tak i obrobku. Metoda je vhodná pro výrobu vnějšího ozubení, drážkování, ale obzvláště produktivní je v případě výroby vnitřního ozubení. Nástroje jsou bohužel velmi drahé a je nutné mít pro každý modul jeden nástroj. Nejvíce efektivní je tedy použití metody Power skiving v hromadné výrobě, kde je rozhodující velké množství výrobků při krátké dodací lhůtě. Postup obrábění je znázorněn na obrázku 20. [25], [26]



Obr. 20) Obrábění metodou Power skiving [26]

3.2.3 Dokončovací metody výroby ozubení

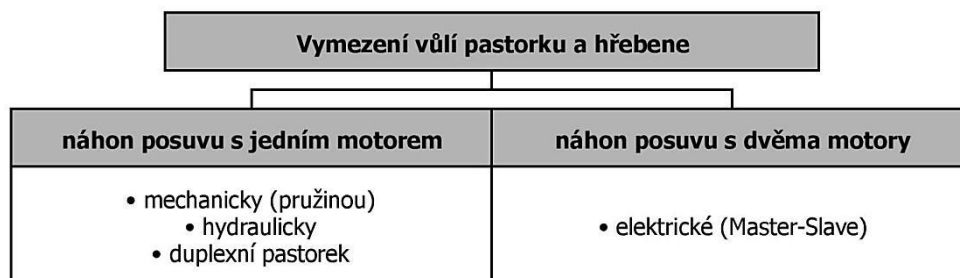
Při výrobě ozubených kol se ve většině případů nedá dosáhnout požadované přesnosti povrchu zubů, a proto se používají některé z dokončovacích metod obrábění ozubení, kterými jsou ševingování, lapování, zaběhávání a broušení dělicím a odvalovacím způsobem. V tabulce 2 jsou pro porovnání uvedeny stupně přesnosti rozměrů a drsnosti povrchu, které jsou dosažitelné při výrobě a dokončování ozubení spolu s příklady použití.

Tab 2) Porovnání stupňů přesnosti z hlediska drsnosti boků zubů a použití [6]

Stupeň přesnosti ISO		2	3	4	5	6	7	8	9
Drsnost povrchu Ra [μm]		0,1-0,2	0,1-0,2	0,2-0,4	0,2-0,8	0,4-1,6	0,8-1,6	1,6-3,2	3,2-6,3
Způsoby výroby	Nekalená			Odvalovací frézování na speciálních strojích		Ševingování		Obrázení	Obrázení, dělicí frézování
	Kalená	Broušení na nejpřesnějších strojích		Odvalovací broušení		Lapování			
Použití		Kontrolní kola		Rychloběžné převodovky		Průmyslové převodovky		Pohony rotačních pecí	
			Převody měřicích přístrojů			Lehké lodní převody	Těžké lodní a lokomotivní převodovky		
				Převody zdvihadel a stavebních strojů					
				Převody obráběcích strojů				Převody zemědělských strojů	
				Letecké převodovky	Převody spalovacích motorů				

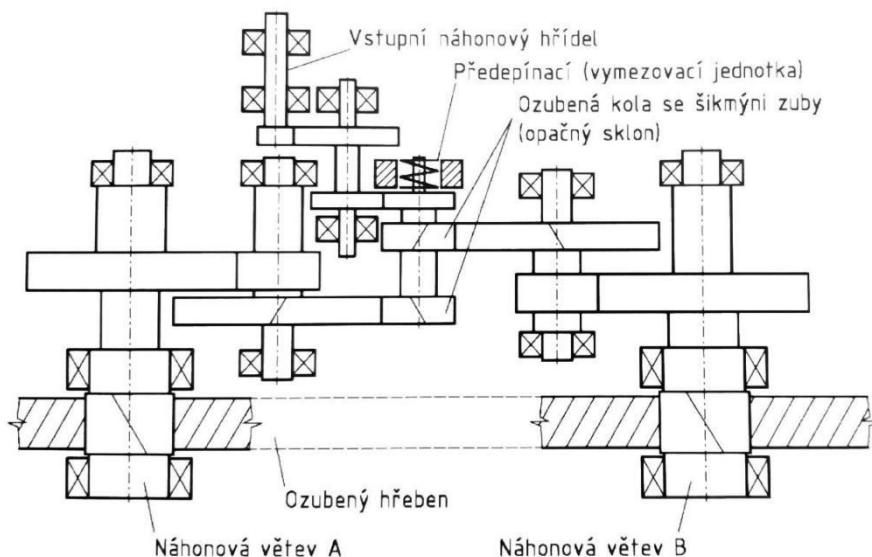
3.2.4 Vymezení vůlí

Vymezování vůlí mezi pastorkem a ozubeným hřebenem může být provedeno několika metodami, které jsou zobrazeny na obrázku 21.



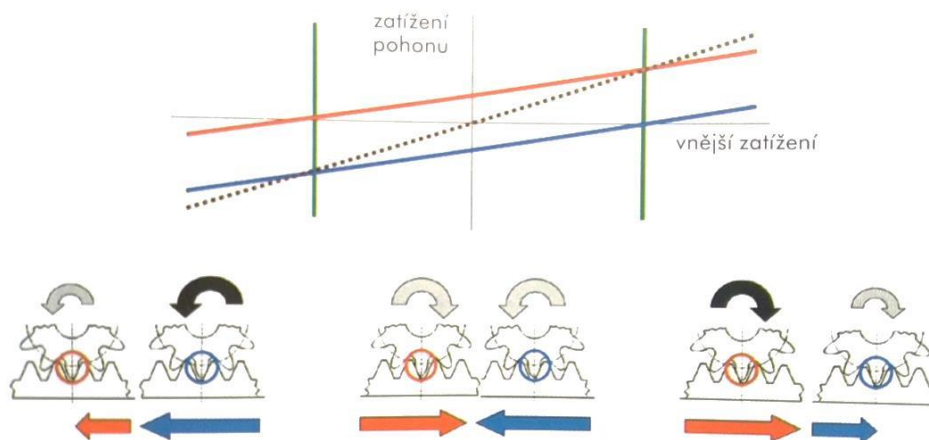
Obr. 21) Metody vymezení vůlí mezi pastorkem a ozubeným hřebenem [1]

Princip mechanického vymezení vůle jedním motorem je znázorněn na obrázku 22. Vymezení vůle v obou větvích pohonu A i B je provedena pomocí posuvného hřídele s dvojicí pastorků s opačným sklonem šikmých zubů, který je trvale dotlačován do záběru pružinou, případně hydraulicky. Duplexní pastorek se používá pro pohony stolů o velkých rozměrech, jako jsou například hoblovky a vyvrtávačky větších velikostí. Hřebeny mohou být přesazeny o půl rozteče a sklony zubů mají opačný smysl, čímž vyrovnávají vzniklé radiální síly. Výhodou tohoto způsobu je rovnoměrné rozdělení krouticího momentu na obě větve kinematiky pohonu. [2]



Obr. 22) Mechanické vymezení vůle pastorku a hřebene [1]

Náhon posuvu s dvěma motory je řešen elektronickým předepnutím pomocí metody Master-Slave. Dva servomotory nahání dvě planetové převodovky, na kterých jsou umístěny dva pastorky. Na obrázku 23 jsou znázorněny tři stavy pohonu Master-Slave. Pastorky jsou vůči sobě elektricky předepnuty a uvnitř pole, které tvoří svislé zelené příčky je vymezena vůle mezi pastorkem a hřebemem. Od svislé zelené příčky nalevo nebo napravo je oblast, kdy levý pastorek (v něm působící červeně označená síla) nebo pravý pastorek (v něm působící modře označená síla) díky vnějšímu působení sil (síla označená hnědě) odlehne, a vůle tedy nebude vymezena. Jeden z motorů je tedy hlavní a vyvíjí moment (master) a druhý je závislý (slave) a zajišťuje vymezení vůle. Když nedochází k zatížení, tak oba motory vyvíjí moment o stejné velikosti, ale v opačném směru. Zrušení předpětí pomocí CNC řídicího systému je používáno například při rychloposuvu, kdy oba motory působí ve stejném smyslu. Při procesu obrábění je prioritou mít vymezenou vůli pomocí elektrického předpětí. [1]

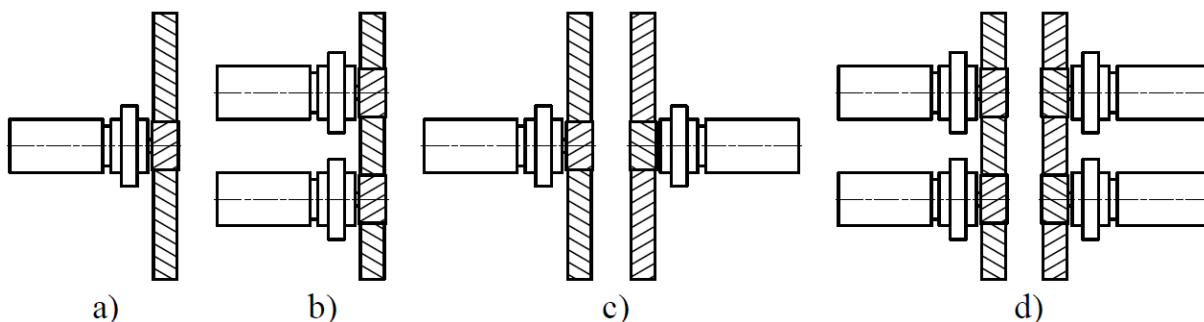


Obr. 23) Elektrické vymezení vůle pastorku a hřebene [1]

3.2.5 Způsob náhonu pastorku a hřebene

Při použití náhonu pomocí pastorku a hřebene se používají následující způsoby:

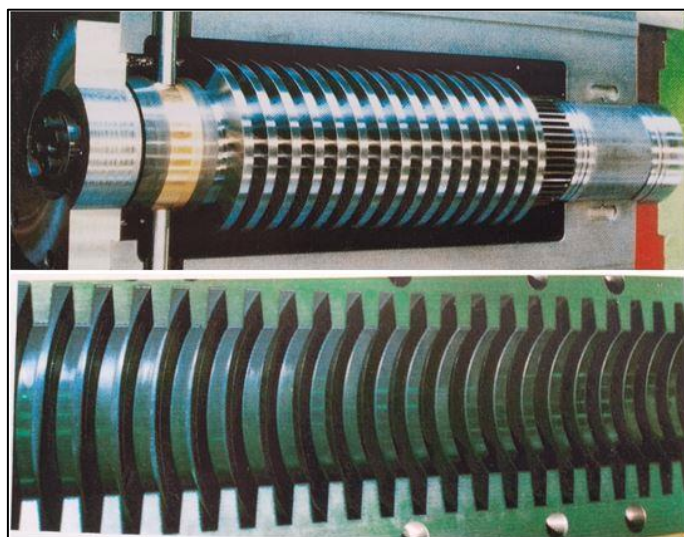
- Individuální pohon – pohon pomocí jednoho pastorku
- Metoda master-slave – pohon pomocí dvou pastorků a jednoho hřebene
- Gantry – pohon pomocí dvou pastorků a dvou hřebenů
- Gantry master-slave – pohon pomocí čtyř pastorků a dvou hřebenů



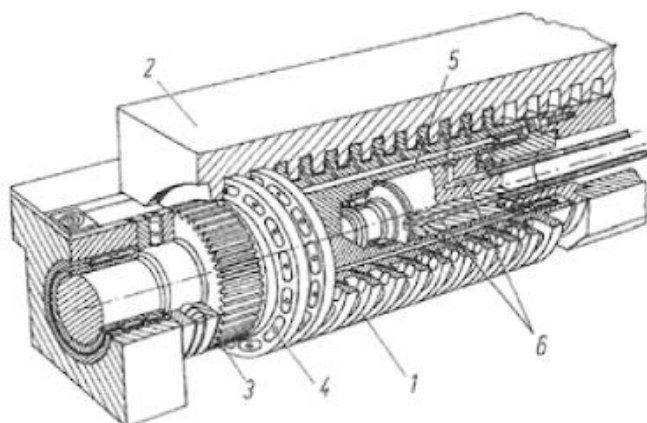
Obr. 24) Způsob náhonu pastorku a hřebene [1]

3.3 Šnek a šnekový hřeben

Hydrostatický šnekový převod se používá pro vysoké hodnoty převodového poměru většinou pro pohon pohyblivých stolů u velkých obráběcích strojů (např. portálových frézek). Výhodou je minimální tření, samosvornost a vysoká tuhost, která není závislá na délce posuvu. Nevýhodou může být složitost konstrukce a potřeba hydraulického obvodu. Na obrázku 25 je znázorněna šneková hřídel a šnekový hřeben. Na obrázku 26 je zobrazen řez hydrostatického uložení šneku a šnekového hřebene. [1]



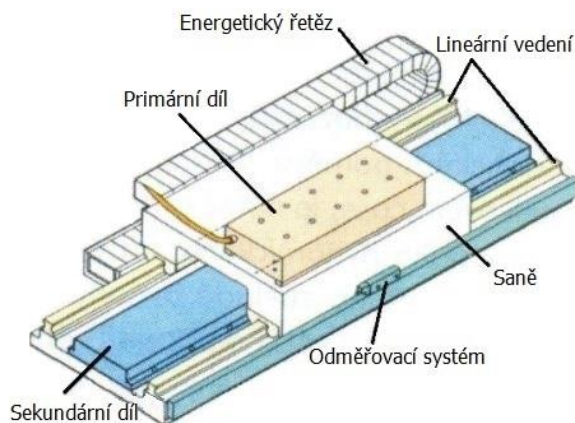
Obr. 25) Šneková hřídel a šnekový hřeben [1]



Obr. 26) Hydrostatické uložení šneku se šnekovým hřebenem [9]
 1-šnek, 2-šnekový hřeben, 3-hnací kolo, 4-olejové kapsy, 5-rozdělovač tlakového oleje,
 6-přívody tlakového oleje pro přední a/nebo zadní povrch zubů

3.4 Lineární motor

Lineární motory se používají pro CNC obráběcí stroje, kde je upřednostňováno vysokorychlostní obrábění HSC (High Speed Cutting). Nemají žádný vložený převod jako např. kuličkové šrouby a působením elektromagnetické síly na suport stroje vyvozují posuvovou sílu. Mezi pohyblivým primárním dílem a pevným sekundárním dílem vzniká elektromagnetická síla. Primární díl je přišroubován ke stolu, sekundární díl je přišroubován k loži stroje a oba jsou vyrobeny z feromagnetického materiálu. Kvůli tomu vznikají přitažlivé síly, které musí zachycovat lineární vedení. Lineární motory jsou řízeny z jednoho napájecího zdroje a mají jedno odměřování polohy. Pro větší posuvové rychlosti se motory zdvojují. Výhodou lineárních motorů je jednoduchá konstrukce okolních dílů, vysoká rychlost, zrychlení a vysoká přesnost polohování. Mezi nevýhody patří vznik magnetické síly, což může vadit při odvodu ocelových třísek, menší posuvová síla, nutnost větší přesnosti odměřování a vznik tepla, které se přenáší do okolní mechanické zástavby. Schéma lineárního motoru je znázorněno na obrázku 27. [1], [27]



Obr. 27) Lineární motor [1]

3.5 Porovnání jednotlivých typů pohonů

V tabulce 3 jsou shrnuty výhody a nevýhody jednotlivých typů pohonů používaných u portálových obráběcích center.

Tab 3) Srovnání jednotlivých druhů pohonů [1]

Typ pohonu	Výhody	Nevýhody
Kuličkový šroub (osa Z)	<ul style="list-style-type: none"> • Vložený převod do pomala chrání před vlivem vnějších sil • Možnost vývinu větší posuvové síly (velký převod) • Bez nutnosti chlazení • Ekonomický pro malé zdvihy 	<ul style="list-style-type: none"> • Dlouhé kuličkové šrouby se zkrucují a kmitají ohybově i torzně – maximální ekonomická délka 6 000 mm • Vložený převod způsobuje zatížení setrvačným momentem • Menší styková tuhost • Hlučnější než pastorek a hřeben
Pastorek a hřeben (osa X, Y, Z)	<ul style="list-style-type: none"> • Vložený převod do pomala chrání před vlivem vnějších sil • Větší styková tuhost • Nízká hlučnost (šikmé zuby) • Dlouhodobý provoz díky el. předpětí • Snadná údržba • Bez nutnosti chlazení 	<ul style="list-style-type: none"> • Vložený převod způsobuje zatížení setrvačným momentem • Při velkých rychlostech rozstřík maziva
Hydrostatický šnek (osa X)	<ul style="list-style-type: none"> • Vložený převod do pomala chrání před vlivem vnějších sil • Větší styková tuhost 	<ul style="list-style-type: none"> • Vložený převod způsobuje zatížení setrvačným momentem • Nutnost udržování hydrostatického agregátu
Lineární elektrický servomotor (osa X, Y, Z)	<ul style="list-style-type: none"> • Dosažení většího zrychlení • Odpadají vložené převody a jejich chyby, případné netuhosti • Úspora času při častých změnách rychlosti • Nízká hlučnost 	<ul style="list-style-type: none"> • Přitažlivé magnetické síly do vedení • Stroj je magnetický i ve vypnutém stavu • Nutnost přídavného chlazení • Nutnost kvalitnějšího odměřování (0,1 μm) • Přímé napojení na posuvový mechanismus – vliv vnějších sil • Vývin menší posuvové rychlosti • Nutnost prachotěsného krytu (obrábění litiny) • Při vypnutí svislé souřadnice možnost pádu – nutnost brzdy • Nutné kvalitní filtry pro regulaci • Při malých rychlostech vývin tepla • Nutnost havarijních brzd

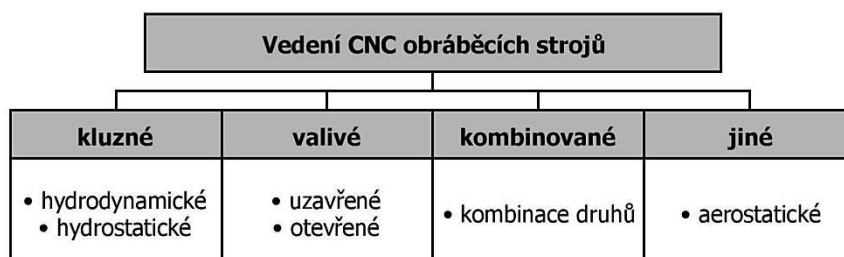
V další tabulce 4 jsou znázorněny silné a slabé stránky třech nejvíce používaných pohonů posuvových souřadnic portálových obráběcích center, jimiž jsou: KŠM, pastorek a hřeben a lineární motor. Hodnocení je následující (- nejhorší, 0 neutrální, + nejlepší).

Tab 4) Porovnání jednotlivých druhů pohonů [28]

Vlastnosti	Kuličkový šroub a matice (KŠM)	Pastorek a hřeben	Lineární motor
Rychlost	+	++	++
Síla	+	++	-
Akcelerace	0	+	+
Přesnost	++	++	+
Délka	-	++	++
Vertikální řízení	++	++	-
Životnost	0	+	++
Požizovací náklady	+	0	-
Efektivita	+	+	-
Náklady na opravy	-	+	-
Instalace a montáž	+	+	-

3.6 Vedení

Vedení slouží k vymezení pohybu posouvajících se částí u posuvových lineárních soustav. Na obrázku 28 jsou znázorněny jednotlivé druhy vedení posuvových soustav, které se používají v konstrukci a stavbě CNC obráběcích strojů. Jednotlivé vedení se liší především v druhu tření ve styčných plochách. Požadavky kladené na vedení jsou především vysoká tuhost, nízké opotřebení, ochrana proti vniku nečistot a vysoká výrobní přesnost. [1], [2]



Obr. 28) Druhy vedení posuvových lineárních soustav používaných v konstrukci CNC obráběcích center [1]





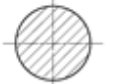





3.6.1 Kluzné

Podle druhu tření mezi vodícími plochami se kluzné vedení rozlišuje ve dvou variantách, a to hydrodynamické a hydrostatické vedení.

Hydrodynamické

Název hydrodynamického vedení je odvozen od toho, že mezi pohyblivé části vedení je přiváděn mazací olej, který vytvoří mazací film až za pohybu, čímž vznikne podmínka tzv. hydrodynamického mazání. Pro zamezení zadírání vodících ploch se tyto plochy obkládají plastickým materiálem jako je např. turcit, iglidur nebo biplast. Pro snížení tření se vodící plochy brousí nebo zaškrabávají a je nutné, aby byly dostatečně mazány. Nevýhodou je, že při nízkých rychlostech vzniká trhavý pohyb, způsobený přechodem ze statického na dynamické tření. Důležitým faktorem je volba materiálu vodících ploch, pro které se používá litina, ocel a umělá hmota. [1], [29]

Podle tvaru vodící plochy se dají rozdělit vedení na prizmatické, ploché, rybinové a kruhové. Tvar jednotlivých vedení využívaných pro obráběcí stroje je znázorněn na obrázku 29.

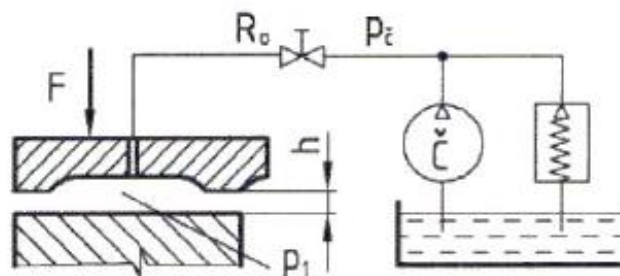
Typ (název)		Prizmatické		Ploché	Rybinovité	Kruhové
		Symetrické	Nesymetrické			
Vodící plochy	Vnější					
	Vnitřní					

Obr. 29) Typy vodících ploch pro obráběcí stroje [2]

Hydrostatické

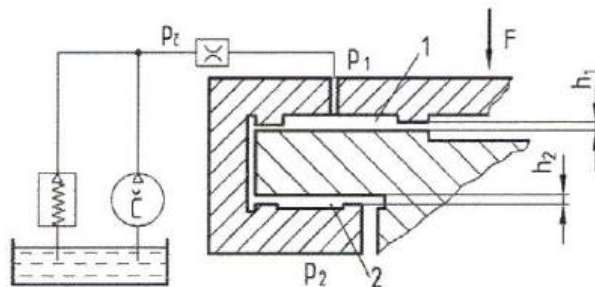
Hydrostatické vedení má téměř nulové tření při pohybu, vysokou tuhost a výborné tlumení vibrací, což je výhodné pro použití u přesných velkých strojů. Hlavní nevýhodou tohoto provedení je potřeba přídavných zařízení, které slouží pro přívod a odvod oleje a poměrně složitá konstrukce. Hydrostatické vedení se dále rozlišuje na otevřené a uzavřené. [1], [11].

