



# 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 KULIČKOVÉHO ŠROUBU A MATICE

THE DRIVE OF THE FEED COORDINATE PORTAL MACHINING CENTER THROUGH BALL SCREW

## DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. David Dvořák

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Dr. Ing. Jiří Marek, Ph.D., DBA

BRNO 2019



# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student:	<b>Bc. David Dvořák</b>
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Výrobní stroje, systémy a roboty
Vedoucí práce:	<b>prof. Dr. Ing. Jiří Marek, Ph.D., DBA</b>
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 kuličkového šroubu a matice**

### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Pro zdvih v ose X portálových obráběcích center typu spodní gántry je využíván náhon pomocí kuličkového šroubu a matice. 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**

Diplomová práce je zaměřena na pohon lineární osy portálového obráběcího centra typu spodní gántry pomocí kuličkového šroubu a matice. Je zde stanovena hranice, kdy je vhodné použít poháněný šroub a kdy poháněnou matici. Na základě stanovených zdvihů osy X je řešen návrh obou variant pohonu. V poslední části práce je proveden návrh podpěry dlouhého kuličkového šroubu s poháněnou maticí. Součástí práce je i 3D CAD model obou variant pohonu a výkresová dokumentace.

## **ABSTRACT**

Master's thesis is focused on portal milling machine driven by ball screw and nut. There is a limit where it is suitable to use a driven screw or driven nut. Both variants are solved based on specified X-axis travel distance. In last part is solved the design of support long shaft ball screw driven by nut. The work also includes 3D CAD model of both variants and drawing documentation.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Portálový obráběcí stroj, pohon lineární osy, kuličkový šroub, matice

## **KEYWORDS**

Portal milling machine, drive of linear axis, ball screw, nut



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

DVOŘÁK, David. *Náhon posuvové souřadnice portálového obráběcího centra pomocí kuličkového šroubu a matice*, Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. 2019, 93 s., Vedoucí diplomové práce prof. Dr. Ing. Jiří Marek, Ph.D., DBA.





## **PODĚKOVÁNÍ**

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce panu prof. Dr. Ing. Jiřímu Markovi, Ph.D., DBA za cenné rady a připomínky k této práci. Dále chci poděkovat rodině za podporu při studiu.



## **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 24.5.2019

.....

Dvořák David



# OBSAH

<b>1</b>	<b>ÚVOD</b> .....	<b>17</b>
<b>2</b>	<b>PORTÁLOVÁ OBRÁBĚCÍ CENTRA</b> .....	<b>19</b>
2.1	PORTÁLOVÉ OBRÁBĚCÍ CENTRUM TYPU SPODNÍ GÁNTRY .....	19
2.2	PORTÁLOVÉ OBRÁBĚCÍ CENTRUM TYPU HORNÍ GANTRY .....	19
2.3	PORTÁLOVÉ OBRÁBĚCÍ CENTRUM S POHYBLIVÝM STOLEM .....	20
<b>3</b>	<b>POSUVOVÁ LINEÁRNÍ SOUSTAVA</b> .....	<b>21</b>
3.1	KULIČKOVÝ ŠROUB A MATICE .....	21
3.2	PASTOREK A HŘEBEN .....	22
3.3	LINEÁRNÍ POHON .....	24
3.4	VÝROBA KULIČKOVÉHO ŠROUBU .....	25
3.5	ULOŽENÍ KULIČKOVÉHO ŠROUBU .....	26
3.6	MOŽNOSTI POHONU KŠM .....	27
3.6.1	Poháněný šroub .....	27
3.6.2	Poháněná matice .....	28
3.7	MOTORY LINEÁRNÍ OSY .....	28
3.7.1	Servomotory .....	28
3.8	MATICE KULIČKOVÉHO ŠROUBU .....	29
3.8.1	Způsoby předepnutí kuličkového šroubu .....	29
3.8.2	Způsoby převádění kuliček .....	30
3.9	VEDENÍ CNC OBRÁBĚCÍCH STROJŮ .....	31
3.9.1	Kluzné vedení .....	31
3.9.2	Valivé vedení .....	32
3.10	ODMĚŘOVÁNÍ .....	33
3.10.1	Rozdělení odměřování dle druhu získané informace .....	33
3.10.2	Rozdělení odměřování dle způsobu měření .....	33
3.10.3	Rozdělení odměřování dle druhu signálu .....	34
3.11	KRYTOVÁNÍ .....	35
3.12	MAZÁNÍ .....	37
<b>4</b>	<b>PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU PORTÁLOVÝCH OBRÁBĚCÍCH STROJŮ</b> .....	<b>39</b>
4.1	Firma ZIMMERMANN .....	39
4.1.1	Portálové obráběcí centrum FZ30 .....	39
4.2	FIRMA AXA .....	40
4.2.1	Portálové obráběcí centrum PFZ40 .....	40
4.3	FIRMA JOHNFORD .....	41
4.3.1	Portálové obráběcí centrum SDMC-6000 .....	42
4.4	Ostatní výrobci .....	43
4.5	ZHODNOCENÍ VYBRANÝCH PORTÁLOVÝCH CENTER .....	43
<b>5</b>	<b>PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU VYRÁBĚNÝCH KULIČKOVÝCH ŠROUBŮ</b> .....	<b>45</b>
<b>6</b>	<b>PARAMETRY OVLIVŇUJÍCÍ DÉLKU KŠM</b> .....	<b>46</b>
6.1	NÁHON ŠROUBU .....	46
6.2	NÁHON MATICE .....	47
<b>7</b>	<b>STANOVENÍ VHODNOSTI VYUŽITÍ KŠM</b> .....	<b>49</b>