Otevřené vedení je vhodné pro rovnoměrně zatížené pohyblivé části např. u velkých těžkých strojů, protože je důležité, aby byla zabezpečena dostatečná počáteční tuhost olejové vrstvy. Na obrázku 30 je znázorněno schéma otevřeného hydrostatického vedení. Čerpadlo tlačí olej o konstantním tlaku přes škrticí ventil, který sníží tlak oleje p_e na pracovní tlak p_1 . Olej je dále vytlačován mezerou h . Pokud se tato mezera zmenší, znamená to, že došlo ke zvětšení zatížení, čímž se zvýší tlak a zmenší se průtok oleje. Tento děj pokračuje, dokud nedojde k vyrovnání tlakové síly. Při nižším zatížení (při odlehčení) proces probíhá opačně. Ke správné funkci musí být v rovině vedení minimálně tři samostatné jednotky s vlastními škrticími ventily. [1]



Obr. 30) Otevřené hydrostatické vedení [1]

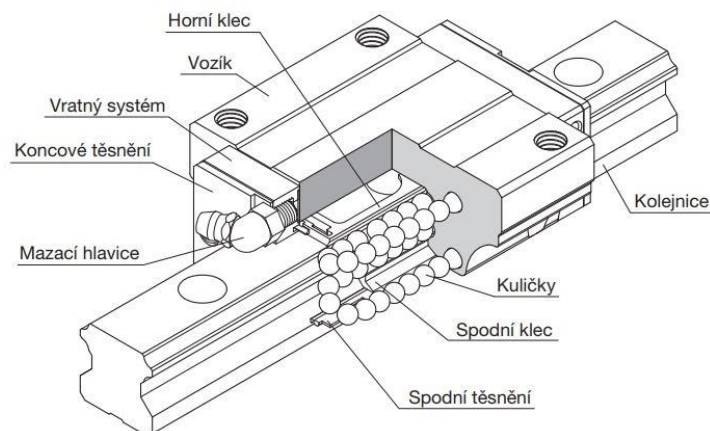
U uzavřeného hydrostatického vedení je princip podobný jako u otevřeného. Olej je tlačěn čerpadlem o velikosti p_c a přes škrtkové ventily je přiváděn do tlakových jednotek na hlavních vodících plochách 1 a na doplňující vodící plochy 2. Dále je tlačěn do mezer h_1 a h_2 do odpadu. Pokud dojde ke zvětšení zatížení, vůle h_1 se zmenší a vůle h_2 zvětší. Tento proces probíhá, dokud nedojde k vyrovnání tlakových sil. Na obrázku 31 je znázorněno schéma uzavřeného hydrostatického vedení. [1]



Obr. 31) Uzavřené hydrostatické vedení [1]

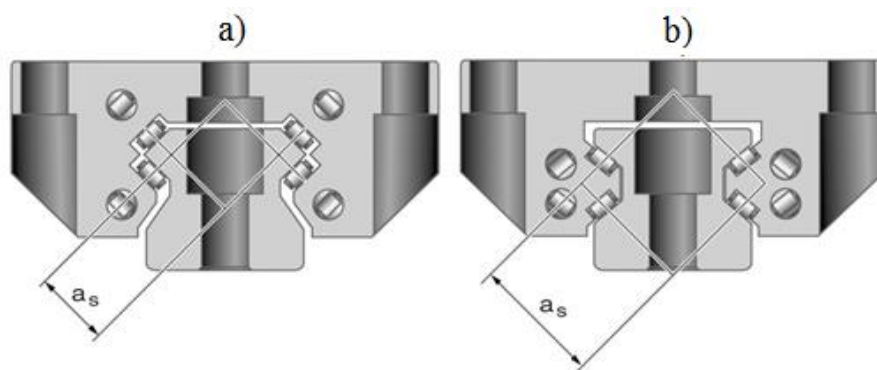
3.6.2 Valivé

Valivé vedení je u výrobců obráběcích strojů nejvíce používané, protože poskytuje dobrou kombinaci výkonu a snadné montáže. Mají plynulé posuvy při rozjíždění a najíždění do požadované polohy. Jsou rozděleny na vedení s omezenou délkou zdvihu a s neomezenou délkou zdvihu. Jako valivé elementy se používají kuličky, válečky a jehly. Kuličky jsou pro vyšší rychlosti, mají menší únosnost a jejich vodící plochy vyžadují obložení kalenými plechy. Válečky mají dobrou únosnost a přesnost. Jehlová vedení se využívají v provedení s prizmatickými vodícími plochami. Při použití dlouhých vedení se valivé elementy po výběhu ze zatížené dráhy vrátí zpět na začátek zatížené dráhy. Pro příklad takového vratného systému je na obrázku 32 znázorněn vozík s kuličkami, které jsou udržovány v pravidelných odstupech od sebe. Na kolejnici je možné umístit i brzdicí vozík, což může zpevnit stůl nebo saně v jakékoliv poloze. Mezi výhody tohoto vedení patří bezvůlový chod, dobrá přesnost polohování, jednoduchá montáž, možnost využití vysokých posuvových rychlostí a snadná údržba. Nevýhodou je menší schopnost tlumení chvění, vyšší nároky na přesnost a vyšší cena. [1]



Obr. 32) Skladba valivého profilového vedení [30]

Pro kuličkové vedení se podobně jako u kuličkových šroubů používá gotický čtyřbodový dotyk nebo kruhový dvoubodový dotyk. Valivé elementy mohou po kolejnici obíhat ve dvou uspořádání. První uspořádání má tvaru X, druhé je ve tvaru O. Obě tyto uspořádání jsou znázorněny na následujícím obrázku. Tvar tohoto uspořádání ovlivňuje výslednou tuhost a má vliv na přenášení klopných momentů. Uspořádání tvaru O má větší vnitřní vzdálenost podpěr, čímž vykazuje vyšší tuhost, než u uspořádání tvaru X. Kluzné profilové vedení se vyrábí v pěti třídách přesnosti: N – normální, H – vysoká, P – přesná, SP – super přesná a UP – ultra přesná. [1], [31]



Obr. 33) Uspořádání valivých elementů a) do tvaru X, b) do tvaru O. [31]

3.6.3 Kombinované

V praxi je možné kombinovat jednotlivé druhy vedení, které spojují jejich výhody i nevýhody. Nejpoužívanější kombinací vedení je kluzně valivé a valivě hydrostatické. [1]

3.6.4 Aerostatické

Aerostatické vedení je principiálně stejné jako hydrostatické, rozdílem je pouze přiváděné médium, kterým je vzduch. Tento druh vedení je méně tuhý a používá se u menších strojů. Největší výhodou je čisté prostředí způsobené přiváděným médiem, ostatní výhody a nevýhody jsou téměř stejné jako u hydrostatického vedení. [5]

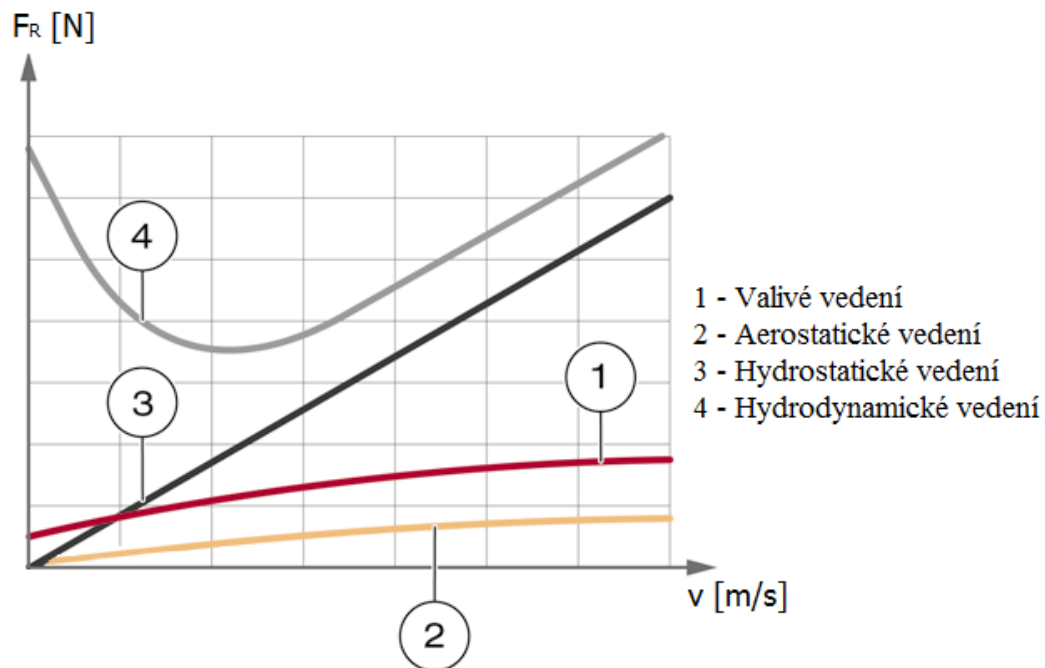
3.6.5 Porovnání jednotlivých druhů vedení

V tabulce 5 jsou porovnány základní vlastnosti hydrodynamického, hydrostatického a valivého vedení.

Tab 5) Druhy vedení a jejich vlastnosti [2]

Vlastnosti	Valivé vedení	Hydrostatické vedení	Hydrodynamické vedení
Tlumení	nízké	vysoké	vysoké
Přesnost chodu	střední	vysoká	vysoká
Rozsah rychlostí	střední	vysoký	nízký
Odolnost proti opotřebení	střední	vysoká	střední
Ztrátový výkon	nízký	střední	vysoký
Požizovací náklady	nízké	vysoké	střední
Možnost chlazení	střední	vysoká	střední
Provozní spolehlivost	vysoká	nízká	vysoká

Následující obrázek 34 znázorňuje graf závislosti třecí síly F_R na posuvové rychlosti v u jednotlivých druhů vedení. Z grafu je patrný zásadní nedostatek hydrodynamického vedení, a tedy i výrazný rozdíl statického a dynamického tření.



Obr. 34) Závislost třecí síly na rychlosti posuvu [31]

3.7 Lineární odměřování polohy

Pro odměřování polohy se používají snímače polohy, které se podílejí na kvalitě a přesnosti polohování celého stroje a jsou tedy jednou z nejdůležitějších součástí. Důležitým parametrem odměřování je jeho základní inkrement, což je jeho nejmenší rozlišitelná délková míra. Čím přesněji známe polohu, tím přesněji můžeme obrábět, a proto jsou odměřování důležitou součástí CNC obráběcích strojů. Rozdělit lineární odměřování polohy je možné podle způsobu snímání polohy, druhu odměřovacího signálu a druhu získaných informací.

3.7.1 Způsoby lineárního odměřování polohy

Přímé odměřování - Odměřovací systém u přímého odměřování je přímo namontovaný na pohyblivou část stroje. Umisťují se tak, aby se co nejvíce zabránilo teplotní dilataci konstrukce. Tento způsob je konstrukčně náročnější a dražší, ale dosahuje vyšších přesností. [32]

Nepřímé odměřování - U nepřímého odměřování se odměřuje poloha pohybového mechanismu jako je např. úhel natočení kuličkového šroubu. Tento způsob je vhodný pro méně náročné aplikace a pro osy s malými zdvihy. Odměřování je zabudované v motoru osy, čímž se stává konstrukčně jednodušší a levnější. [32]

3.7.2 Druhy odměřovacího signálu

Fotoelektrické - Pracují na principu odrazu nebo přenosu světla skleněnou či kovovou mřížkou. U lineárních os obráběcích center se jedná o skleněné nebo kovové pravítka, které má odrazové nebo průchozí plošky. Dalším komponentem je zdroj, který vysílá zdroj světla a přijímač, kterým je fotodiody. Světlo prochází průchozími otvory a při pohybu jsou snímány světelné signály, ty dopadají na fotodiody a následně jsou převedeny na elektrický signál.

Z výsledného signálu se určuje aktuální poloha nebo posunutí. Výhodou je velká přesnost, nevýhodou je velká citlivost na případné nečistoty. [33]

Induktivní - Induktivní snímače bezdotykově detekují kovové objekty a mají dlouhou životnost a velkou odolnost. Využívají se hojně téměř ve všech průmyslových oblastech. Výhodou je, že nejsou příliš náchylné na nečistoty. [34]

Magnetické - Magnetické snímače využívají magnetický pásek, nad kterým se pohybuje snímací hlava. Při pohybu snímací hlavy se generují pulzy. Pásek je složen ze střídavě pólovaných magnetů. Výhodou je, že pásy mají velký rozsah měření. [35]

Laserové - Pomocí laserového systému se dají měřit i dlouhé vzdálenosti, při kterých laserové odměřování dosahuje vysokých přesností. Měření pomocí laserového interferometru se provádí na nezátíženém stroji. Jako zdroj světla se používá laser se stabilizovanou vlnovou délkou. [8]

3.7.3 Druhy získaných informací

Inkrementální - Odměřovací systém u inkrementálního odměřování dostane informace ve formě impulzů, které se počítají od pevně stanovené referenční polohy. Nevýhodou je, že neuchovává informaci o poloze a po zapnutí stroje musí nejprve najet na referenční body ve všech osách stroje, až poté je připraven k práci. [32]

Absolutní - U absolutního odměřování je řídicímu systému poskytována informace o poloze os hned po zapnutí stroje. Toto zkracuje čas přípravy stroje, protože nemusí najíždět na referenční body, ale je výrazně dražší. [32]

3.8 Krytování a přívod médií

Důležitou součástí obráběcích strojů je i jejich krytování, které zabraňuje vnikání nečistot a cizích těles do pracovního prostoru, zejména mezi plochy, které se po sobě navzájem pohybují. Tyto nečistoty urychlují opotřebení ploch a mohou způsobit zadíraní vodicích ploch. Ochranné kryty mají význam i s hlediska ochrany zdraví a bezpečnosti při práci. Obsluha stroje musí být chráněna před chladicí kapalinou a před třískami z obrábění, které by mohli kvůli své kinetické energii a teplotě zranit obsluhu. Krytování také přispívá ke snižování hodnoty hluku ve výrobních halách.

Pro přívod zdrojů energie jako je např. hydraulická kapalina, tlakový vzduch, elektřina a maziva se používají energetické nosiče (řetězy), u kterých jsou jednotlivé prvky odděleny tak, aby při pohybování nedocházelo k jejich křížení a případnému poškození. [1]

3.9 Mazání

Mazání by mělo zabezpečovat velkou trvanlivost, malé mechanické ztráty, odvádět teplo a tlumit hluk stroje. Konstrukce stroje by měla umožňovat mazivu plnit svoji funkci. Konkrétní způsoby mazání jsou závislé na zatížení, provozních podmínkách a okolním prostředí, proto nejsou žádná univerzální pravidla pro způsoby a druhy mazání. Porovnání důležitých vlastností tří hlavních způsobů mazání jsou v tabulce 6. [1], [36]

Tab 6) Porovnání vlastností a způsobů mazání [36]

Vlastnosti	Způsob mazání		
	Plastickým mazivem	Minimálním množstvím oleje	Průtokem chlazeného oleje
Rychloběžnost uložení	nejmenší	střední	největší
Ztráty v uložení	nejmenší	málo větší	veliké
Zvýšení teploty	malé	větší	nejmenší
Trvanlivost mazání	omezená	neomezená	neomezená
Složitost konstrukce	nejmenší	větší	největší
Pořizovací a provozní náklady	nejmenší	malé až střední	velké
Energetická náročnost	žádná	malá	velká
Nároky na údržbu	nutné obnovit mazání	malé	velké

3.10 Planetové převodovky

Planetové převodovky se nejčastěji používají v kombinaci se servomotory. Vzhledem k poměrně nízkým cenám se stále více užívají pro synchronní i asynchronní motory. Používají se jak pro jednoduché zařízení, tak pro náročnější aplikace, kde je potřeba vysoká preciznost a přesnost (například u obráběcích strojů). Bývají nabízeny v přímém nebo úhlovém provedení. Princip těchto převodovek umožňuje dosažení velkých převodů do pomala s menším počtem převodových stupňů. Při použití ozubeného kola s vnitřním ozubením se zvětšuje koeficient záběru a zmenšuje skluz. Mezi hlavní výhody planetových převodovek patří vysoká přesnost, účinnost, malé rozměry a větší životnost než u ozubených kol v klasické převodovce. Nevýhodami jsou složitější konstrukce a vyšší požadavky na přesnost výroby a montáže. [37]

3.11 Servomotory

Servomotory jsou motory, které umožňují kontrolovat otáčky, zrychlení, přesnou polohu hřídele motoru a přeměňují elektrickou energii na mechanickou. Jsou to nejpoužívanější motory pro polohování a dají rozdělit na synchronní a asynchronní. Vhodné použití nacházejí u strojů, kde je potřeba dosáhnout vysokých přesností. [38]

U synchronních motorů je rotor prostřednictvím permanentních magnetů synchronně poháněn točivým polem statoru. Vzhledem k frekvenci točivého pole mají synchronní pohyb a bývají doplněny o frekvenční měnič. V současnosti se tyto motory nejčastěji používají pro pohon posuvových os u obráběcích center. Dají se několikanásobně přetížit, a proto jsou vhodné pro náročné dynamické úlohy. [38]

Asynchronní motory s kotvou nakrátko mají jednoduchou a robustní konstrukci. S použitím frekvenčních měničů se dají plynule regulovat otáčky, ale u velmi nízkých otáček je řízení obtížné. [38]

4 RÁMY OBRÁBĚCÍCH STROJŮ

Základní části tvořící rám obráběcího stroje jsou lože, stojany, popřípadě příčnick, sloupy a konzoly. Na těchto částech ve velké míře závisí přesnost obrábění stroje. Při navrhování jednotlivých částí musí konstruktér dbát na řadu hledisek, které již při návrhu stroje může do jisté míry ovlivnit. Ve většině případů hraje velkou roli finanční omezení, které ve velké míře ovlivní vznik ideálního řešení a konstruktér tedy musí udělat jistý kompromis.

Mezi základní hlediska, která se od rámu obráběcího stroje požadují, se řadí dle [5]:

- kvalitní materiál rámu,
- dobrá statická tuhost,
- vyhovující dynamická a tepelná stabilita,
- umožnění dobrého odvodu třísek,
- jednoduchá a efektivní výroba,
- malá hmotnost,
- kvalitní uložení na základ.

Pro konstrukci rámu se dá použít velké množství různých materiálů. Nejčastěji se jedná o šedou litinu, ocel, ocelolitinu, ale také o neželezné materiály, jako je například beton nebo polymerbeton. Velmi používaná je taky kombinace ocelových svařenců, které bývají vyplněny tlumícím materiálem. Mezi další používané materiály patří částicové a vláknové polymery nebo žula. Při volbě materiálu se musí zohledňovat i fyzikální vlastnosti daného materiálu, které by mohli ovlivnit provozní vlastnosti stroje. V tabulce 7 jsou uvedeny některé vlastnosti nejvíce používaných materiálů rámu.

Tab 7) Srovnání fyzikálních vlastností vybraných materiálů [5]

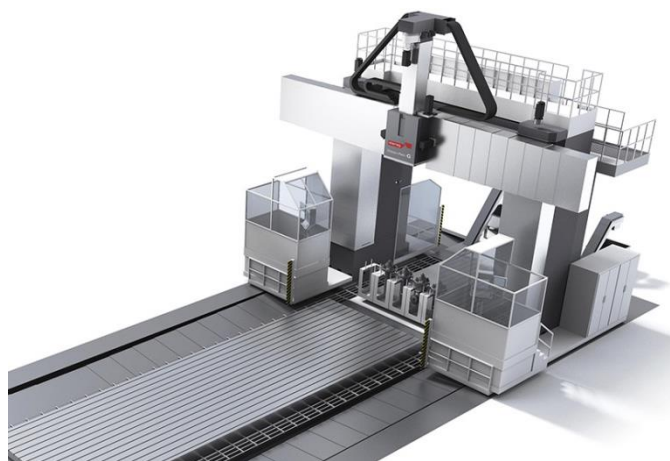
Materiál	Ocel	Litina	Polymerbeton	HPC Beton
Měrná hmotnost [kg.m ⁻³]	7 850	7 200	2 300 – 2 500	2 200 – 2 500
Modul pružnosti [GPa]	210	70 – 100	30 – 44	50 – 60
Pevnost v tahu [MPa]	400 – 1 600	150 – 400	10 – 40	8 – 10
Pevnost v tlaku [MPa]	250 – 1 200	700 – 1 200	140 – 160	100 – 200
Pevnost v ohybu [MPa]	150 – 600	100 – 300	15 – 50	3 – 8
Dekrement útlumu [-]	0,002	0,003	0,02 – 0,03	0,02 – 0,03
Součinitel délkové roztažnosti [10 ⁻⁶ /K]	11 – 18	10	9 – 18	10,6

5 ANALÝZA TRHU

Tato kapitola se věnuje portálovým obráběcím centrům s pohyblivým portálem (typ spodní gantry) s náhonem pomocí pastorku a hřebene, které jsou v současnosti nabízeny různými výrobci. Každý výrobce se snaží přivést na trh stroj, který by splňoval náročné požadavky od zákazníka a přitom si zachoval optimální provozní i obráběcí parametry stroje.

5.1 Droop+Rein - G/GF

Toto šestiosé obráběcí centrum (obr. 35) od společnosti Droop+Rein se používá pro obrábění těžkých rozměrných obrobků, jako jsou např. elektrárenské turbíny. Pro všechny lineární osy je použito hydrostatické vedení. Pro pohon v ose X je použito elektrické vymezení vůlí pomocí metody Master-Slave. Technická specifikace stroje je v tabulce 8. [17]



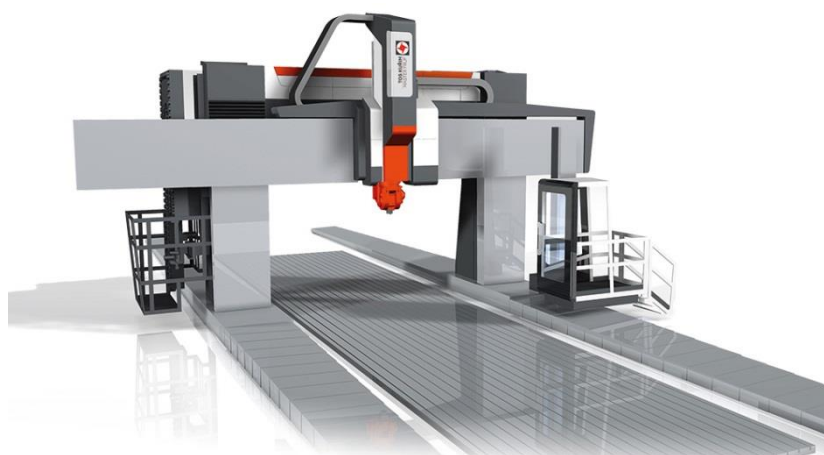
Obr. 35) Stroj Droop+Rein - G/GF [17]

Tab 8) Technická specifikace stroje Droop+Rein - G/GF [17]

Droop+Rein - G/GF		
Pracovní zdvih	X [mm]	8 000 – 30 000
	Y [mm]	3 000 – 13 000
	Z [mm]	1 500 – 4 000
Pracovní posuvy	X [m/min]	20
	Y [m/min]	20
	Z [m/min]	20
Průchodnost	Mezi stojany [mm]	3 000 – 12 000
	Mezi stolem a příčnickem [mm]	od 8 000
Technické údaje	Výkon motoru [kW]	50 – 150
	Krouticí moment [Nm]	2 400 – 10 000
	Otáčky [min ⁻¹]	2 500 – 6 000

5.2 TOS Kuřim - FRU

Obráběcí centrum TOS FRU (obr. 36) od společnosti TOS Kuřim je určeno pro obrábění tvarově složitých obrobků, kterými jsou např. tramvajové výhybky, součásti letadel, parní turbíny, lodní motory nebo lopatky kaplanovy turbíny. Variabilita tohoto provedení je dána především možností využití univerzálních vřetenových hlav, které společnost TOS Kuřim nabízí. Technická specifikace stroje je v tabulce 9. [39]



Obr. 36) Stroj TOS Kuřim – FRU [39]

Tab 9) Technická specifikace stroje TOS Kuřim – FRU [39]

TOS Kuřim - FRU		FRU 200 - 500	FRU 300 – 800
Pracovní zdvih	X [mm]	4 000 – 22 000	4 000 – 24 000
	Y [mm]	3 500 – 6 500	5 750 – 10 750
	Z [mm]	1 500 / 2000	1 500 / 2 000
Pracovní posuvy	X [m/min]	20 (30)	15
	Y [m/min]	20 (30)	20
	Z [m/min]	15 (20)	15
Průchodnost	Mezi stojany [mm]	3 000 – 6 000	4 000 – 9 000
	Mezi stolem a příčnickem [mm]	2 800 – 3 500	3 500 – 5 500
Technické údaje	Výkon motoru [kW]	30 / 37 / 45 / 60	60 / 71 / 100 / 113

5.3 TOS Kuřim - FRF

Portálové obráběcí centrum FRF (obr. 37) od společnosti TOS Kuřim je podobně jako stroj TOS FRU určen pro obrábění tvarově složitých obrobků o velkých rozměrech, jimiž jsou např. letecké motory, části jeřábů, turbíny, turbinové skříně nebo podvozky lokomotivy a vagónů metra. Technická specifikace stroje je v tabulce 10. [39]



Obr. 37) Stroj TOS Kuřim – FRF [39]

Tab 10) Technická specifikace stroje TOS Kuřim – FRF [39]

TOS Kuřim - FRF		FRF 200	FRF 250	FRF 300	FRF 400
Pracovní zdvih	X [mm]	4 000 / 5 000 / 6 000 / 7 000 / 10 000 / 12 000 / 14 000 / 18 000 / 20 000 / 22 000 / 24 000			
	Y [mm]	2 900	3 400	3 900	4 900
	Z [mm]	1 500			
Pracovní posuvy	X [m/min]	20 (30)			
	Y [m/min]	20 (30)			
	Z [m/min]	20 (30)			
Průchodnost	Mezi stojany [mm]	2 550	3 050	3 550	4 550
	Mezi stolem a příčnickem [mm]	2 050			
Technické údaje	Výkon motoru [kW]	30 / 37 / 45			

5.4 Strojírna TYC - FSGC

Obráběcí centrum FSGC (obr. 38) modulární konstrukce od Strojírny TYC může být podle přání zákazníka uzpůsobeno jako frézovací, vrtací, vyvrtávací nebo soustružnické centrum, které může pracovat v provedení tří až šesti os. Stroj je primárně určen pro hrubovací operace, ale zvládá i tvarově obtížné dílce. Tento stroj se vyznačuje vysokou tuhostí, přesností obrábění a univerzálností použití. Technická specifikace stroje je v tabulce 11. [40]



Obr. 38) Stroj Strojírny TYC – FSGC [40]

Tab 11) Technická specifikace stroje Strojírny TYC – FSGC [40]

Strojírna TYC - FSGC		200	300	400	500
Pracovní zdvih	X [mm]	4 000 – 50 000	4 000 – 50 000	4 000 – 50 000	4 000 – 50 000
	Y [mm]	4 200	4 700	5 700	6 700
	Z [mm]	1 500 (2 000)	1 500 (2 000)	1 500 (2 000)	1 500 (2 000)
Parametry stolu	Délka [mm]	4 000 – 50 000	4 000 – 50 000	4 000 – 50 000	4 000 – 50 000
	Šířka [mm]	2 500	3 000	4 000	5 000
	Max. zatížení [kg/m ²]	5 000	5 000	5 000	5 000
Průchodnost	Mezi stojany [mm]	3 800	4 300	5 300	6 300
	Mezi stolem a příčnickem [mm]	2 500	2 500	2 500	2 500

5.5 Waldrich Coburg - PowerTec

Portálové obráběcí centrum PowerTec (obr. 39) je největší a nejvýkonnější stroj od společnosti Waldrich Coburg. Modulární konstrukce je vhodná pro širokou škálu aplikací. Stroj po přidání různých frézovacích hlav od stejné společnosti, může být dodán jako pětiosý. Používá se například pro obrábění turbín nebo leteckých motorů. Technická specifikace stroje je v tabulce 12. [41]



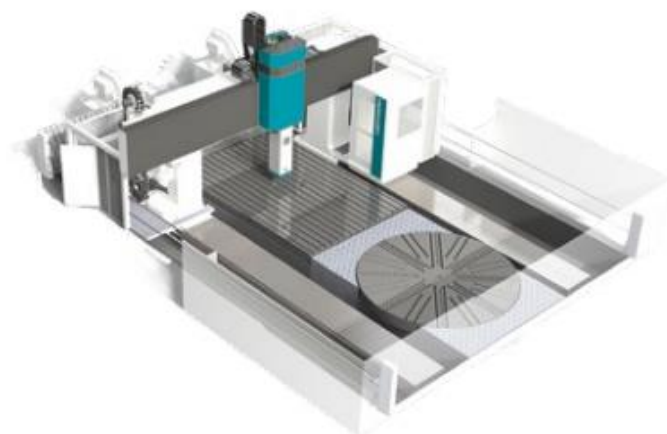
Obr. 39) Stroj Waldrich Coburg – PowerTec [42]

Tab 12) Technická specifikace stroje Waldrich Coburg – PowerTec [41]

Waldrich Coburg - PowerTec		
Pracovní zdvih	X [mm]	4 000 – 50 000
Pracovní posuvy	X [m/min]	20
	Y [m/min]	20
	Z [m/min]	20
Průchodnost	Mezi stojany [mm]	3 500 – 14 000
	Mezi stolem a příčnickem [mm]	2 000 – 10 000
Technické údaje	Výkon motoru [kW]	80 / 105 / 130
	Max. hmotnost obrobku [kg]	500 000

5.6 Pama - Vertiram GT

Společnost Pama má ve své nabídce portálové obráběcí centrum Vertiram GT, které může být dodáno i s pohyblivým stolem (Vertiram TT) nebo doplněno o otočný stůl, jako je znázorněno na obrázku 40. Dále může být doplněno o širokou řadu univerzálních hlav, výměníků nástrojů a dalších příslušenství dle přání zákazníka. Používá se pro obrábění forem, nástrojů a součástí z leteckého a těžebního průmyslu. Technická specifikace stroje je v tabulce 13. [43]



Obr. 40) Stroj Pama - Vertiram GT [43]

Tab 13) Technická specifikace stroje Pama - Vertiram GT [43]

Pama - Vertiram GT		
Pracovní zdvih	X [mm]	4 000 – 6 000
	Y [mm]	3 000 – 11 600
	Z [mm]	1 300 – 2 500
Pracovní posuvy	X [m/min]	do 30
	Y [m/min]	do 30
	Z [m/min]	do 30
Průchodnost	Mezi stojany [mm]	3 000 – 10 100
	Mezi stolem a příčnickem [mm]	1 700 – 5 500
Technické údaje	Max. výkon vřetena [kW]	45 – 103
	Max. krouticí moment vřetena [Nm]	800 – 10 730
	Max. otáčky vřetena [min ⁻¹]	3 000 – 7 000

5.7 Unisign - Uniport

Portálové obráběcí stroje Uniport (obr. 41) od společnosti Unisign se vyrábí v několika velikostech, což umožňuje využít tento stroj pro velkou řadu výrobních procesů. Používají se pro obrábění velkých dílců, jako jsou např. kolejnice, turbíny nebo motory v leteckém průmyslu a kosmonautice. Technická specifikace stroje je v tabulce 14. [44]



Obr. 41) Stroj Unisign - Uniport7000 [44]

Tab 14) Technická specifikace stroje Unisign – Uniport [44]

Unisign - Uniport		4000	6000	6000-HV	7000
Pracovní zdvih	X [mm]	2 000 – 20 000	4 000 – 20 000	4 000 – 20 000	6 000 – 24 000
	Y [mm]	1 000 – 3 500	1 500 – 4 000	2 500 – 6 000	2 500 – 6 500
	Z [mm]	500	800 – 1 250	1 500 – 1 800	1 250 – 1 600
Pracovní posuvy	X, Y, Z [m/min]	do 40	do 36	do 40	do 40
Průchodnost	Mezi stojany [mm]	1 050 – 3 550	1 500 – 4 000	1 500 – 4 000	2 000 – 6 000
	Mezi stolem a příčnickem [mm]	610	1 100 / 1 300 / 1 550	1 700 – 2 000	1 500 / 1 750 / 2 000
Technické údaje	Výkon motoru [kW]	36 / 58	36 / 54	63 / 82	42 / 73
	Krouticí moment [Nm]	135 / 180	720 / 1 000	391 / 550	1 600
	Otáčky [min ⁻¹]	12 000 / 16 000	6 000	8 000 / 15 000	6 000

5.8 Hision – GKU

Obráběcí centrum série GKU (obr. 42) od společnosti Hision se vyrábí v několika velikostech. Používá se pro obrábění součástí z leteckého, lodního a energetického průmyslu. Pro pohon v ose X je použito elektrické vymezení vůlí pomocí metody Master-Slave. Pro příklad jsou v tabulce 15 uvedeny technické parametry stroje GKU40M. [45]



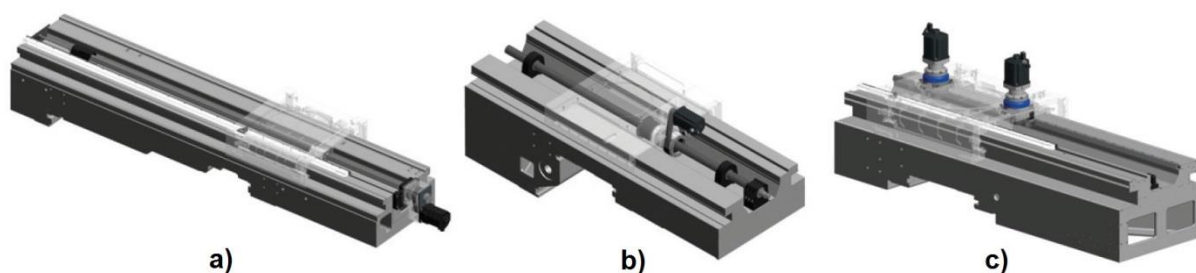
Obr. 42) Stroj Hision - GKU40M [45]

Tab 15) Technická specifikace stroje Hision - GKU40M [45]

Hision – GKU40M		
Pracovní zdvih	X [mm]	9 000 – 15 000
	Y [mm]	4 500
	Z [mm]	1 500
Pracovní posuvy	X, Y, Z [m/min]	10
Průchodnost	Mezi stojany [mm]	4 200
	Mezi stolem a hlavou včetně [mm]	150 – 1 650
Parametry stolu	Délka [mm]	8 000 – 14 000
	Šířka [mm]	3 000
	Maximální zátěž [kg]	15 000

6 SROVNÁNÍ POUŽITELNOSTI KULIČKOVÉHO ŠROUBU A PASTORKU S HŘEBENEM

V této kapitole bude srovnána varianta použití náhonu pomocí kuličkového šroubu a pastorku s hřebenem. U náhonu pomocí kuličkového šroubu se využívají dvě provedení. Prvním je rotační šroub a posuvná matice (obr. 43a). Druhým provedením je rotační a posuvná matice a pevný šroub (obr. 43b). Dalším typem náhonu lineární posuvové soustavy je již zmíněný pastorek a hřeben (obr. 43c). Všechny tyto provedení jsou znázorněny na následujícím obrázku.



Obr. 43) Příklady provedení náhonu posuvové lineární soustavy [1]

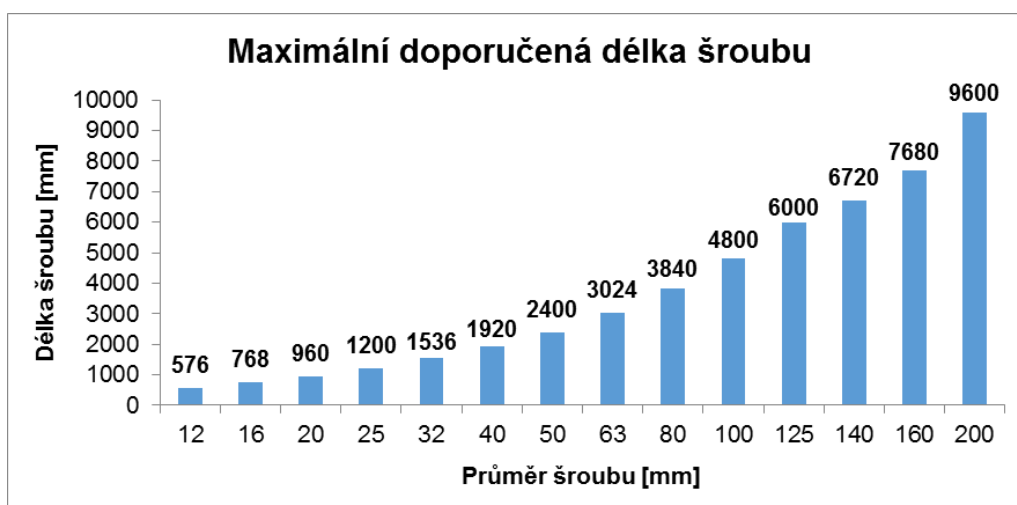
Použití konstrukce náhonu pomocí kuličkového šroubu má několik omezení. Hlavním omezením je maximální vyráběná délka šroubu a jeho průměr. Doporučený poměr mezi délkou šroubu a průměrem šroubu je 48. Tento poměr je znázorněn v následující rovnici (1).

$$\frac{L_{\xi}}{d_{\xi}} \leq 48 \quad (1)$$

kde: L_{ξ} – délka kuličkového šroubu [mm],

d_{ξ} – průměr kuličkového šroubu [mm].

Společnost KSK Kuřim vyrábí kuličkové šrouby o průměru 12 až 200 mm a maximální délku až 15,5 metru. Pro lepší znázornění je na obrázku 44 vypočtena maximální doporučená délka rotačního šroubu s posuvnou maticí pro průměry šroubů od KSK Kuřim. [19]



Obr. 44) Maximální doporučená délka rotačního šroubu

Při konstrukci posuvových lineárních os u portálových obráběcích center, jsou většinou potřeba dlouhé posuvy, tzn. použití delších šroubů, než které jsou znázorněny na obrázku. V takovém případě už není vhodné využít rotační šroub s posuvnou maticí, ale přechází se na konstrukci s rotační a posuvnou maticí a pevným šroubem. Při volbě větších délek šroubů nastává problém s průhybem, a proto se do dané konstrukce přidávají podpěry.

Dále tedy nastává otázka, zda je lepší využít pevný kuličkový šroub s rotační a posuvnou maticí nebo pastorek a hřeben. U dlouhých šroubů je nutno využít i několik podpěr, což výrazně zvyšuje náklady, nicméně vyšší je i pořizovací cena u dvojice pohonných jednotek pastorku a hřebene. Pro délky os přibližně okolo 10 metrů se dá použít jak kuličkový šroub, tak i pastorek s hřebenem a je vždy na uvážení výrobce, zda je pro něj z ekonomického hlediska vybrané provedení dostatečně rentabilní.

Vzhledem k výrazně lepší manipulaci, jednoduchosti montáže a omezené výrobní délce šroubu je pro dlouhé délky os vhodnější využít náhon pomocí pastorku a hřebene. Tento poznatek je založen na teoretických znalostech získaných v rešeršní části této diplomové práce a není tedy podložen fakty.

7 SYSTÉMOVÝ ROZBOR ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY

Systémový rozbor řešené problematiky bude proveden podle literatury [4].

7.1 Problémová situace

Při návrhu umístění pohonu na portálovém obráběcím centru typu spodní gantry (pohyblivý portál) s použitím náhonu pomocí pastorku a hřebene se konstruktér setkává s problémy, které budou popsány níže. V této diplomové práci bude nejprve nutné vytvořit několik možných variant řešení, následně stanovit pomocí vícekritériální analýzy konkrétní kritéria rozhodování s určením jejich vah, poté zhodnotit jednotlivé varianty a rozhodnout, která varianta bude zvolena jako nejlepší pro danou situaci. Po vyhodnocení nejlepší varianty bude nutné vypočítat potřebný pohon pro dané řešení a to ze statického, kinematického a dynamického hlediska.

7.2 Formulace problému

Návrh náhonu posuvové souřadnice portálového obráběcího centra typu spodní gantry pomocí pastorku a hřebene. Konstrukční řešení se bude odvíjet od zvolené varianty včetně potřebných technických parametrů.

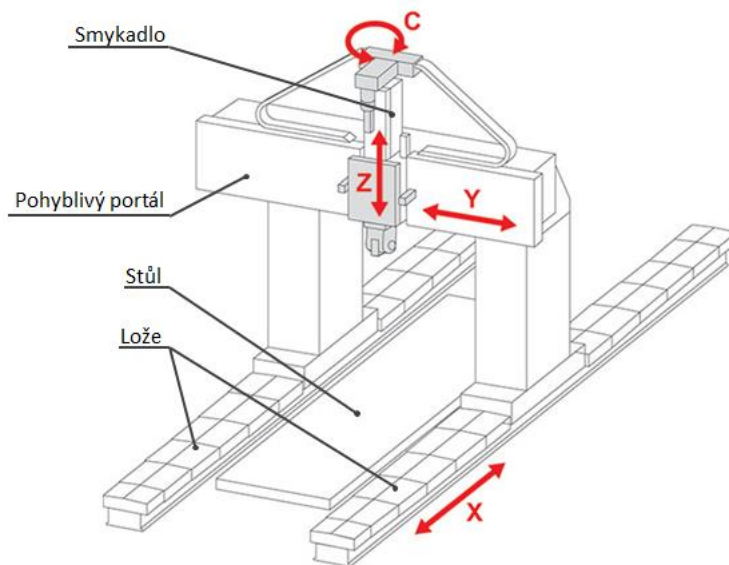
7.3 Formulace cílů a řešení

Cíle diplomové práce jsou následující:

- Návrh variant konstrukce náhonu osy X, včetně zdůvodnění výběru optimální varianty
- Potřebné technické výpočty
- Zpracování výkresové dokumentace (výkres sestavy včetně kusovníku, výkresy vyráběných dílů)
- Komentář k výkresové dokumentaci
- Závěrečné shrnutí a doporučení pro praxi

7.4 Popis řešené soustavy

Koncepce stroje se skládá z loží, na kterých je upevněn pohyblivý portál. Pohyblivý portál je sestaven ze stojanů, které jsou propojeny pomocí příčky. Smykadlo zajišťuje posuv v ose Z a pohybuje se po horní příčce portálu v ose Y. Veškeré pohyby stroje, jsou zprostředkovány pomocí lineárního vedení s valivými elementy. Navržený stroj je znázorněn na obrázku 45.



Obr. 45) Navržená koncepce stroje [17]

7.5 Systém podstatných veličin

Systém podstatných veličin by měl zahrnovat veličiny popisující podstatné situace z hlediska řešení daného problému. Entita s určitými vlastnostmi je ovlivněna okolím, a taky okolí ovlivňuje tuto entitu. Charakteristiky entity vytváří podmnožiny S0 až S8. Tyto podmnožiny jsou popsány níže. Vynechání některé z podmnožin může vést k nedostačujícím výsledkům. [4]

7.5.1 S0 – Veličiny popisující okolí entity

Entita je obklopena vzduchem nejlépe o stálé teplotě a využívá se u portálových obráběcích center typu spodní gantry, které se nachází v prostorách určených pro obrábění rozměrných dílců. Entita přichází do kontaktu s proškolenou obsluhou a působí na ni zatížení od hmotnosti pohyblivého portálu.

7.5.2 S1 – Struktura, geometrie a topologie entity

Entita je vytvořena na základě navržených parametrů a je vnímána jako trojrozměrná veličina. Na základě technických výpočtů je zvolen tvar a rozměry umožňující plnit funkci entity tak, jak je od ní očekáváno. Tato podmnožina je charakterizována jednotlivými komponenty, které tvoří nedílnou součást entity.

7.5.3 S2 – Podstatné vazby a interakce entity s okolím

Entita je umístěna na stojanu portálového obráběcího centra a je upevněna tak, aby nedošlo k jejímu uvolnění. Stojan je vázán k lineárnímu vedení, které je umístěno na loži stroje. Pro správnou funkci je nutné k entitě přivést elektrickou energii. Entita má za úkol rozpohybovat pohyblivý portál stroje.

7.5.4 S3 – Aktivace entity s okolím

K aktivaci entity dochází při spuštění řídicí jednotky, která je závislá na elektrické energii a ta umožní rozpohybovat jednotlivé komponenty entity. Řídicí jednotka je naprogramována osobou zabývající se touto problematikou.

7.5.5 S4 – Ovlivňování entity s okolím

Na pohybující se části stroje působí tíhová síla. Při rozpohybování na ně působí také setrvačné síly, což způsobuje zatížení jednotlivých komponentů entity, a proto je nutné uvažovat tato zatížení v technickém výpočtu.

7.5.6 S5 – Oborové vlastnosti prvků struktury entity

Entita je vyrobena převážně z ocelových materiálů, které mají své specifické vlastnosti, jimiž jsou např. mez pevnosti R_m , mez kluzu R_e , modul pružnosti v tahu E a modul pružnosti ve smyku G .

7.5.7 S6 – Veličiny popisující procesy a stavy entity

Procesy a stavy entity jsou popsány napětíovými charakteristikami. Vznikem krouticího momentu dochází k zatížení entity a rovněž ke vzniku sil, které zatěžují jednotlivé komponenty entity.

7.5.8 S7 – Veličiny popisující projevy entity

Projevy entity mohou být popsány lineární rychlostí a deformačními stavy v jednotlivých bodech entity.

7.5.9 S8 – Důsledky projevů

Důsledkem projevů může být vznik mezních stavů deformace nebo mezního stavu určitého typu lomu na některé části entity. Dalším důsledkem může být změna důležitých vlastností entity, jako je např. kolmost, rovinnost nebo rovnoběžnost, což ovlivní výrobní přesnost celého stroje.

7.6 Kritéria rozhodování a stanovení jejich vah

Výběr vhodných kritérií umožní jednodušší a jasnější ohodnocení jednotlivých variant. Pro tyto účely je proto nejprve nutné určit vhodnou metodu, která stanoví váhu každého kritéria a tím určí jeho důležitost.

Byla zvolena Saatyho metoda párového srovnávání, která pro určení preferencí využívá následující stupnici (pro zjemnění stupnice lze využít i sudé mezistupně):

- 1 – Kritéria jsou rovnocenná.
- 3 – První kritérium je slabě preferované před druhým.
- 5 – První kritérium je silně preferované před druhým.
- 7 – První kritérium je velmi silně preferované před druhým.
- 9 – První kritérium je absolutně preferované před druhým. [46]

Hodnoty ze stupnice párového srovnávání se poté zapisují do tzv. Saatyho matice znázorněné v rovnici (2).

$$S = \begin{bmatrix} 1 & s_{12} & \dots & s_{1n} \\ s_{12} & 1 & \dots & s_{2n} \\ \dots & \dots & 1 & \dots \\ s_{n1} & s_{n2} & \dots & 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

kde: n - počet kritérií [-],

s_{ij} - prvek matice porovnávající i -té a j -té kritérium [-].

Na diagonále matice se nacházejí jedničky, protože stejná kritéria jsou mezi sebou rovnocenná. Matice je čtvercová řádu $n \times n$ a platí rovnice (3).

$$s_{ij} = \frac{1}{s_{ji}} \quad (3)$$

Výpočet vah jednotlivých kritérií se provádí podle rovnice (4) a hodnota geometrického průměru i -tého řádu pomocí rovnice (5):

$$v_i = b_i / \sum_{i=1}^n b_i \quad (4)$$

$$b_i = \sqrt[n]{\prod_{j=1}^n s_{ij}} \quad (5)$$

Po vytvoření Saatyho matice se provede matice hodnocení jednotlivých variant podle zadaných kritérií. Hodnocení nabývá hodnot 1 – 9, kde 1 je nejhorší a 9 nejlepší možnost. Zvolené hodnoty se poté vynásobí vahou kritéria ze Saatyho matice a celkové hodnocení je získáno součtem hodnot kritérií jednotlivé varianty (součtem hodnot v řádku). [46]

8 NÁVRH VARIANT KONSTRUKCE

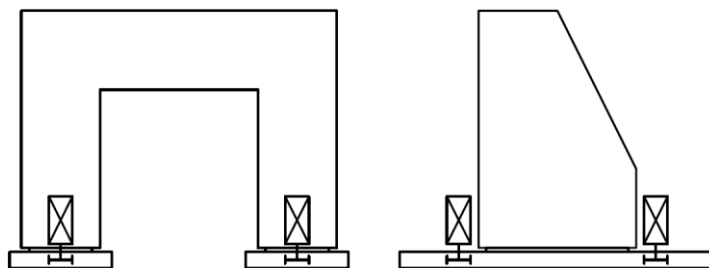
Tato kapitola zahrnuje návržení variant konstrukce náhonu osy X poháněné pomocí pastorku a hřebene pro pohyblivý portál (spodní gantry). V další části jsou navrženy srovnávací parametry, které budou sloužit k porovnání navržených variant, a nakonec bude zvolena nejvhodnější varianta.

8.1 Navržené varianty uspořádání pohonů

V této části práce budou navrženy jednotlivé varianty uspořádání pohonů, jak již bylo dříve zmíněno, varianty budou zaměřeny na umístění pohonu na stroji. Pohon může být orientován ve svislé nebo vodorovné poloze a dále může být umístěn na konzole nebo přímo v zástavbě stroje. Hřebeny mohou být upevněny nastojato nebo naležato. Všechny varianty využívají náhon pastorku a hřebene způsobem Gantry master-slave (čtyři pastorky a dva hřebeny).

Varianta č. 1

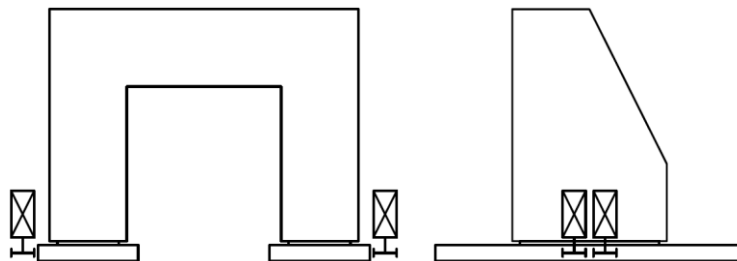
Pohony jsou umístěny na konzolách ve svislé poloze na přední a zadní straně stojanu. Hřebeny jsou upevněny naležato na horní straně lože. Tato varianta je schematicky nakreslena na obrázku 46.



Obr. 46) Varianta č. 1

Varianta č. 2

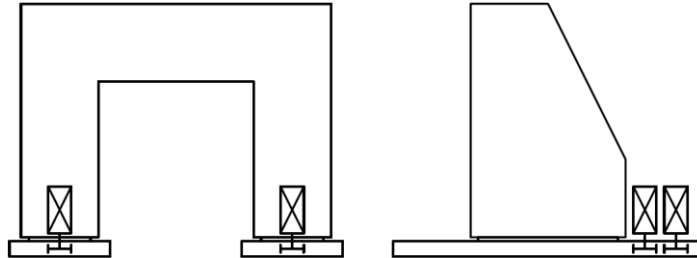
Pohony jsou umístěny na konzolách ve svislé poloze na boční vnější straně stojanu. Hřebeny jsou upevněny naležato na boční straně lože. Tato varianta je schematicky nakreslena na obrázku 47.



Obr. 47) Varianta č. 2

Varianta č. 3

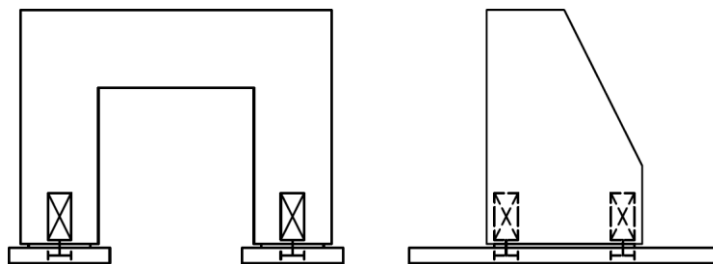
Pohony jsou umístěny na konzolách ve svislé poloze na zadní straně stojanu. Hřebeny jsou upevněny naležato na horní straně lože. Tato varianta je schematicky nakreslena na obrázku 48.



Obr. 48) Varianta č. 3

Varianta č. 4

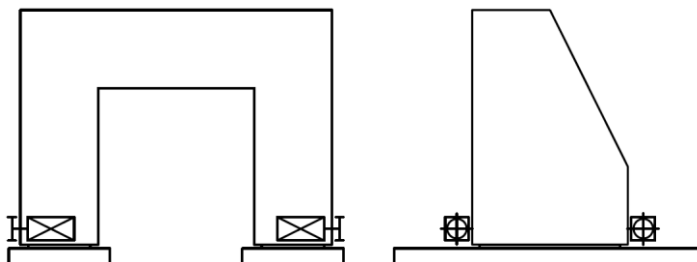
Pohony jsou umístěny v zástavbě ve svislé poloze na přední a zadní straně stojanu. Hřebeny jsou upevněny naležato na horní straně lože. Tato varianta je schematicky nakreslena na obrázku 49.



Obr. 49) Varianta č. 4

Varianta č. 5

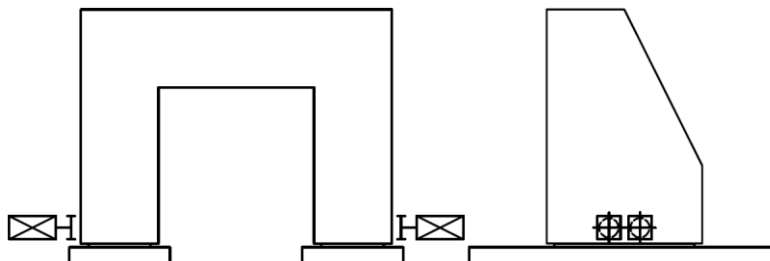
Pohony jsou umístěny na konzolách ve vodorovné poloze na přední a zadní straně stojanu. Hřebeny jsou upevněny nastojato na horní straně lože. Tato varianta je schematicky nakreslena na obrázku 50.



Obr. 50) Varianta č. 5

Varianta č. 6

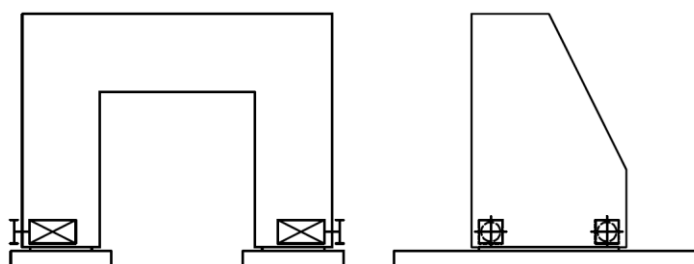
Pohony jsou umístěny na konzolách ve vodorovné poloze na boční vnější straně stojanu. Hřebeny jsou upevněny nastojato na horní straně lože. Tato varianta je schematicky nakreslena na obrázku 51.



Obr. 51) Varianta č. 6

Varianta č. 7

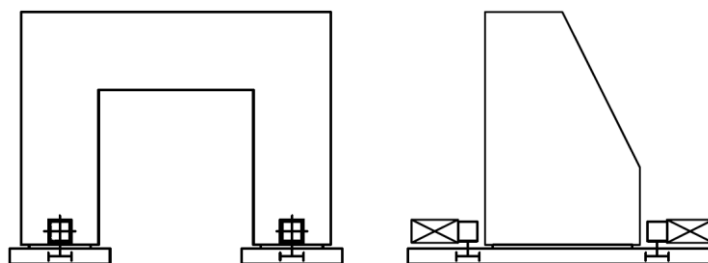
Pohony jsou umístěny v zástavbě ve vodorovné poloze na přední a zadní straně stojanu. Hřebeny jsou upevněny nastojato na horní straně lože. Tato varianta je schematicky nakreslena na obrázku 52.



Obr. 52) Varianta č. 7

Varianta č. 8

Pohony jsou umístěny na konzolách ve vodorovné poloze na přední a zadní straně stojanu, osa motoru je kolmá na osu pastorku (za použití např. kuželočelní převodovky). Hřebeny jsou upevněny naležato na horní straně lože. Tato varianta je schematicky nakreslena na obrázku 53.



Obr. 53) Varianta č. 8

8.2 Srovnávací parametry

Srovnání jednotlivých variant bude provedeno podle parametrů v znázorněných v tabulce 16.

Tab 16) Zvolené parametry pro porovnávání

Číslo parametru	Parametr	Popis parametru
1	Délka hřebene	U některých navržených variant je nutné použít větší délku hřebenu.
2	Složitost náhonového mechanismu	Zahrnuje nároky na uchycení pohonu, jednoduchost údržby a konstrukční úpravy, které budou nutné pro realizaci pohonu.
3	Zástavbové rozměry	Zahrnuje celkové rozměry zástavby, které by mohly zvětšovat rozměry stroje a také jednoduchost krytování.
4	Náklady	Použitím některých variant se zvyšují náklady na stroj z hlediska technologie výroby, spojovacích materiálů, hřebenů, uchycení a montáže.
5	Snížení tuhosti	Pohony, které jsou umístěny v zástavbě, snižují statickou tuhost konstrukce stroje.
6	Omezení zdvihu v ose Z	U některých variant může pohon způsobovat omezení zdvihu v ose Z (např. při posuvu celého příčnicku stroje).

8.3 Vyhodnocení srovnávacích parametrů

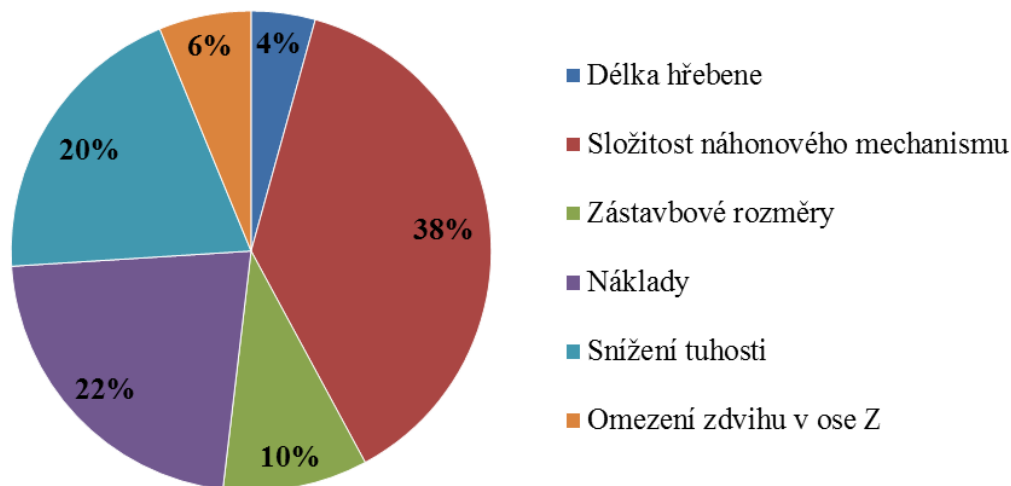
Metodika vyhodnocení srovnávacích parametrů bude prováděna pomocí vícekritériální analýzy zmíněné v kapitole 6, konkrétně tedy Saatyho metoda párového srovnávání.

Nejprve se všechna navržená kritéria srovnají oproti sobě, což je znázorněno v tabulce 17.

Tab 17) Párové porovnání zvolených parametrů

Parametr	1	2	3	4	5	6	Geometrický průměr	Váha	Váha v [%]	Pořadí
1	1	1/5	1/3	1/3	1/5	1/3	0,34	0,04	4 %	6.
2	5	1	3	3	3	5	2,96	0,38	38 %	1.
3	3	1/3	1	1/3	1/5	3	0,76	0,10	10 %	4.
4	3	1/3	3	1	3	3	1,73	0,22	22 %	2.
5	5	1/3	5	1/3	1	5	1,55	0,20	20 %	3.
6	3	1/5	1/3	1/3	1/5	1	0,49	0,06	6 %	5.
Celkem							7,83	1,00	100 %	

Z tabulky vyplývá, že parametr složitost náhonové konstrukce má největší váhu pro porovnávání a je následován náklady na stroj spolu se snížením tuhosti. Parametry s nejnižší váhou jsou délka hřebene a omezení zdvihu v ose Z. Pro lepší znázornění jsou hodnoty váhy vyjádřené v procentech zaneseny do grafu na obrázku 54.



Obr. 54) Grafické znázornění vah zvolených parametrů

8.4 Vyhodnocení nejlepší varianty

V tabulce 18 je znázorněno hodnocení jednotlivých variant vzhledem ke zvoleným kritériím. Hodnocení bylo provedeno na základě rešeršní části a nabývá hodnot 1 – 9, kde 1 je nejhorší a 9 nejlepší varianta řešení.

Tab 18) Hodnocení navržených variant

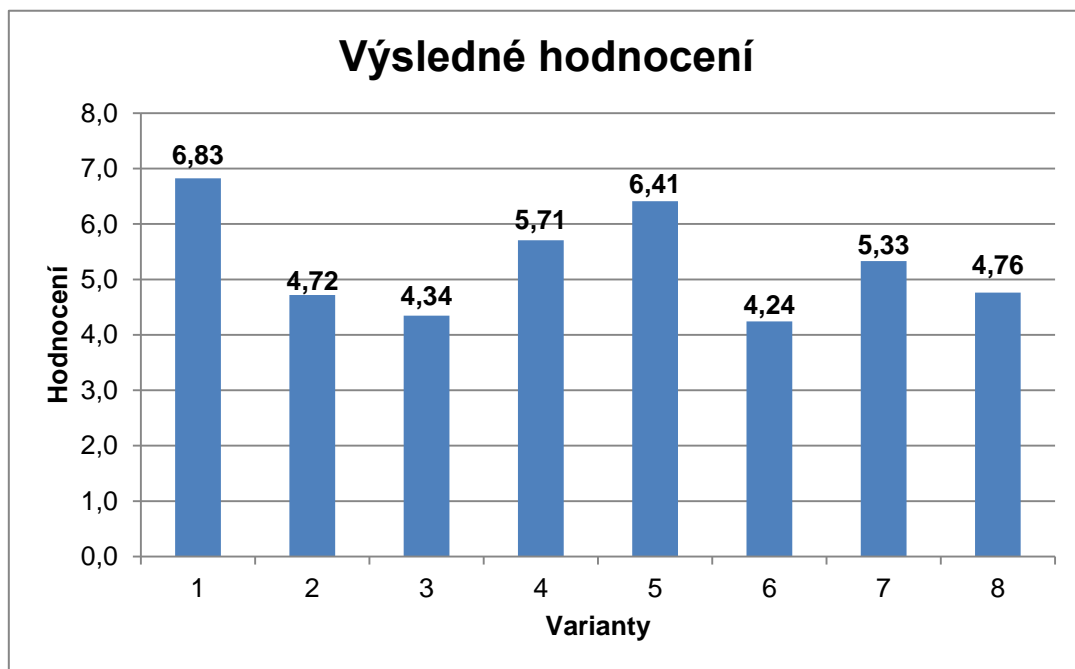
Číslo parametru	Varianty							
	1	2	3	4	5	6	7	8
1	5	8	5	6	5	8	6	5
2	8	4	3	5	7	3	4	4
3	6	3	5	7	5	2	7	4
4	5	4	4	6	5	4	6	4
5	8	6	6	5	8	6	5	7
6	5	8	7	9	6	8	9	6

Dále se jednotlivé hodnoty vynásobily hodnotou váhy parametru, výsledky se sečetli a zjistilo se výsledné pořadí navržených variant, což je zapsáno v tabulce 19.

Tab 19) Určení výsledného pořadí navržených variant

Číslo parametru	Váha parametru	Varianty							
		1	2	3	4	5	6	7	8
1	0,04	0,22	0,34	0,22	0,26	0,22	0,34	0,26	0,22
2	0,38	3,02	1,51	1,13	1,89	2,65	1,13	1,51	1,51
3	0,10	0,59	0,29	0,49	0,68	0,49	0,20	0,68	0,39
4	0,22	1,11	0,88	0,88	1,33	1,11	0,88	1,33	0,88
5	0,20	1,58	1,19	1,19	0,99	1,58	1,19	0,99	1,39
6	0,06	0,31	0,50	0,44	0,56	0,37	0,50	0,56	0,37
Celkem	1,00	6,83	4,72	4,34	5,71	6,41	4,24	5,33	4,76
Výsledné pořadí		1.	6.	7.	3.	2.	8.	4.	5.

Pro lepší znázornění je výsledné hodnocení variant zaneseno do grafu na obrázku 55.



Obr. 55) Výsledné hodnocení variant

Z této analýzy vyplývá, že nevhodnější variantou je varianta číslo 1. Tato varianta je vhodná zejména kvůli jednoduchosti náhonového mechanismu. Pohony budou umístěny na konzolách, nepatrně se zvětší zástavbové rozměry a délka hřebene, ale nesníží se celková tuhost stroje.

9 KONSTRUKČNÍ NÁVRH ZVOLENÉ VARIANTY

Tato kapitola se věnuje technickým výpočtům potřebných pro správné navržení pohonu osy X u portálového obráběcího centra typu spodní gantry. Pro první hrubý návrh bude výpočet probíhat podle literatury [1] a následně bude doplněn o výpočty z literatury [10].

9.1 Vstupní parametry

Pro návrh pohonu je nutné nejprve určit parametry, kterých chceme dosáhnout. Tyto předběžně zvolené parametry v tabulce 20 vychází z rešerše a jsou potřebné pro následný technický výpočet.

Tab 20) Vstupní parametry

Zvolené vstupní parametry	Označení	Hodnota	Jednotka
Délka osy X	L	25	[m]
Maximální rychlost	v	20	[m/min.]
Pracovní zdvih	L ₁	23,2	[m]
Vzdálenost mezi stolem a příčnickem	L ₂	3	[m]
Vzdálenost mezi stojany	L ₃	4	[m]
Zrychlení	a	2	[m/s ²]
Hmotnost portálu	m	50 000	[kg]
Hmotnost portálu podělená čtyřmi	m _{1/4}	12 500	[kg]
Gravitační zrychlení	g	9,81	[m/s ²]

9.2 Návrh pastorku a hřebene

Jako první je nutno vypočítat přibližnou sílu dle rovnice (6), která bude působit mezi pastorkem a hřebenem. Výpočet vychází z katalogu výrobce pastorku a hřebene, konkrétně společnosti Apex Dynamics [47]. Tato společnost byla zvolena na základě doporučení ve společnosti Raveo s.r.o., se kterou probíhaly konzultace potřebných výpočtů. Hmotnost portálu je rozdělena na čtyři pastorky, proto je ve výpočtu uvažována jako ¼ hmotnosti portálu.

Síla působící na pastorek:

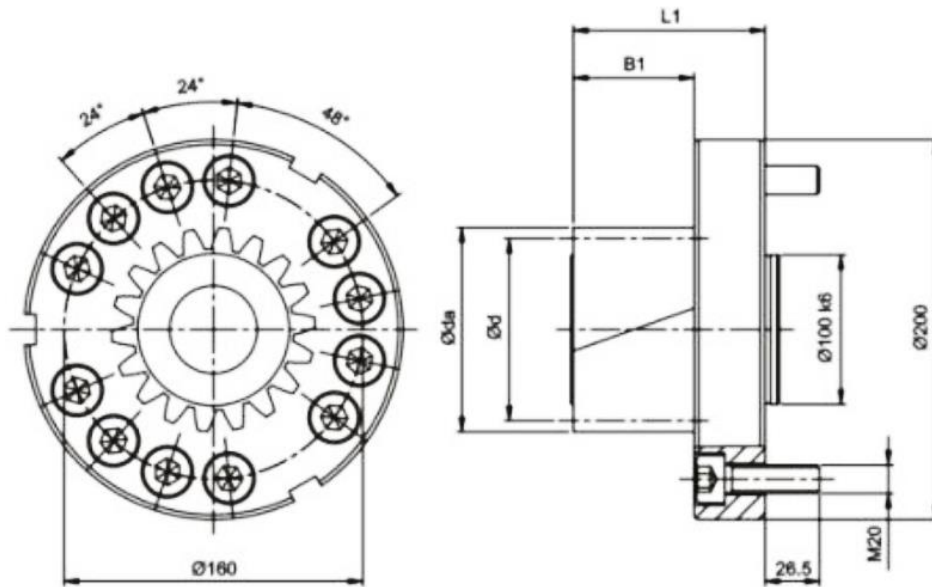
$$F = \frac{m_{1/4} \cdot g \cdot f}{\eta} + \frac{m_{1/4} \cdot a}{\eta} = \frac{12500 \cdot 9,81 \cdot 0,1}{0,85} + \frac{12500 \cdot 2}{0,85} = 43\,838,235 \text{ N} \quad (6)$$

kde: f – koeficient tření [-], zvoleno dle [10] $f = 0,1$,

η – účinnost hřebenu a pastorku [-], dle [10] $\eta = 0,85$ až $0,9$, zvoleno $\eta = 0,85$.

V katalogu Apex Dynamics je pro konkrétní modul znázorněna i zatěžující síla. Bude zvoleno šikmého ozubení pastorku a hřebene, protože dokáže přenášet větší zatížení a rychlosti než přímé ozubení, má nižší hluk a plynulejší chod. Nevýhodou je pouze vznik axiální síly, která působí na hřídel motoru nebo výstupní hřídel u převodovky.

Na základě vypočtené síly a konzultace byl zvolen pastorek s navařenou přírubou z katalogu Apex Dynamics s modulem 5 mm s označením B05L19A160. Ozubení je cementováno, indukčně kaleno a následně broušeno. Materiálem je ocel s označením 16MnCr5 (ČSN 14 220). Toto provedení umožňuje v případě nutnosti rychlou výměnu pastorku bez uvolňování velkého množství šroubů a dokáže přenést požadovanou sílu a krouticí moment. Na obrázku 56, jsou znázorněny základní rozměry pastorku. [47]



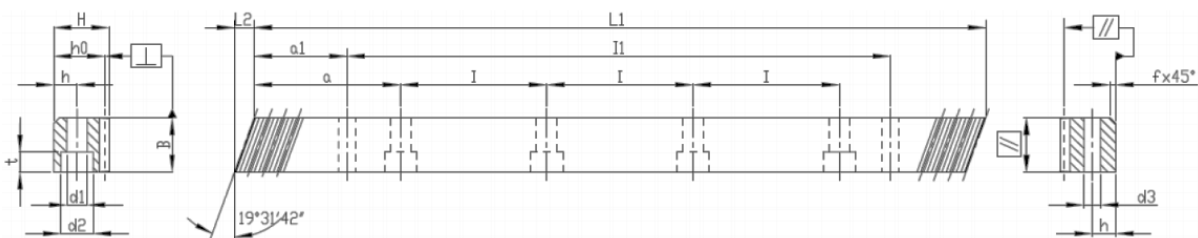
Obr. 56) Základní rozměry pastorku [47]

V tabulce 21 jsou vypsány základní rozměry zvoleného typu pastorku.

Tab 21) Základní rozměry pastorku [47]

Objednávací kód	Modul	Počet zubů	$\varnothing d$	$\varnothing d_a$	B1	L1	Maximální dovolená síla	Maximální dovolený moment
	[mm]	[ks]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[N]	[N.m]
B05L19A160	5	19	100,8	110,8	55	100	55 755	2 810

Následně byl zvolen ozubený hřeben se šikmými zuby rovněž z katalogu Apex Dynamics. Označení hřebenu je 0506R100C10, kvalita ozubení je Q6, modul 5 mm. Hřeben je indukčně kalen a všechny jeho strany jsou broušeny. Na obrázku 57 jsou znázorněny základní rozměry hřebenu. [47]



Obr. 57) Základní rozměry hřebenu [47]

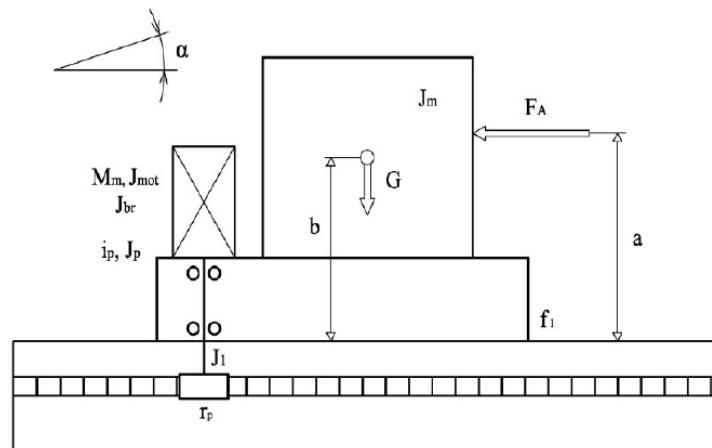
V tabulce 22 jsou vypsány základní rozměry zvoleného typu hřebenu.

Tab 22) Základní rozměry hřebenu [47]

Obj. kód	L1	L2	a1	l1	a	l	H	h0	h	B	d1	d2	t	d3	f
	[mm]														
0506R100 C10	1000	17,4	37,5	925	62,5	125	39	34	12	49	14	20	13	11,7	3

9.3 Návrh motoru a převodovky

Pro první hrubý návrh motoru bude použito výpočtu z hlediska statického a dynamického podle literatury [1]. Výpočet vychází z obrázku 58.



Obr. 58) Schéma posuvové souřadnice s pastorkem a hřebem [1]

Nejprve bude nutné vytipovat a zvolit další potřebné parametry pro výpočet, které jsou znázorněny v tabulce 23.

Tab 23) Vytipované vstupní parametry

Vstupní parametry	Označení	Hodnota	Jednotka
Průměr pastorku	d_p	0,1008	[m]
Vstupní otáčky motoru	n_1	3 000	[min. ⁻¹]
Moment setrvačnosti motoru	J_{mot}	0,00921	[kg.m ²]
Moment setrvačnosti převodovky	$J_{př}$	0,002705	[kg.m ²]
Moment setrvačnosti pastorku	J_p	0,04531	[kg.m ²]
Maximální síla od obrábění	F_o	20 000	[N]

Výstupní otáčky na pastorku:

$$n_2 = \frac{v}{\pi \cdot d_p} = \frac{20}{\pi \cdot 0,1008} = 63,157 \text{ min.}^{-1} \quad (7)$$

Ideální převodový poměr:

$$i_p = \frac{n_1}{n_2} = \frac{3000}{63,157} = 47,501 \cong 50 \quad (8)$$

Jako ideální převodový poměr bude uvažován 50.

9.3.1 Statické hledisko

U výpočtu statického hlediska je důležité nejprve určit celkovou účinnost posuvové soustavy a následně potřebný statický moment motoru.

Celková účinnost posuvové soustavy:

$$\eta_c = \eta_p \cdot \eta_{VP} \cdot \eta_V = 0,9 \cdot 0,96 \cdot 0,98 = 0,847 \quad (9)$$

kde: η_p – účinnost převodové skříně [-], dle literatury [1] $\eta_p = 0,9$,

η_{VP} – účinnost vloženého převodu [-], dle literatury [1] $\eta_{VP} = 0,96$,

η_V – účinnost vedení (valivé) [-], dle literatury [1] $\eta_V = 0,98$.

Potřebný statický moment motoru:

$$M_M = \frac{F_o \cdot \frac{d_p}{2}}{i_p \cdot \eta_c} + \frac{m \cdot g \cdot \sin(\alpha) \cdot \frac{d_p}{2}}{2 \cdot i_p \cdot \eta_c} = \frac{20000 \cdot \frac{0,1008}{2}}{50 \cdot 0,847} + \frac{50000 \cdot 9,81 \cdot \sin(0) \cdot \frac{0,1008}{2}}{2 \cdot 50 \cdot 0,847} = 23,810 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (10)$$

kde: α – úhel sklonu vedení [°].

9.3.2 Dynamické hledisko

U výpočtu dynamického hlediska se nejprve vypočítají potřebné momenty setrvačnosti, poté úhlové zrychlení pastorku a motoru a následně až dynamický moment zatížení.

Moment setrvačnosti posuvových hmot:

$$J_m = \frac{m}{2} \cdot \left(\frac{d_p}{2}\right)^2 = \frac{50000}{2} \cdot \left(\frac{0,1008}{2}\right)^2 = 63,504 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (11)$$

Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru:

$$J_{rhm} = J_{mot} + J_{př} + \frac{J_p}{2 \cdot i_p^2} + \frac{J_m}{2 \cdot i_p^2} = 0,00921 + 0,002705 + \frac{0,04531}{2 \cdot 50^2} + \frac{63,504}{2 \cdot 50^2} = 0,025 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (12)$$

Úhlové zrychlení pastorku:

$$\varepsilon_p = \frac{a}{\frac{d_p}{2}} = \frac{2}{\frac{0,1008}{2}} = 39,683 \text{ s}^{-2} \quad (13)$$

Úhlové zrychlení motoru:

$$\varepsilon_m = \varepsilon_p \cdot i_p = 39,683 \cdot 50 = 1984,127 \text{ s}^{-2} \quad (14)$$

Moment od tíhové složky:

$$M_G = \frac{m \cdot g \cdot \sin(\alpha) \cdot \frac{d_p}{2}}{2 \cdot i_p \cdot \eta_P \cdot \eta_{VP}} = \frac{50000 \cdot 9,81 \cdot \sin(0) \cdot \frac{0,1008}{2}}{2 \cdot 50 \cdot 0,9 \cdot 0,96} = 0 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (15)$$

Moment od třecích sil přesouvaných hmot:

$$M_{GT} = \frac{m \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos(\alpha) \cdot \frac{d_p}{2}}{2 \cdot i_p \cdot \eta_P \cdot \eta_{VP}} = \frac{50000 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot \cos(0) \cdot \frac{0,1008}{2}}{2 \cdot 50 \cdot 0,9 \cdot 0,96} =$$

$$= 1,431 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (16)$$

kde: f_1 – součinitel tření ve vodicích plochách [-], dle literatury [1] $f_1 = 0,005$.

Celkový moment zátěže redukováný na hřídel motoru:

$$M_{zdrhm} = M_G + M_{GT} = 0 + 1,431 = 1,431 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (17)$$

Celkový potřebný moment motoru pro zrychlení celku:

$$M_m = J_{rhm} \cdot \varepsilon_m + M_{zdrhm} = 0,025 \cdot 1984,127 + 1,431 = 50,289 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (18)$$

Jelikož vychází dynamický moment větší než statický, bude brán jako největší a lze jej vynásobit 0,65. Tento výsledný celkový moment se poté dá použít pro velmi hrubý návrh velikosti momentu motoru Master i Slave.

$$M_{mc} = M_m \cdot 0,65 = 50,289 \cdot 0,65 = 32,688 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (19)$$

Potřebný výkon jednoho motoru:

$$P = \frac{M_{mc} \cdot n_1}{9550} = \frac{32,688 \cdot 3000}{9550} = 10,269 \text{ kW} \cong 10,3 \text{ kW} \quad (20)$$

Pro přesnější návrh je nutné kontaktovat specializovanou firmu, která dodá a zpřesní tyto první vypočtené hodnoty. Z tohoto důvodu byla provedena konzultace ve společnosti Raveo s.r.o., kde pomocí dalších výpočtů dojde k přesnějšímu návržení potřebného motoru. Na základě konzultace byly upraveny a doplněny některé potřebné parametry, které jsou zapsány v tabulce 24, a poté byly vypočteny síly a momenty působící na jeden pastorek. Hmotnost bude brána jako hmotnost portálu podělena čtyřmi, tedy $m_{1/4}$.

Tab 24) Doplnkové parametry

Parametry	Označení	Hodnota	Jednotka
Maximální rychlost	v	0,3	[m/s]
Vstupní otáčky motoru	n_1	2842	[min. ⁻¹]
Úhel záběru pastorku	α_p	20°	[°]
Úhel stoupání pastorku	β	19° 31' 42"	[°]
Čas rozběhu	t_r	1,0	[s]
Čas zpomalení	t_z	1,0	[s]
Účinnost hřebenu a pastorku	η_1	0,9	[-]
Účinnost převodovky	η_2	0,94	[-]

Lineární zrychlení:

$$a_{zr} = \frac{v}{t_r} = \frac{0,3}{1} = 0,3 \text{ m/s}^2 \quad (21)$$

Lineární zpomalení:

$$a_{zp} = \frac{v}{t_z} = \frac{0,3}{1} = 0,3 \text{ m/s}^2 \quad (22)$$

Výstupní otáčky na pastorku:

$$n_2 = \frac{v \cdot 60}{\pi \cdot d_p} = \frac{0,3 \cdot 60}{\pi \cdot 0,1008} = 56,841 \text{ min.}^{-1} \quad (23)$$

Ideální převodový poměr:

$$i_p = \frac{n_1}{n_2} = \frac{2842}{56,841} = 50 \quad (24)$$

Úhel stoupání pastorku:

Úhel 19° 31' 42" bude převeden na desetinné číslo.

$$\beta = 19 + \frac{31}{60} + \frac{42}{3600} = 19,528^\circ \quad (25)$$

Třecí síla působící na pastorek:

$$F_T = \frac{m_{1/4} \cdot g \cdot f \cdot \cos(\alpha)}{\eta_1} = \frac{12500 \cdot 9,81 \cdot 0,1 \cdot \cos(0)}{0,9} = 13625 \text{ N} \quad (26)$$

Akcelerační síla působící na pastorek:

$$F_a = \frac{m_{1/4} \cdot a_{zr}}{\eta_1} = \frac{12500 \cdot 0,3}{0,90} = 4166,667 \text{ N} \quad (27)$$

Maximální síla působící na pastorek:

$$F_{max} = F_T + F_a = 13625 + 4166,667 = 17791,667 \text{ N} \quad (28)$$

Maximální radiální síla na pastorku:

$$F_{rad} = \frac{F_{max} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_p)}{\cos(\beta)} = \frac{17791,667 \cdot \operatorname{tg}(20)}{\cos(19,528)} = 6870,861 \text{ N} \quad (29)$$

Maximální axiální síla na pastorku:

$$F_{ax} = F_{max} \cdot \operatorname{tg}(\beta) = 17791,667 \cdot \operatorname{tg}(19,528) = 6310,146 \text{ N} \quad (30)$$

Požadovaný krouticí moment na pastorku:

$$M_k = \frac{F_{max} \cdot d_p \cdot 1000}{2000 \cdot \eta_2} = \frac{17791,667 \cdot 0,1008 \cdot 1000}{2000 \cdot 0,94} = 953,936 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (31)$$

Požadovaný výkon motoru:

$$P = \frac{M_k \cdot n_2}{9550 \cdot \eta_2} = \frac{953,936 \cdot 56,841}{9550 \cdot 0,94} = 6,040 \text{ kW} \quad (32)$$

Požadovaný krouticí moment na pastorku s bezpečností:

$$M_{kb} = M_k \cdot s_f = 953,936 \cdot 1,3 = 1240,117 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (33)$$

kde: s_f – koeficient bezpečnosti [-], dle [10] $s_f = 1,3$.

Požadovaný výkon motoru s bezpečností:

$$P_b = P \cdot s_f = 6,040 \cdot 1,3 = 7,852 \text{ kW} \cong 7,9 \text{ kW} \quad (34)$$

Podle předchozích výpočtů dle literatury [1] vychází výkon motoru 10,3 kW s krouticím momentem 32,7 N·m, ale jedná se pouze o velmi hrubý návrh, proto bude brán jako výsledný výkon motoru 7,9 kW s krouticím momentem 24,8 N·m podle výpočtů dle Raveo s.r.o. [10].

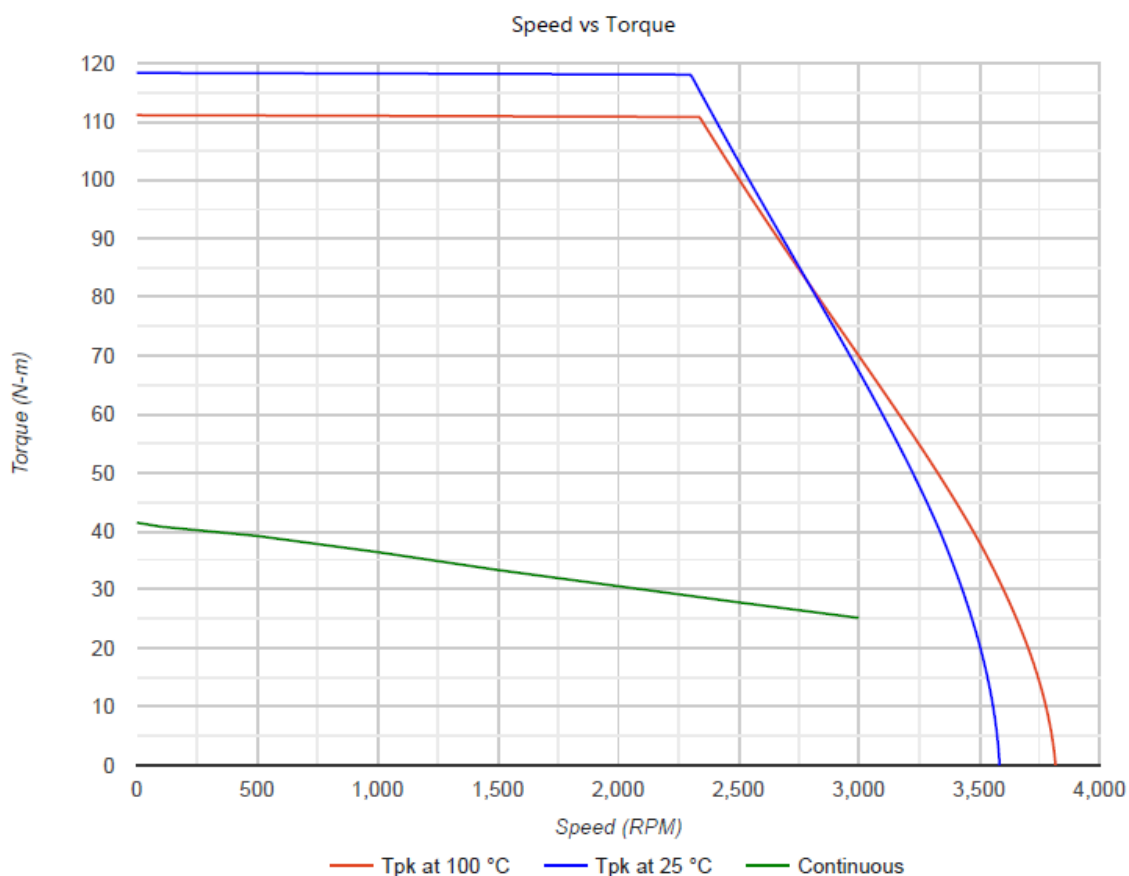
Na základě těchto vypočtených hodnot byl zvolen synchronní servomotor s označením AKM73Q-ANC2R-00 od společnosti Kollmorgen. Charakteristická vlastnost tohoto motoru, který má zabudovanou elektromagnetickou brzdu je, že má vysoký krouticí moment v poměru k momentu setrvačnosti. [10]

V tabulce 25 jsou vypsány některé parametry zvoleného motoru.

Tab 25) Parametry motoru AKM73Q-ANC2R-00 [49]

AKM73Q-ANC2R-00		
Parametr	Hodnota	Jednotka
Jmenovitý výkon	7920	[W]
Jmenovité otáčky	3000	[min. ⁻¹]
Maximální otáčky	3550	[min. ⁻¹]
Jmenovitý krouticí moment	25,2	[N.m]
Moment setrvačnosti	0,00921	[kg.m ²]
Maximální krouticí moment	111	[N.m]
Provozní napětí	400	[V]
Hmotnost motoru	26,7	[kg]

Momentová charakteristika zvoleného motoru je znázorněna na obrázku 59.



Obr. 59) Momentová charakteristika motoru AKM73Q-ANC2R-00 [50]

Převodovka byla volena také na základě výpočtů a rovněž tak, aby byla vhodná pro zvolený pastorek a motor. Byla zvolena dvoustupňová přímá planetová převodovka s označením AH285-050 od společnosti Apex Dynamics, která splňuje dané požadavky a spolu s motorem je vhodná pro polohovací aplikace. Součástí převodovky je i příruba ke zvolenému typu motoru. V tabulce 26 jsou vypsány některé parametry zvolené převodovky.

Tab 26) Parametry převodovky AH285-050 [48]

AH285-050		
Parametr	Hodnota	Jednotka
Nominální výstupní moment	3 340	[N.m]
Nominální vstupní rychlost	3 100	[min. ⁻¹]
Maximální vstupní rychlost	4 500	[min. ⁻¹]
Maximální akcelerační moment	5 010	[N.m]
Maximální axiální zatížení	39 200	[N]
Životnost	20 000	[hod.]
Moment setrvačnosti	27,05	[kg.cm ²]
Účinnost	≥ 0,94	[-]
Hlučnost	≤ 66	[dB(A)]

Komponenty Kollmorgen a Apex Dynamics byly zvoleny z důvodu doporučení od společnosti Raveo s.r.o., se kterou byla konzultována výpočtová část práce, a která je zároveň dodavatelem těchto zmíněných komponentů.

9.4 Sestavení pohonu

Sestava pohonu se skládá ze synchronního servomotoru AKM73Q-ANC2R od společnosti Kollmorgen, dvoustupňové planetové převodovky AH285-050 od společnosti Apex Dynamics, pastorku s označením B05L19A160 a hřebenu s označením 0506R100C10. Pastorek i hřeben je se šikmým ozubením rovněž od společnosti Apex Dynamics.

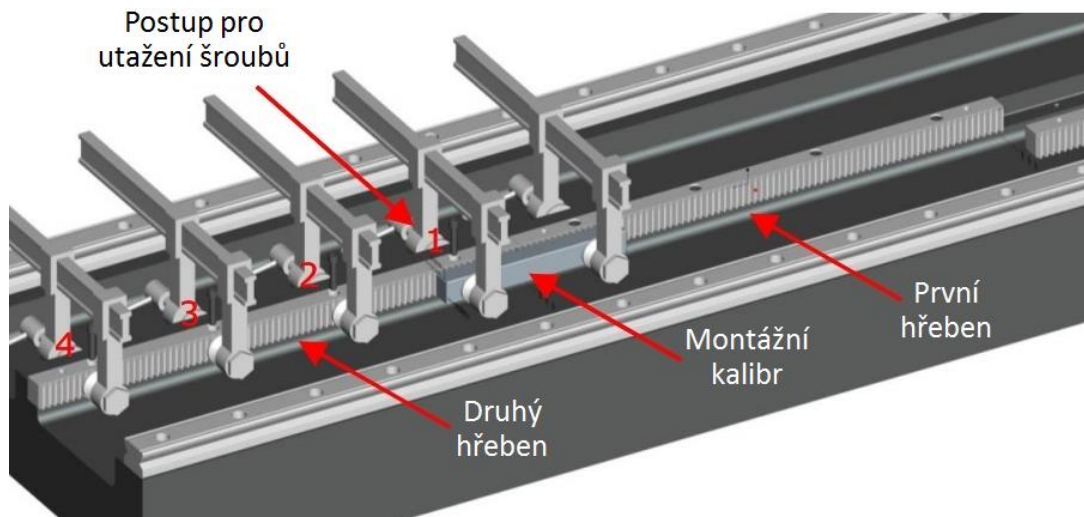
Součástí dodané převodovky je příruba, na kterou je uchycen motor pomocí čtyř šroubů s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem M12x35 - ČSN 02 1143 (DIN 912). Motor má hladkou výstupní hřídel a přenos krouticího momentu z motoru na převodovku je realizován pomocí svěrného spoje. Pastorek s navařenou přírubou je připojen na převodovku pomocí dvanácti šroubů s válcovou hlavou s vnitřním šestihranem M20x50 - ČSN 02 1143 (DIN 912). Pro lepší manipulaci při spojování pastorku s převodovkou jsou na přírubě pastorku vyfrézovány drážky pro případné pootočení. Celý pohon se připevní na konzolu stojanu pomocí příruby převodovky, kde jsou přichystány díry Ø13,5 mm. Celkové sestavení pohonu je znázorněno na obrázku 60.



Obr. 60) Sestavení pohonu

9.5 Montáž více hřebenů

Hřebeny se díky své modularitě dají teoreticky realizovat v neomezené délce. Společnost Apex Dynamics nabízí hřebeny v délce 0,5 m až 2 m. Montáž několika hřebenů v řadě pomocí montážního přípravku spolu s postupem utažení jednotlivých šroubů je znázorněna na obrázku 61.



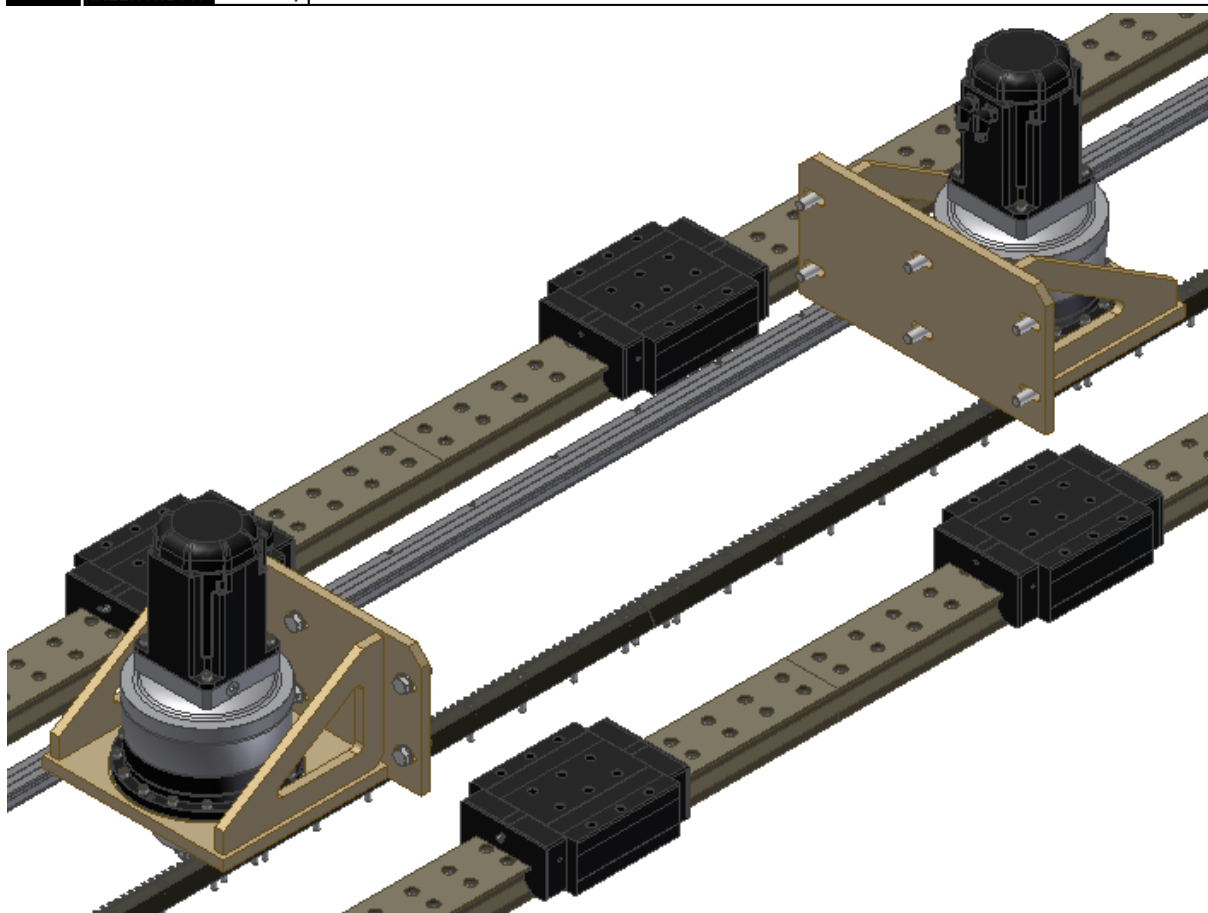
Obr. 61) Montáž více hřebenů v řadě [51]

Přichycení hřebenů k loži se provádí pomocí šroubů. Pro vymezení zubové mezery mezi dvěma hřebeny se používá montážní hřeben (montážní kalibr). Jedná se o hřeben s opačným ozubením, než má ozubený hřeben. V navrženém konceptu by se využil montážní hřeben se šikmými zuby s označením RGH05 od společnosti Apex Dynamics, který má 12 zubů, modul 5 mm a délku 200 mm. Dodávané hřebeny vždy začínají i končí poloviční zubovou mezerou. [51]

9.6 Lineární vedení

Lineární vedení není součástí pohonu osy X a není ani součástí zadání této práce, z tohoto důvodu bude zvoleno pouze zjednodušeně a předimenzovaně.

Pohyblivý portál stroje bude umístěn na lineárním vedení s vozíky, které mají nekonečné oběžné dráhy, tedy valivé elementy se po výběhu ze zatížené dráhy vrátí zpět na začátek zatížené dráhy. Valivé elementy budou zvoleny válečky, protože mají větší únosnost než kuličkové elementy. Uspořádání válečku bude ve tvaru O, což umožňuje zatížení v radiálním i bočním směru. Na každém loži budou umístěny dvě vedení a čtyři vozíky, které budou upevněny na přední a zadní straně stojanu. Celkem bude tedy použito čtyř lineárních vedení a osm vozíků. Uspořádání lineárního vedení na jednom z loží je znázorněno na obrázku 62.



Obr. 62) Uspořádání lineárního vedení

9.6.1 Návrh lineárního vedení

Pro návrh lineárního vedení je nejprve nutné určit zatížení, které se dá rozlišit na statické a dynamické. Statické zatížení je odvozeno od hmotnosti celého portálu. Dynamické zatížení je od rychloposuvu portálu, tedy násobek zrychlení a hmotnosti portálu. Výrobci vedení dále předepisují statické klopné momenty působící na vozík, které vzhledem k tuhosti soustavy nebudou dosaženy a bude uvažováno se zatížením vozíků převážně na tah a tlak. Dalším zatížením jsou síly od obrábění, které závisí na aktuální poloze nástroje.

Pro výpočet zatížení bude brána jako největší síla od hmotnosti portálu působící na všech osm vozíků a pro zvětšení bezpečnosti bude ještě navýšena o 20 %. U lineárního vedení se předpokládá také krátkodobé větší zatížení vyvolané dynamickými silami.

Výpočet a volba vhodného typu vedení bude provedena podle katalogu společnosti THK. Nejprve bude vypočítána zátěžná síla působící na jeden vozík, dále statický bezpečnostní faktor a životnost. [52]

Zátěžná síla působící na jeden vozík

$$P_v = \frac{m \cdot g}{n_v} \cdot 1,2 = \frac{50000 \cdot 9,81}{8} \cdot 1,2 = 73575 \text{ N} \quad (35)$$

kde: n_v – počet vozíků [-].

Statický bezpečnostní faktor

$$f_s = \frac{f_c \cdot C_0}{P_v} = \frac{1 \cdot 990000}{73575} = 13,456 \quad (36)$$

kde: f_c – kontaktní faktor [-], zvoleno dle [52] $f_c = 1$,

C_0 – statická únosnost vozíku [N], zvoleno dle [52] $C_0 = 990\,000\text{ N}$.

Jmenovitá životnost

$$L_j = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_c \cdot C}{f_W \cdot P_v} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100 = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 497000}{1,3 \cdot 73575} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100 = 24300,165 \text{ km} \quad (37)$$

kde: f_H – faktor tvrdosti [-], zvoleno dle [52] $f_H = 1$,

f_T – teplotní faktor [-], zvoleno dle [52] $f_T = 1$,

f_W – faktor zátěže [-], zvoleno dle [52] $f_W = 1$,

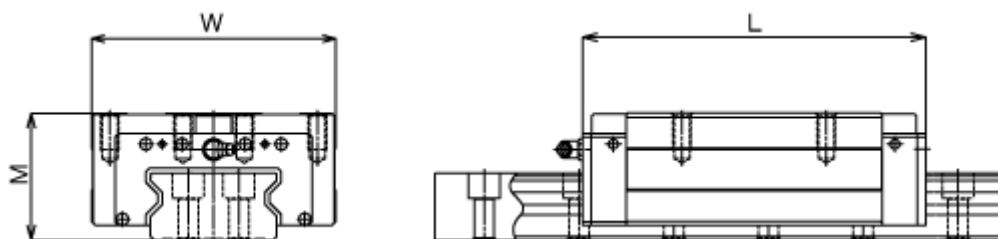
C – dynamická únosnost vozíku [N], zvoleno dle [52] $C = 497\,000\text{ N}$.

Hodinová životnost

$$L_H = \frac{L_j \cdot 10^6}{2 \cdot L \cdot n_z \cdot 60} = \frac{24300,165 \cdot 10^6}{2 \cdot 25000 \cdot 0,3 \cdot 60} = 27000,183 \text{ hod.} \quad (38)$$

kde: n_z – počet zdvihů za minutu [min.^{-1}], zvoleno dle [52] $n_z = 0,3 \text{ min.}^{-1}$.

Z katalogu THK bylo vybráno lineární vedení s označením SRW 130LR. Jedná se o široké vedení s velkou statickou a dynamickou únosností. Toto vedení bylo zvoleno kvůli předimenzování a je znázorněno na obrázku 63.



Obr. 63) Lineární vedení s vozíkem SRW 130LR [53]

Základní parametry zvoleného vozíku jsou vypsány v tabulce 27.

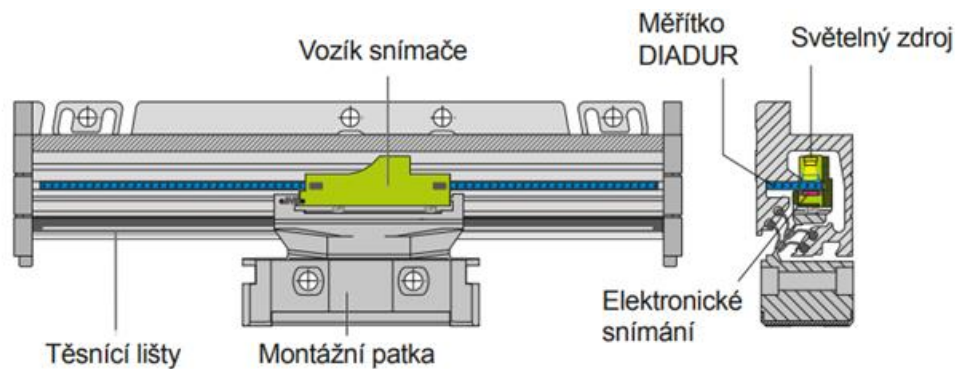
Tab 27) Parametry lineárního vedení SRW 130LR [53]

Označení	Základní rozměry			Dynamická únosnost	Statická únosnost
	M	W	L	C	C_0
	[mm]	[mm]	[mm]	[kN]	[kN]
SRW 130LR	130	260	350	497	990

9.7 Odměrování

Využití nepřímého odměrování na motorech není pro tuto aplikace vhodné především kvůli požadované vysoké přesnosti stroje. Proto je využito odměrování přímé, pomocí inkrementálních pravítek, umístěných na každém z loží. Nevýhodou tohoto řešení je nutnost nalezení referenční polohy pokaždé, kdy je poloha ztracena.

Bylo zvoleno zapouzdřené lineární odměrování Heidenhain, které chrání měřítko, vozík snímače a jeho vedení před vnikem prachu, třísek a stříkající kapaliny. V dolní části je pouzdro uzavřeno těsnicími lištami. Snímací vozík je po měřítku veden s minimálním třením. Vozík snímače a montážní patka jsou propojeny spojkou, která vyrovnává nerovnosti mezi měřítkem a pohyblivou částí stroje. Schéma tohoto lineárního pravítka je znázorněno na obrázku 64. [54]



Obr. 64) Schéma lineárního pravítka Heidenhain [54]

Bylo zvoleno inkrementální pravítko LB 382 od společnosti Heidenhain, které se využívá právě pro velké délky měření. Měřítka (ocelový pásek) se stupnicí se dodává smotané v jednom kuse a po částečné montáži se napne a na obou koncích se pevně spojí s ložem stroje. Třída přesnosti tohoto pravítka je $5 \mu\text{m}$ a perioda signálu je $40 \mu\text{m}$. Pravítko bude umístěno na obrobenou plochu na loži stroje a snímač bude přichycen na držáku, který se připevní na konzolu pohonu. [54]

9.8 Lože a portál

Lože a portál jsou základní nosné části portálového obráběcího centra. Na loži jsou umístěny ozubené hřebeny, odměrování a lineární vedení zajišťující posouvání stojanů portálu. Tyto části musí zajistit dostatečnou tuhost stroje. Lože musí být obrobeno v dostatečné přesnosti, pro uložení hřebenu, vedení a odměrování. Na loži bývají obrobeny i plochy a otvory, sloužící pro upevnění krytování stroje. Lože může být vyrobeno jako svařované, odlité nebo svařované a vyplněné tlumícím materiálem (např. polymerbetonem). Dlouhé osy mají lože dělené a pro snadnější manipulaci a montáž jsou připraveny tvarové spoje.

Portál obráběcího centra může být stejně jako lože vyrobeno jako svařenec nebo odlitek. Ve zvolené koncepci je portál složen ze dvou stojanů a příčky, která je spojuje. Konstrukce lože a portálu nejsou součástí diplomové práce, a proto budou zobrazeny pouze schematicky a nebudou dále nijak řešeny.

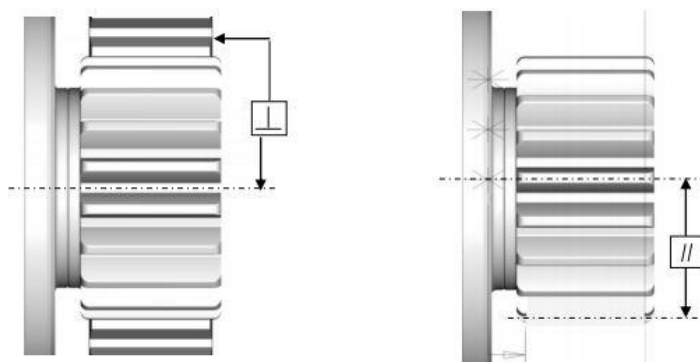
9.9 Řízení pohonů

Řízení pohonů bude realizováno pomocí průmyslového počítače a frekvenčního měniče. Pro zlepšení řízení servomotorů se využívají servozesilovače. Pro zvolenou koncepci by se mohl využít například třífázový servozesilovač AKD-P02407 od společnosti Kollmorgen. Při řízení čtyř pohonů je nutné dávat pozor na to, aby byl portál stále kolmý na vedení, a aby nedocházelo ke křížení portálu. Řízení u těchto aplikací je náročné, a proto je lepší kontaktovat specializovanou společnost, která toto řízení zajistí. [55]

9.10 Umístění a montáž pohonů

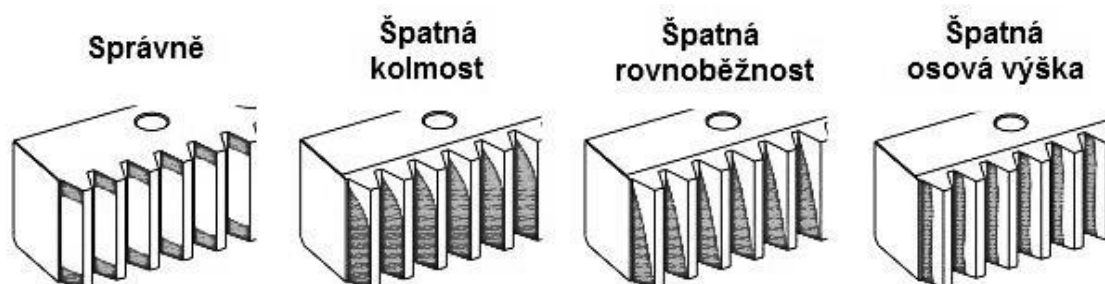
Všechny pohony budou umístěny na konzole, která bude připevněna pomocí šroubů na přední a zadní straně stojanu. Toto řešení je jednodušší oproti využití konzoly, která by byla součástí odlitku stojanu. Konzola bude muset být svařovaná a následně obrobená, ale nebude se tím komplikovat tvar odlitku stojanu.

Při montáži je nutno zajistit, aby uložení pastorku a hřebenu bylo dostatečně přesné. Osa pastorku musí být kolmá na hřeben a zároveň se musí dbát na rovnoběžnost ozubení pastorku a hřebenu, jak znázorňuje obrázek 65.



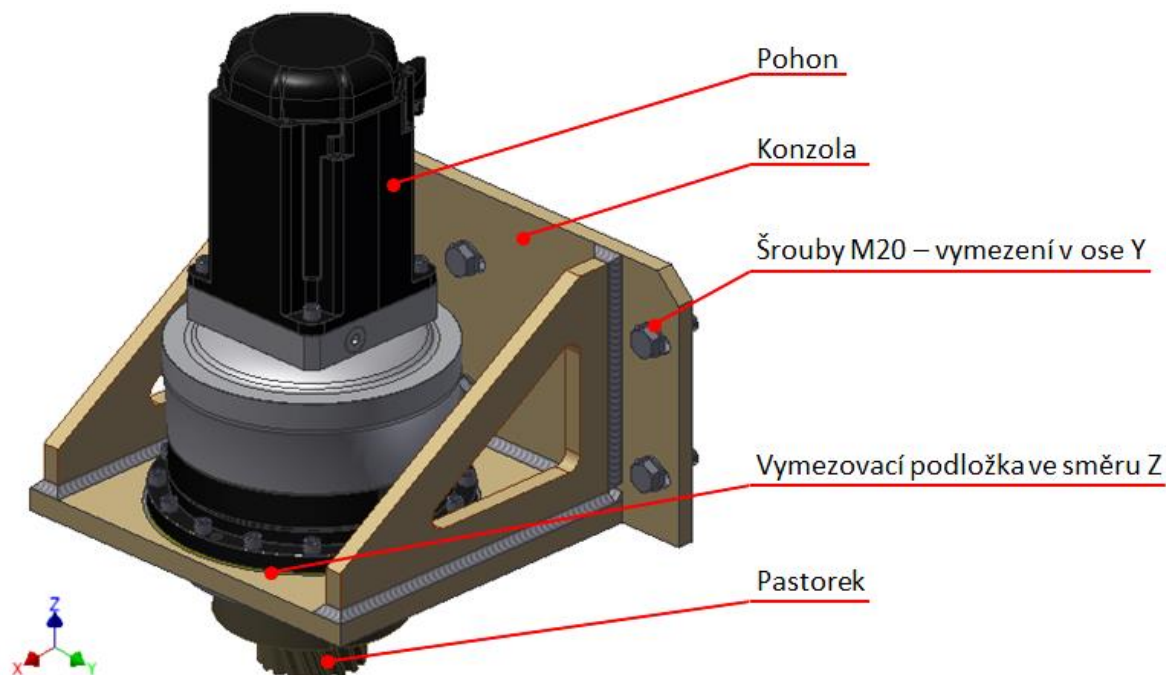
Obr. 65) Uložení pastorku a hřebenu [51]

Při nedodržení potřebné kolmosti, rovnoběžnosti a osové vzdálenosti může dojít k nadměrnému opotřebení ozubení. Příklady takových opotřebení a možných příčin, jsou znázorněny na obrázku 66.



Obr. 66) Příklady opotřebení ozubeného hřebene [51]

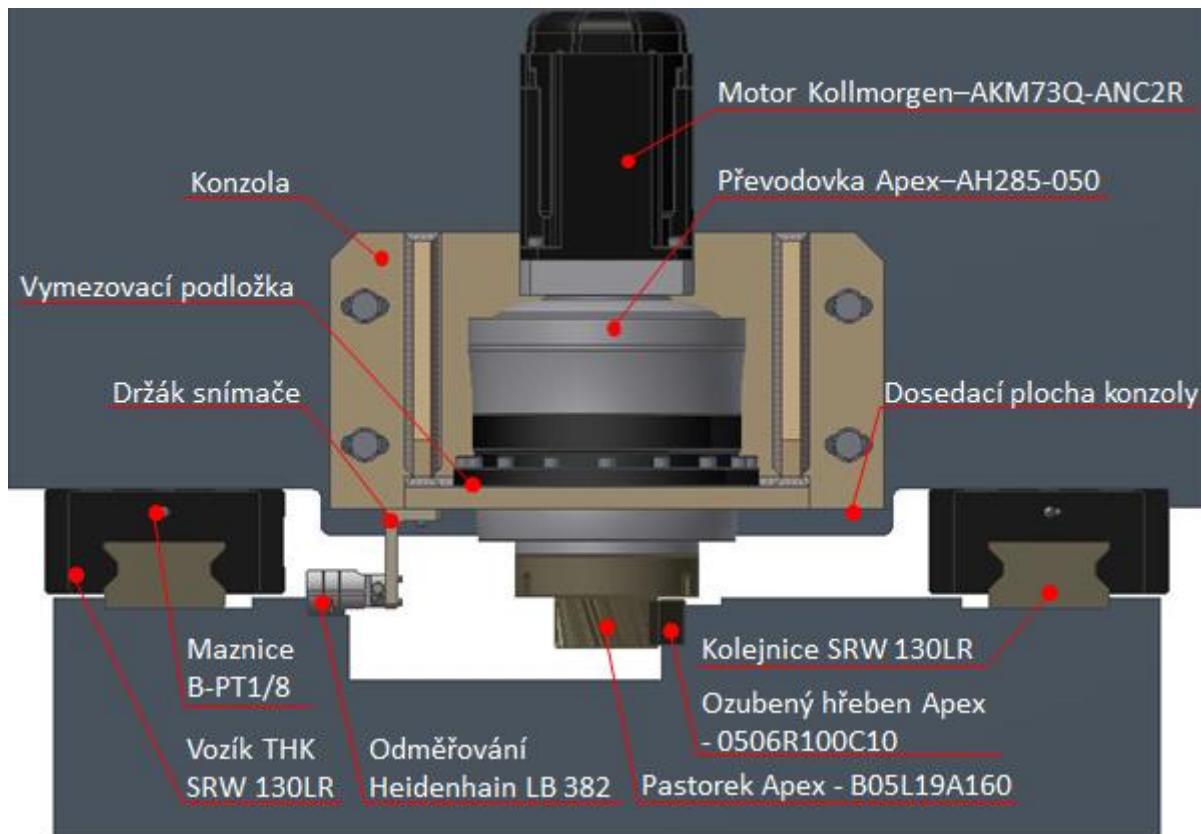
Pro zajištění dostatečně tuhé a zároveň přesné polohy, musí konzola umožnit regulaci polohy pohonu. Při nesprávné osové vzdálenosti v ose Y se dá konzola posouvat v drážkách, umístěných na zadní desce konzoly. Vzdálenost v ose Z bude regulována pomocí vymežovací podložky. Plocha mezi konzolou a vymežovací podložkou je obrobená, stejně tak i dosedací plocha zadní desky konzoly a plocha na stojanu pro umístění konzoly je obrobená. Při uvolnění všech šesti šroubů M20 by celá váha konzoly spadla na tyto šrouby, proto je na stojanu obrobena i dosedací plocha pro konzolu znázorněná na obr. 68. Navržená konzola s pohonem je znázorněna na obrázku 67.



Obr. 67) Navržená konzola s pohonem

9.11 Výsledné řešení lineární osy

Celková sestava lineární osy znázorněná na obrázku 68 je složena z předchozích vypočtených a navržených komponentů. Motor Kollmorgen, převodovka Apex a pastorek Apex jsou upevněny na navržené svařované konzole. Odměrování Heidenhain, ozubený hřeben Apex a lineární vedení THK jsou uloženy a doraženy na dvou vzájemně kolmých obrobených plochách na loži. Pro správnou funkci je nutné zajistit, aby tyto plochy byly kolmé a rovnoběžné proti plochám pro vedení. Držák snímače odměrování je umístěn na svařované konzole, což je pohyblivá část stroje. Při montáži ozubených hřebenů, vedení a odměrování je nutno postupovat podle návodů dodaných od výrobců jednotlivých komponentů.



Obr. 68) Sestava lineární osy

9.12 Neřešené konstrukční uzly

Pro úplný konstrukční návrh by měly být řešeny ještě další prvky, které doposud nebyly zmiňovány. Patří k nim například krytování, brzdy, dorazy a mazání. Tyto prvky nejsou v diplomové práci prakticky řešeny, budou zde pouze teoreticky zmíněny. Dalšími prvky, kterým by měla být věnována pozornost, ale nejsou v této práci řešeny, jsou elektronické prvky, vedení kabelů a přívod médií.

9.12.1 Krytování

Krytování je důležitou součástí stroje, které přispívá ke zvýšení bezpečnosti. Na celou horní část lože, by bylo vhodné použít teleskopický kryt, který by zabraňoval vnikání nečistot mezi pastorek a hřeben a do prostoru odměrování. Dále je možné krytovat hřeben, pastorek a vedení samostatně. Lineární vedení je chráněno pomocí stěračů, umístěných na každém z vozíků. Lineární pravítko je umístěno ve svém vlastním krytu, který dodává výrobce.

9.12.2 Brzdy

Brzdy musí být řešeny tak, aby měly dostatečný brzdový moment. Ve zvolené koncepci jsou brzdy součástí motorů. Pokud by toto řešení bylo nedostačující, je možné umístit brzdou mezi motor a převodovku, případně použít brzdící vozík na lineárním vedení nebo jiný druh brzdového mechanismu.

9.12.3 Dorazy

Součástí konstrukce osy by měly být mechanické dorazy, které slouží jako bezpečnostní prvky pro havarijní stavy, kdy například nesezne brzda nebo se poškodí lineární pravítko. Tyto dorazy mají za úkol zastavit pohyblivý portál, i kdyby mělo dojít k jejich

poškození. Kolize mezi portálem a dorazy by neměla nikdy nastat. Pro větší bezpečnost se před mechanické dorazy umísťuje ještě elektronický doraz, který se nastaví v řídicím systému stroje. Pro zvýšení bezpečnosti se mohou pro zastavení stroje použít ještě například koncové spínače.

9.12.4 Mazání

Ve všech částech stroje, kde dochází ke tření, je nutno použít vhodný druh maziva. Ozubené hřebeny a pastorky jsou vystaveny vnějším vlivům (nečistoty, vlhkost, chladicí emulze apod.), což má negativní vliv na jejich životnost. Z těchto důvodů je vhodné použít centrální mazací systém, který eliminuje negativní vlivy plynoucí z provozních podmínek. Efektivního mazání se dá dosáhnout i použitím mazacího pastorku, který dokáže absorbovat mazivo a přenést ho do všech potřebných míst. Lineární vedení je vybaveno stěrači, utěsněno a mazáno pomocí tukové náplně, umístěné přímo ve vozíku vedení. [10]

10 ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo provést konstrukční návrh náhonu lineární posuvové souřadnice portálového obráběcího centra typu spodní gantry. Provést rozbor současného stavu vědy a techniky a systémový rozbor řešené problematiky. Dále vytvořit návrh několika variant konstrukce náhonu osy X a na základě multikriteriální analýzy vybrat optimální variantu řešení, u které má být zpracován potřebný technický výpočet a 3D model spolu s požadovanou výkresovou dokumentací.

V první části práce je zpracována rešerše z oblasti CNC obráběcích center pro nerotační součásti. Dále posuvová lineární soustava, u které jsou rozebrány náhony pomocí kuličkového šroubu a matice, pastorku a hřebene, šneku a šnekového hřebene a lineárního motoru. Následně jsou zpracovány jednotlivé druhy vedení u obráběcích strojů, lineární odměřování polohy, krytování a přívod médií, planetové převodovky a servomotory. U všech zmíněných komponentů je provedena stručná charakteristika spolu s rozdělením a s uvedením výhod a nevýhod. Dále jsou okrajově zmíněny používané rámy u obráběcích strojů a provedena analýza trhu nabízených portálových obráběcích center typu spodní gantry, které využívají náhonu pomocí pastorku a hřebene.

V druhé části práce je provedeno srovnání použitelnosti nejvíce využívaných typů náhonů posuvových souřadnic u portálových obráběcích center, jimiž jsou kuličkové šrouby a pastorky s ozubenými hřebeny. Dále je proveden systémový rozbor řešené problematiky spolu s popisem navrženého způsobu řešení zadaného úkolu a je popsána konkrétní metoda hodnocení navržených variant.

V návaznosti na předešlou rešerši a rozbor jsou následně navrženy jednotlivé parametry a varianty řešení zadaného úkolu a to z hlediska umístění pohonu na portálovém obráběcím centru typu spodní gantry. Je provedena Saatyho metoda párového srovnávání a vybrána nejvhodnější varianta. Technické výpočty pro navržení pastorku, hřebenu a pohonu jsou provedeny především podle katalogů jednotlivých výrobců a knihy prof. Dr. Ing. Jiřího Marka Ph.D., DBA Konstrukce CNC obráběcích strojů III. Následně je pro přesnější návrh pohonu, práce doplněna o výpočty od společnosti Raveo s.r.o., která je dodavatelem pohonů a se kterou byla konzultována výpočtová část práce. Dále bylo navrženo lineární vedení, odměřování a byly teoreticky popsány další konstrukční části stroje, které nejsou součástí této diplomové práce. Poté byla zpracována požadovaná výkresová dokumentace a 3D model.

Na závěr je důležité zmínit, že při konstruování strojů není dán přesný návod řešení, ale je nutné řešit konkrétní problémové situace a varianty řešení podle daného prostoru, montážních možností, využití stroje a financí. Od zákazníka získat co nejpřesnější zadání, ze kterého bude patrný zejména účel stroje a výsledný obrobek, a podle těchto informací se věnovat dalšímu zpracování a tvorbě potřebné dokumentace ke stroji.

11 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. Praha: MM publishing, 2014. ISBN 978-80-260-6780-1.
- [2] BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*. 2. Brno: VUT, 1991. ISBN 80-214-0361-6.
- [3] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů IV*. Praha: MM publishing, 2018. ISBN 978-80-906310-8-3.
- [4] JANÍČEK, Přemysl a Jiří MAREK. *Expertní inženýrství v systémovém pojetí*. Praha: Grada, 2013. ISBN 978-80-247-4127-7.
- [5] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů II*. Praha: MM publishing, 2010. ISBN 978-80-254-7980-3.
- [6] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [7] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [8] HOLUB, Michal, Josef KNOBLOCH a Jiří PERNIKÁŘ. *GTS - TESTOVÁNÍ OBRÁBĚCÍCH STROJŮ*. B.m., 2015. Vysoké učení technické v Brně.
- [9] BEITZ, Wolfgang a Karl-Heinz KÜTTNER. *Dubbel Handbook of Mechanical Engineering*. B.m.: Springer Science & Business Media, 2013. ISBN 978-1-4471-3568-5.
- [10] RAVEO s.r.o. *World of motion* [online]. 2019 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <https://www.raveo.cz/>
- [11] HOLKUP, Tomáš, Pavel LYSÁK, Jan MORAVEC, Jiří ŠVÉDA, Matěj SULITKA, Pavel SOUČEK a Martin MAREŠ. *Komponenty pohybových os*. In: *Obráběcí stroje a technologie na EMO Milano 2009* [online]. [cit. 2019-05-08]. Praha: ČVUT v Praze, 2010, s. 131–139. ISBN 978-80-904077-2-5. Dostupné z: https://www.czspos.cz/akce/20100225.emo2009/sbornik_final_maly.pdf
- [12] KM INDUSTRIAL MACHINERY. *Horizontal Machining Toyoda* [online]. 2014 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <http://km-industrial.com/category/machinery/machinery-cnc-machine-centers/hmc-toyoda/>
- [13] TOS KUŘIM. *Tos Fut* [online]. 2019 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <http://www.tos-kurim.cz/cz/produktove-portfolio/horizontalni-objevci-centra/tos-fut>
- [14] PORTÁL PROFESIONÁLŮ STROJIRENSTVI.CZ. *Hybridní výroba spojuje 3D tisk s přesným obráběním* [online]. [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <https://www.strojirenstvi.cz/hybridni-vyroba-spojuje-3d-tisk-s-presnym-objevnim>
- [15] DMG MORI. *Řada NVX* [online]. 2019 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <https://cz.dmgmori.com/produkty/stroje/frezovani/vertikalni-frezovani/nvx>
- [16] FERMAT. *Představujeme novinku: Stolová frézka FFC 100 míří k prvním zákazníkům* [online]. 2015 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <http://novinky.fermatmachinery.com/predstavujeme-novinku-stolova-frezka-ffc-100-miri-k-prvnim-zakaznikum>

- [17] STARRAG. *Droop+Rein* [online]. 2019 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <https://www.starrag.com/en-us/v/brand/drooprein/6?fbclid=IwAR1Pfp3x6gpa9XyUTyde7Qx-ZZvG2xQmqnIsISmcPvq8NSsyrT2kWGxkaY>
- [18] AMPO. *Kuličkové šrouby* [online]. 2019 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <http://www.ampo.cz/produkty/linearni-vedeni/kulickove-srouby>
- [19] KULIČKOVÉ ŠROUBY KUŘIM, a.s. *Produktový katalog* [online]. 2012 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <http://www.grupamarat.pl/ru/wp-content/uploads/sites/4/2016/03/KSK-Linear-Motion-Product-Catalogue.pdf>
- [20] NSK. *Ball Screw Tutorial* [online]. nedatováno. [cit. 2019-05-08] Dostupné z: http://staff.iium.edu.my/hqasim/Ball_Screw_Tutorial.pdf
- [21] BOSCH REXROTH. *Adjustable-preload single nut SEM-E-C* [online]. 2019 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/en/us/products/direct-entry?cat=Linear-Motion-Technology-Catalog&p=g255180,g255582,g258580,g285481,g286682,p778544>
- [22] RUIBIAO. *Rack and Pinion* [online]. 2019 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: http://www.ruibiaohoist.com/1_3.html
- [23] SANDVIK COROMANT. *Obrábění* [online]. 2016 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: https://www.sandvik.coromant.com/cs-cz/mww/pages/im_tatasteel.aspx
- [24] WEBSERVER. *Zahnradfertigung mit InvoMilling* [online]. 2013 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: http://webserver.x-technik.com/detail/zahnradfertigung-mitinvomilling_84148
- [25] SANDVIK COROMANT. *Metoda Power skiving: Produktivní a flexibilní obrábění ozubených kol a drážkovaných hřídelů* [online]. 2018 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <https://www.sandvik.coromant.com/cs-cz/news/pages/power-skiving.aspx>
- [26] WTO. *Power Skiving (loupací jednotka na drážky a ozubení) pro CNC soustružnická centra* [online]. 2019 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <https://www.wto-tools.com/cs-cz/produkty/soustruznicka-centra/power-skiving-loupaci-jednotka-na-drazky-a-ozubeni/>
- [27] MOOG. *Lineární motory* [online]. 2018 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: http://www.moogbrno.cz/mt-content/uploads/2017/09/cz_lin-obecne_020909.pdf
- [28] APEX DYNAMICS. *Lineární jednotky: 8 výhod ozubeného hřebenu a pastorku* [online]. 2018 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <https://www.apexdynaczech.cz/linearni-jednotky-8-vyhod-ozubeneho-hrebenu-pastorku/>
- [29] IGUS PLASTICS FOR LONGER LIFE. *Vysoce výkonné polymery pro pohyblivé aplikace* [online]. 2019 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <https://www.igus.cz/>
- [30] ELO. *Lineární vedení* [online]. 2010 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: http://www.loziska.com/store/lin_vedeni_pmi.pdf
- [31] SCHNEEBERGER - LINEAR TECHNOLOGY. *MONORAIL and AMS* [online]. 2017 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <https://www.schneeberger.com/en/downloads/?id=77&searchkey=monorail&filetypes=&file-language=&cid=2#filesearch>
- [32] MM PRŮMYSLOVÉ SPEKTRUM. *Odměrovací systémy a jejich vliv na přesnost* [online]. 2013 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/odmerovaci-systemy-a-jejich-vliv-na-presnost.html>
- [33] HEIDENHAIN. *Linear Encoders* [online]. 2017 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: https://www.heidenhain.de/fileadmin/pdb/media/img/571470-2B_Linear_Encoders_For_Numerically_Controlled_Machine_Tools.pdf

- [34] SICK SENSOR INTELLIGENCE. *Indukční snímače* [online]. 2019 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <https://www.sick.com/cz/cs/detekcni-snimace/indukcni-snimace/c/g190731>
- [35] MEGATRON. *Magnetické snímače* [online]. 2019 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <https://www.megatron.cz/kategorie/senzorika/linearni-snimace-polohy/magneticke-snimace>
- [36] TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI. *Výrobní stroje* [online]. B.m., nedatováno. [cit. 2019-05-08]. Technická univerzita v Liberci. Dostupné z: http://www.kvs.tul.cz/download/vyrobní_stroje/obrabeci.pdf
- [37] RAVEO. *Planetové převodovky* [online]. [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: https://www.raveo.cz/planetove_prevodovky?gclid=EAIAIQobChMI_5Ly2Nf64AIVE-d3Ch2SjQ-1EAAYASAAEgIRY_D_BwE
- [38] SEW EURODRIVE. *Servomotory* [online]. 2019 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: https://www.sew-eurodrive.cz/vyrobky/motory/servomotory/servomotoren_3.html
- [39] TOS KUŘIM. *Portálová obráběcí centra* [online]. 2019 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <http://www.tos-kurim.cz/cz/produktove-portfolio/portalova-obrabeci-centra>
- [40] STROJÍRNA TYC, s.r.o. *Portálové obráběcí centrum s pojízdným portálem - fsgc* [online]. 2016 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <https://www.strojirna-tyc.cz/FSGC/>
- [41] WALDRICH COBURG. *PowerTec* [online]. [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <https://www.waldrich-coburg.de/en/vertical-miling/vertical-powertec/>
- [42] MATCHING, Equip. *2011 Waldrich Coburg Gantry Mill* [online]. 2011 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: https://www.equipmatching.com/used_equipment/6/98/379892.php
- [43] PAMA SPA. *Vertical Machining Centers* [online]. 2015 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: http://mrm-machinery.cz/wp-content/uploads/2017/03/PAMA_cat_VERTIRAM-2015-EN_OK.pdf
- [44] UNISIGN - MACHINE TOOLS. *All unisign machines* [online]. 2019 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: https://www.unisign.com/cnc-machines/#portal_cnc_machines
- [45] HISION. *Moving Column Double Column Machining Center* [online]. 2013 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <http://www.hisioncnc.com/cnc-machines/moving-column-machining-center.html>
- [46] DOUBRAVOVÁ, Hana. *Vícekritériální analýza variant a její aplikace v praxi* [online]. [cit. 2019-05-08]. B.m., 2009. Jihočeská univerzita v Českých Budějovicích. Dostupné z: https://theses.cz/id/6citbe/downloadPraceContent_adipIdno_11361
- [47] APEX DYNAMICS. *High Precision Rack and Pinion* [online]. 2019. [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <http://www.apexdyna.com/download/catalog/Catalog%20Rack%20and%20Pinion.pdf>
- [48] APEX DYNAMICS. *New Generation Planetary Gearbox Ah/Ahk - Series* [online]. nedatováno. [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <http://www.apexdyna.cz/Download/Catalog/AH-AHK.pdf>
- [49] KOLLMORGEN. *AKM73Q (400 V)* [online]. [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <http://products.danahermotion.com/v41/ModelDetail.asp?User=ServoMotor&PkgOrder=868&Rnd=967>
- [50] KOLLMORGEN. *AKM Performance Curve Generator* [online]. [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <http://pcgh.kollmorgen.com/>
- [51] APEX DYNAMICS. *Installation of Rack and Pinion* [online]. 2016. [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <https://www.apexdynaczech.cz/wp-content/uploads/2017/01/Installaion-Rack-and-Pinion-En.pdf>

- [52] THK. *General Catalog* [online]. [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: https://tech.thk.com/uk/cat_claim/catalog_list.php
- [53] THK. *Model SRW-LR* [online]. [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <https://tech.thk.com/en/products/thkdlink.php?id=398>
- [54] HEIDENHAIN. *Výrobní program* [online]. 2018 [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: https://www.heidenhain.cz/fileadmin/pdb/media/img/350457-C4_Výrobní_program_cs.pdf
- [55] KOLLMORGEN. *AKD-P02407* [online]. [cit. 2019-05-08]. Dostupné z: <http://products.danahermotion.com/v41/ModelDetail.asp?User=ServoDrive&PkgOrder=26&Rnd=108>

12 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

12.1 Seznam použitých zkratk

CNC	computer numerical control	počítačové číslicové řízení
3D	three dimensional	trojrozměrný
KŠM	ball screw and nut	kuličkový šroub a matice
AC	alternating current	střídavý proud
HSC	high speed cutting	vysokorychlostní obrábění

12.2 Seznam použitých symbolů

a	zrychlení	$[m/s^2]$
a_{zp}	lineární zpomalení	$[m/s^2]$
a_{zr}	lineární zrychlení	$[m/s^2]$
b_i	hodnota geometrického průměru	[-]
C	dynamická únosnost vozíku	[N]
C_0	statická únosnost vozíku	[N]
d_p	průměr pastorku	[m]
F	síla působící na pastorek	[N]
f	koeficient tření	[-]
f_l	součinitel tření ve vodících plochách	[-]
F_a	akcelerační síla působící na pastorek	[N]
F_{ax}	maximální axiální síla na pastorku	[N]
f_C	kontaktní faktor	[-]
f_H	faktor tvrdosti	[-]
F_{max}	maximální síla působící na pastorek	[N]
F_o	maximální síla od obrábění	[N]
F_{rad}	maximální radiální síla na pastorku	[N]
f_S	statický bezpečnostní faktor	[-]
F_t	třecí síla působící na pastorek	[N]
f_T	teplotní faktor	[-]
f_w	faktor zátěže	[-]
g	gravitační zrychlení	$[m/s^2]$
i_p	ideální převodový poměr	[-]
J_m	moment setrvačnosti posuvových hmot	$[kg.m^2]$
J_{mot}	moment setrvačnosti motoru	$[kg.m^2]$

J_p	moment setrvačnosti pastorku	[kg.m ²]
$J_{př}$	moment setrvačnosti převodovky	[kg.m ²]
J_{rhm}	celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru	[kg.m ²]
L	délka osy X	[m]
L_1	pracovní zdvih	[m]
L_2	vzdálenost mezi stolem a příčnickem	[m]
L_3	vzdálenost mezi stojany	[m]
L_H	hodinová životnost	[hod.]
L_j	jmenovitá životnost	[km]
m	hmotnost portálu	[kg]
$m_{1/4}$	hmotnost portálu podělená čtyřmi	[kg]
M_G	moment od tíhové složky	[N.m]
M_{GT}	moment od třecích sil přesouvaných hmot	[N.m]
M_k	požadovaný krouticí moment na pastorku	[N.m]
M_{kb}	požadovaný krouticí moment na pastorku s bezpečností	[N.m]
M_M	potřebný statický moment motoru	[N.m]
M_m	celkový potřebný moment motoru pro zrychlení celku	[N.m]
M_{mc}	celkový moment	[N.m]
M_{zdrhm}	celkový moment zátěže redukováný na hřídel motoru	[N.m]
n	počet kritérií	[-]
n_1	vstupní otáčky motoru	[min. ⁻¹]
n_2	výstupní otáčky na pastorku	[min. ⁻¹]
n_v	počet vozíků	[-]
n_z	počet zdvihů za minutu	[min. ⁻¹]
P	požadovaný výkon motoru	[kW]
P_b	požadovaný výkon motoru s bezpečností	[kW]
P_v	zátěžná síla působící na jeden vozík	[N]
s_f	koeficient bezpečnosti	[-]
s_{ij}	prvek matice porovnávající i-té a j-té kritérium	[-]
t_r	čas rozběhu	[s]
t_z	čas zpomalení	[s]
v	maximální rychlost	[m/s]
v_i	váha i-tého kritéria	[-]
α	úhel sklonu vedení	[°]
α_p	úhel záběru pastorku	[°]
β	úhel stoupání pastorku	[°]
η	účinnost hřebenu a pastorku	[-]

η_c	celková účinnost posuvové soustavy	[-]
η_p	účinnost převodové skříně	[-]
η_{VP}	účinnost vloženého převodu	[-]
η_v	účinnost vedení	[-]
ε_p	úhlové zrychlení pastorku	[s ⁻²]
ε_m	úhlové zrychlení motoru	[s ⁻²]
η_1	účinnost hřebenu a pastorku	[-]
η_2	účinnost převodovky	[-]

12.3 Seznam použitých obrázků

Obr. 1)	Rozdělení CNC obráběcích center na nerotační součásti [1]	19
Obr. 2)	Koncepce stroje NHX 10000 [3]	20
Obr. 3)	Toyoda FH 630SX-i [12]	20
Obr. 4)	Stroj TOS Kuřim – FUT [13]	21
Obr. 5)	Stroj Weldprint MCV 5X [14]	21
Obr. 6)	Stroj NVX 5000 [15]	22
Obr. 7)	Stroj FFC 100 [16]	22
Obr. 8)	Pohyblivý příčnick - horní gantry [17]	23
Obr. 9)	Pohyblivý portál - spodní gantry [17]	24
Obr. 10)	Pohyblivý stůl - pevný portál [17]	24
Obr. 11)	Rozdělení posuvové lineární soustavy [1]	25
Obr. 12)	Kruhový a gotický profil závitu [1]	26
Obr. 13)	Pohled na závit hřídele kuličkového šroubu [19]	26
Obr. 14)	Způsoby převádění kuliček [19]	27
Obr. 15)	Vymezení vůlí mezi maticí a šroubem [20]	27
Obr. 16)	Vymezení vůlí mezi maticí a šroubem [20], [21]	28
Obr. 17)	Způsob náhonu kuličkového šroubu [1]	28
Obr. 18)	Šikmé a přímé ozubení [22]	29
Obr. 19)	Obrábění metodou InvoMilling [24]	29
Obr. 20)	Obrábění metodou Power skiving [26]	30
Obr. 21)	Metody vymezení vůlí mezi pastorkem a ozubeným hřebenem [1]	31
Obr. 22)	Mechanické vymezení vůle pastorku a hřebene [1]	32
Obr. 23)	Elektrické vymezení vůle pastorku a hřebene [1]	32
Obr. 24)	Způsob náhonu pastorku a hřebene [1]	33
Obr. 25)	Šneková hřídel a šnekový hřeben [1]	33
Obr. 26)	Hydrostatické uložení šneku se šnekovým hřebenem [9]	34
Obr. 27)	Lineární motor [1]	34
Obr. 28)	Druhy vedení posuvových lineárních soustav používaných v konstrukci CNC obráběcích center [1]	36
Obr. 29)	Typy vodicích ploch pro obráběcí stroje [2]	37
Obr. 30)	Otevřené hydrostatické vedení [1]	37
Obr. 31)	Uzavřené hydrostatické vedení [1]	38
Obr. 32)	Skladba valivého profilového vedení [30]	38
Obr. 33)	Uspořádání valivých elementů a) do tvaru X, b) do tvaru O. [31]	39

Obr. 34)	Závislost třecí síly na rychlosti posuvu [31]	40
Obr. 35)	Stroj Droop+Rein - G/GF [17]	45
Obr. 36)	Stroj TOS Kuřim – FRU [39]	46
Obr. 37)	Stroj TOS Kuřim – FRF [39]	47
Obr. 38)	Stroj Strojírny TYC – FSGC [40]	48
Obr. 39)	Stroj Waldrich Coburg – PowerTec [42]	49
Obr. 40)	Stroj Pama - Vertiram GT [43].....	50
Obr. 41)	Stroj Unisign - Uniport7000 [44]	51
Obr. 42)	Stroj Hision - GKU40M [45]	52
Obr. 43)	Příklady provedení náhonu posuvové lineární soustavy [1]	53
Obr. 44)	Maximální doporučená délka rotačního šroubu	53
Obr. 45)	Navržená koncepce stroje [17]	56
Obr. 46)	Varianta č. 1	59
Obr. 47)	Varianta č. 2	59
Obr. 48)	Varianta č. 3	60
Obr. 49)	Varianta č. 4	60
Obr. 50)	Varianta č. 5	60
Obr. 51)	Varianta č. 6	61
Obr. 52)	Varianta č. 7	61
Obr. 53)	Varianta č. 8	61
Obr. 54)	Grafické znázornění vah zvolených parametrů	63
Obr. 55)	Výsledné hodnocení variant	64
Obr. 56)	Základní rozměry pastorku [47]	66
Obr. 57)	Základní rozměry hřebenu [47]	66
Obr. 58)	Schéma posuvové souřadnice s pastorkem a hřebenem [1]	67
Obr. 59)	Momentová charakteristika motoru AKM73Q-ANC2R-00 [50]	72
Obr. 60)	Sestavení pohonu.....	73
Obr. 61)	Montáž více hřebenů v řadě [51].....	74
Obr. 62)	Uspořádání lineárního vedení.....	75
Obr. 63)	Lineární vedení s vozíkem SRW 130LR [53]	76
Obr. 64)	Schéma lineárního pravítka Heidenhain [54]	77
Obr. 65)	Uložení pastorku a hřebenu [51]	78
Obr. 66)	Příklady opotřebení ozubeného hřebene [51].....	78
Obr. 67)	Navržená konzola s pohonem.....	79
Obr. 68)	Sestava lineární osy	80

12.4 Seznam použitých tabulek

Tab 1)	Odchylka stoupání kuličkových šroubů KSK Kuřim [19]	26
Tab 2)	Porovnání stupňů přesnosti z hlediska drsnosti boků zubů a použití [6]	31
Tab 3)	Srovnání jednotlivých druhů pohonů [1].....	35
Tab 4)	Porovnání jednotlivých druhů pohonů [28].....	36
Tab 5)	Druhy vedení a jejich vlastnosti [2]	39
Tab 6)	Porovnání vlastností a způsobů mazání [36].....	42
Tab 7)	Srovnání fyzikálních vlastností vybraných materiálů [5].....	43
Tab 8)	Technická specifikace stroje Droop+Rein - G/GF [17]	45
Tab 9)	Technická specifikace stroje TOS Kuřim – FRU [39]	46

Tab 10)	Technická specifikace stroje TOS Kuřim – FRF [39].....	47
Tab 11)	Technická specifikace stroje Strojírny TYC – FSGC [40].....	48
Tab 12)	Technická specifikace stroje Waldrich Coburg – PowerTec [41].....	49
Tab 13)	Technická specifikace stroje Pama - Vertiram GT [43].....	50
Tab 14)	Technická specifikace stroje Unisign – Uniport [44].....	51
Tab 15)	Technická specifikace stroje Hision - GKU40M [45].....	52
Tab 16)	Zvolené parametry pro porovnávání	62
Tab 17)	Párové porovnání zvolených parametrů	62
Tab 18)	Hodnocení navržených variant.....	63
Tab 19)	Určení výsledného pořadí navržených variant	63
Tab 20)	Vstupní parametry	65
Tab 21)	Základní rozměry pastorku [47]	66
Tab 22)	Základní rozměry hřebenu [47]	67
Tab 23)	Vytipované vstupní parametry	67
Tab 24)	Doplňkové parametry	70
Tab 25)	Parametry motoru AKM73Q-ANC2R-00 [49]	71
Tab 26)	Parametry převodovky AH285-050 [48].....	72
Tab 27)	Parametry lineárního vedení SRW 130LR [53]	76

13 SEZNAM PŘÍLOH

1. Technické listy

VÝKRES PASTORKU	B05L19A160
VÝKRES HŘEBENU	0506R100C10
VÝKRES MOTORU	AKM7
VÝKRES PŘEVODOVKY	AH285-050

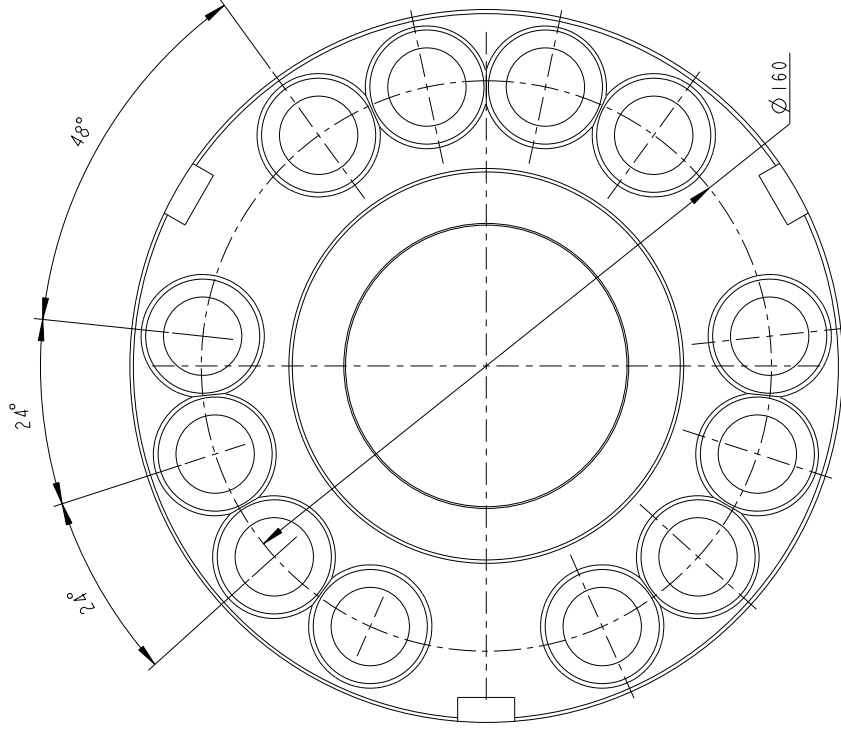
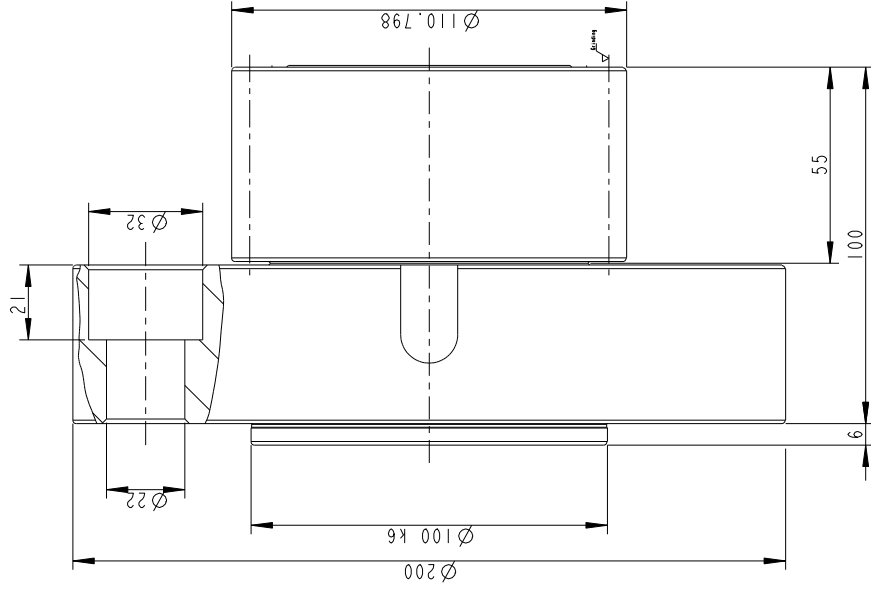
2. Výkresová dokumentace

NÁVRHOVÁ SESTAVA	NÁHON OSY X	DP-S1/1-B1
VÝKRES SESTAVY (1/3)	NÁHON OSY X	DP-S1-B1
SEZNAM POLOŽEK (2/3)	NÁHON OSY X	DP-S1-B1
SEZNAM POLOŽEK (3/3)	NÁHON OSY X	DP-S1-B1
VÝROBNÍ VÝKRES	KONZOLA	DP-03-C1
VÝROBNÍ VÝKRES	ZADNÍ DESKA	DP-03-C1-01
VÝROBNÍ VÝKRES	SPODNÍ DESKA	DP-03-C1-02
VÝROBNÍ VÝKRES	ŽEBRO	DP-03-C1-03
VÝROBNÍ VÝKRES	DRŽÁK SNÍMAČE	DP-22-E1

3. Technické výpočty a multikriteriální analýza v programu Microsoft Excel 2010

4. Konstrukce 3D modelu ve formátu .STEP

Normal module	Mn	5
Number of teeth	z	19T
Normal pressure angle	an	20°
Helix angle	b	19°31'42"LH
Pitch circle diameter	d	100.798
Working pitch diameter	dw	100.798
Addendum modification factor	x	0
Gear quality		DIN 4



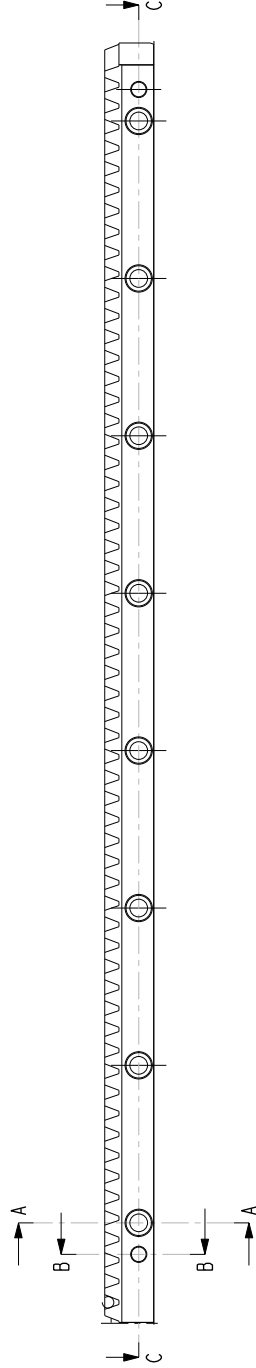
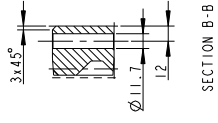
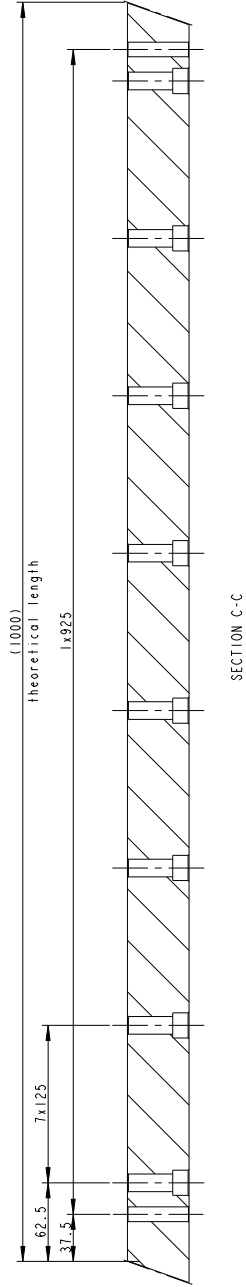
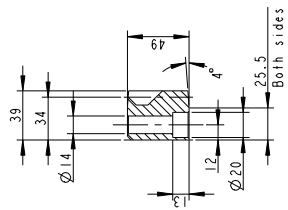
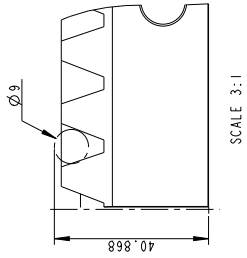
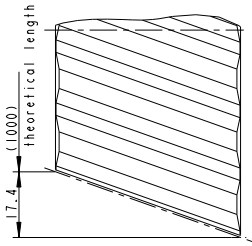
PART NO.	B05L19A160	
APPROVALS	DATE	TITLE
DRAWN	沈正義	M5-19T(A160)
CHECKED		DWG NO. B05L19A160
APPROVED		SCALE 1:1
	SIZE A2	REV

APEX DYNAMICS, INC.



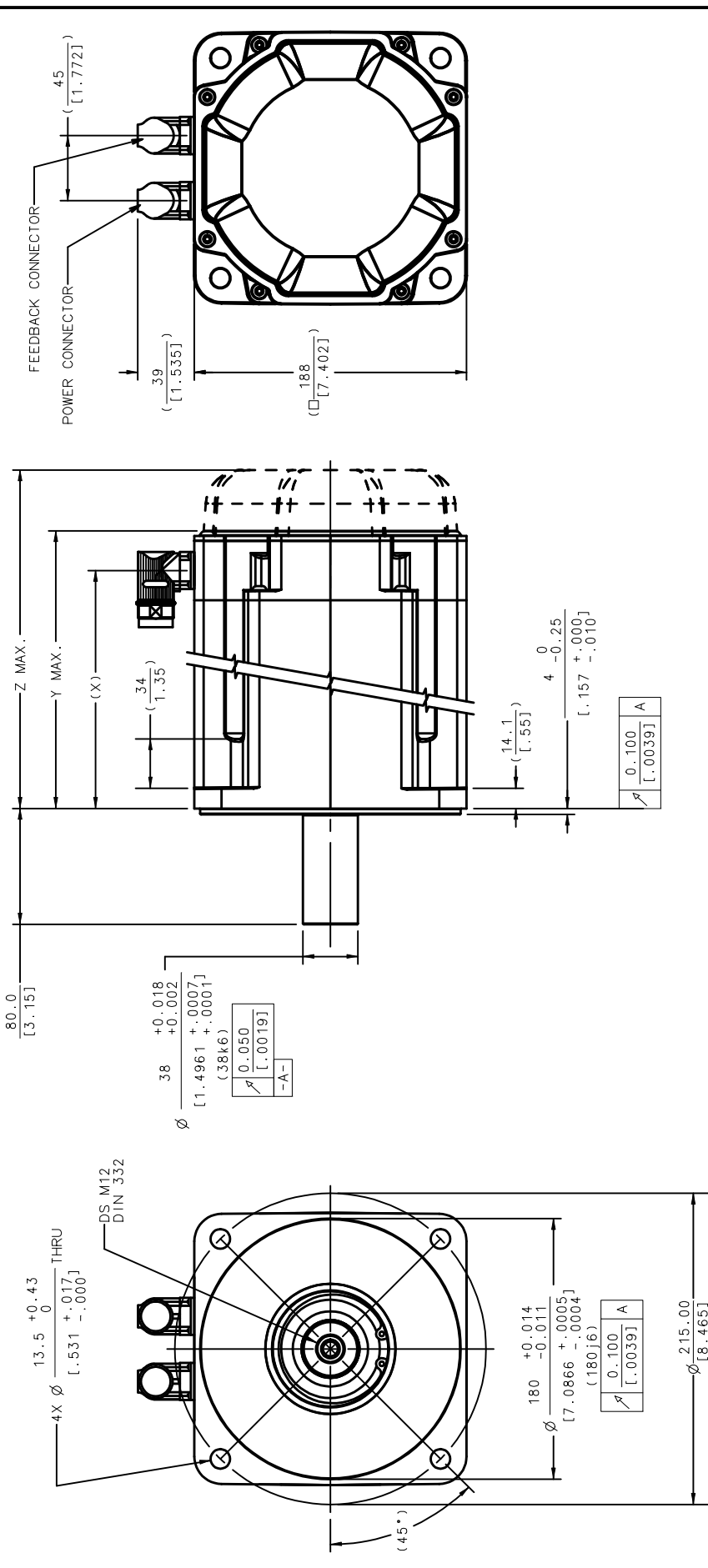
APEX DYNAMICS, INC.

Ordering code	0506R100C10
Module	5
Number of Teeth	60
Pressure angle	20°
Helix angle	19° 31' 42" RH
Quality	06
Total Pitch Error (um)	GTf 40



REV. 50	DATE	REVISION	DESIGN	DATE	REVISION	DESIGN	DATE	REVISION

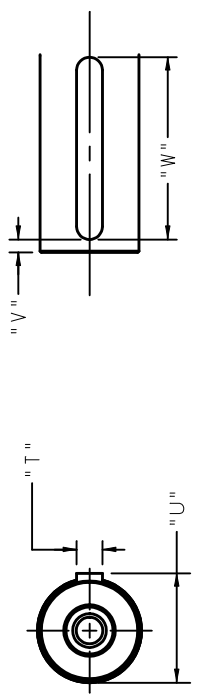
AKM7



(X)	Y MAX.	Z MAX. (WITH BRAKE)	MODEL
164.5 [6.48]	192.5 [7.58]	234.5 [9.23]	M72
198.5 [7.81]	226.5 [8.92]	268.5 [10.57]	M73
232.5 [9.15]	260.5 [10.26]	302.5 [11.91]	M74

MOUNTING CODE	"T"	"U"	"V"	"W"
AN	N/A	N/A	N/A	N/A
AC	$10^{+0.036}_{-0.000}$ N9 [1.3937 +.0014]	$41^{+0.29}_{-0.011}$ [1.614 +.011]	5.00 [0.197]	$70^{+0.30}_{-0.000}$ [2.756 +.012]

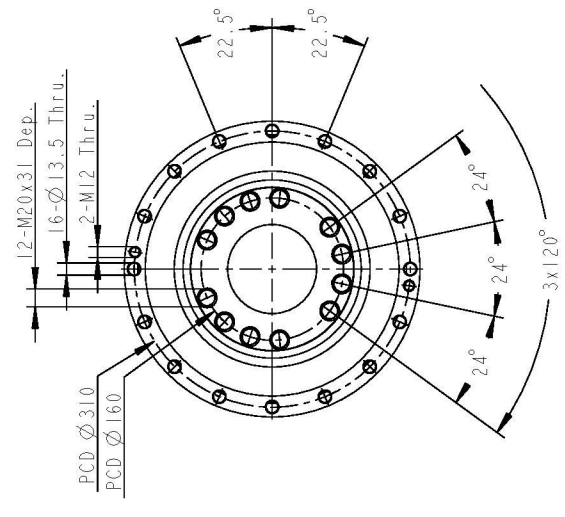
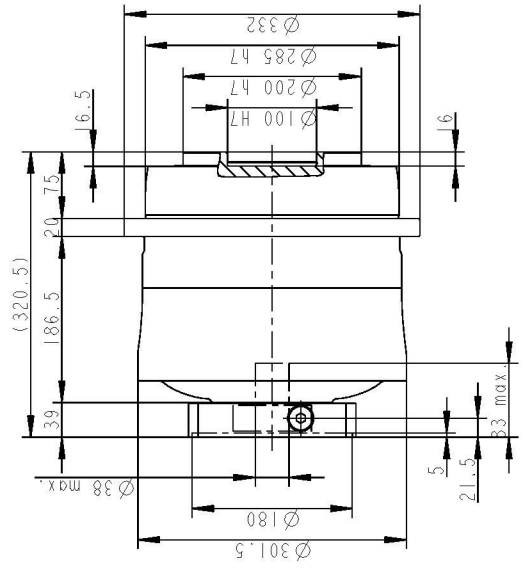
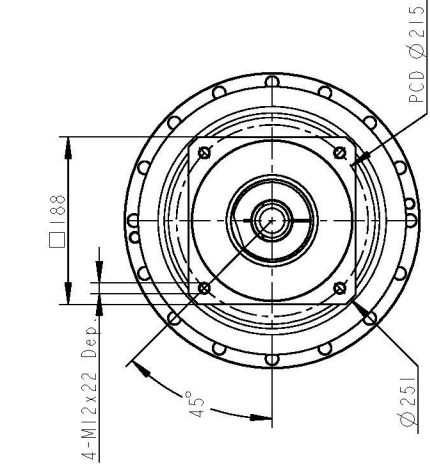
KEYWAY DETAIL




CAUTION: METRIC DRAWING - ENGLISH DIMENSIONS ARE REFERENCE ONLY


TOLERANCES UNLESS OTHERWISE SPECIFIED ARE IN MILLIMETERS	SCALE 1/2	THIRD ANGLE PROJECTION	BRN	DAW	06/24/03	SEALACES	RELEASE NO.	
ARE ONLY FOR REFERENCE UNLESS SPECIFIED OTHERWISE	DO NOT SCALE PRINT						XXXXXX	
DESIGN UNITS ARE IN INCHES								
ONE PLACE	X.X	0.1 / 0.1						
TWO PLACES	X.XX	0.01 / 0.01						
THREE PLACES	X.XXX	0.001 / 0.001						
SURFACE FINISH								
PROTECTIVE FINISHES ARE APPLICABLE								
THIS DRAWING COVERS ALL ACCESSORIES AND IS THE PROPERTY OF JAMHAR. THIS DRAWING IS NOT TO BE COPIED WITHOUT PRIOR APPROVAL.								
TITLE							AKM7	CATALOG LISTING
STANDARD OUTLINE								
CUSTOMER								AKM7

AH285 - 050 / KOLLMORGEN AKM73Q-AN-560VDC



PART NO. AH285_2ST_50-P0409900801		TITLE AH285_2 Stage -S50 , RATIO=20~100 AND MOTOR FLANGE MOUNTING	
APPROVALS	DATE	DWG NO.	AH285_2ST_50-P0409900801
DRAWN		CHECKED	
APPROVED		APPROVED	

 **APEX DYNAMICS, INC.**


 SCALE 1:1
 SIZE 3A0
 REV