7.1	STANOVENÍ PARAMETRŮ POROVNÁNÍ .....	49
7.2	VYHODNOCENÍ MOŽNOSTÍ POHONU OSY X .....	50
7.2.1	METODA VYHODNOCENÍ .....	50
7.2.2	VYHODNOCENÍ POHONŮ .....	51
7.2.3	VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ .....	53
<b>8</b>	<b>ŘEŠENÍ POHONU KŠM .....</b>	<b>55</b>
8.1	ROTUJÍCÍ HŘÍDEL KULIČKOVÉHO ŠROUBU .....	55
8.2	ROTUJÍCÍ MATICE KULIČKOVÉHO ŠROUBU .....	56
8.3	POROVNÁNÍ VARIANT NÁHONU .....	56
<b>9</b>	<b>VÝPOČET KŠM – POHÁNĚNÝ ŠROUB .....</b>	<b>57</b>
9.1	VSTUPNÍ PARAMETRY .....	57
9.2	VÝPOČET EKVIVALENTNÍCH SIL A OTÁČEK .....	58
9.3	KRITICKÉ OTÁČKY A OTÁČKOVÝ FAKTOR .....	59
9.4	VÝPOČET AXIÁLNÍ ÚNOSNOSTI .....	61
9.5	STANOVENÍ ŽIVOTNOSTI KŠM .....	62
9.6	STANOVENÍ ŽIVOTNOSTI LOŽISEK .....	63
9.7	VÝPOČET TUHOSTI .....	63
9.8	VZPĚRNÁ TUHOST .....	64
9.9	NÁVRH POHONU .....	65
9.9.1	STATICKÉ HLEDISKO .....	65
9.9.2	KINEMATICKÉ HLEDISKO .....	66
9.9.3	DYNAMICKÉ HLEDISKO .....	66
9.10	VÝPOČET VEDENÍ .....	68
<b>10</b>	<b>VÝPOČET KŠM – POHÁNĚNÁ MATICE .....</b>	<b>71</b>
10.1	VSTUPNÍ PARAMETRY .....	71
10.2	VÝPOČET EKVIVALENTNÍCH SIL A OTÁČEK .....	71
10.3	KONTROLA OTÁČKOVÉHO FAKTORU .....	72
10.4	VÝPOČET AXIÁLNÍ ÚNOSNOSTI .....	72
10.5	STANOVENÍ ŽIVOTNOSTI KŠM .....	73
10.6	VÝPOČET TUHOSTI .....	73
10.7	VZPĚRNÁ TUHOST .....	74
10.8	NÁVRH POHONU .....	75
10.8.1	STATICKÉ HLEDISKO .....	75
10.8.2	KINEMATICKÉ HLEDISKO .....	75
10.8.3	DYNAMICKÉ HLEDISKO .....	76
10.9	VÝPOČET ŘEMENOVÉHO PŘEVODU .....	77
10.10	VÝPOČET VEDENÍ .....	79
<b>11</b>	<b>PODPĚRY .....</b>	<b>81</b>
11.1	NÁVRH PASIVNÍ POSUVNÉ PODPĚRY .....	82
11.2	NÁVRHOVÝ VÝPOČET PODPĚRY .....	82
<b>12</b>	<b>VÝSLEDNÉ ŘEŠENÍ .....</b>	<b>85</b>
12.1	VARIANTA 1 – POHON HŘÍDELE .....	85
12.2	Realizace pohonu .....	85
12.2.1	Kompletní sestava lineární osy .....	86
12.3	VARIANTA 2 – POHON MATICE .....	86
12.3.1	Realizace pohonu .....	87
12.3.2	Kompletní sestava lineární osy .....	87
12.4	Neřešené konstrukční uzly .....	88

<b>13 ZÁVĚR</b> .....	<b>89</b>
<b>14 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ</b> .....	<b>91</b>
<b>15 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK</b> .....	<b>95</b>
15.1 Seznam použitých symbolů .....	95
15.2 Seznam tabulek .....	98
15.3 Seznam obrázků.....	99
<b>16 SEZNAM PŘÍLOH</b> .....	<b>101</b>





# 1 ÚVOD

Portálové obráběcí stroje typu spodní gántry jsou určeny pro obrábění rozměrných a složitých obrobků, jako například různých forem nebo odlitků. Charakteristickým znakem tohoto typu stroje je pevný stůl a pohyblivý portál. Jeho rozměry závisí především na rozměrech obráběných součástí.

Pohon lineární osy X je u těchto strojů řešen nejčastěji kuličkovým šroubem s maticí nebo pastorkem a hřebenem. Pohon kuličkovým šroubem lze dále dělit na poháněný šroub a poháněnou matici. Diplomová práce je zaměřena na pohon lineární osy pomocí kuličkového šroubu a matice. Tento typ pohonu má ale i svá omezení. Především se jedná o omezení délky lineární osy. Nejdůležitějším kritériem při návrhu kuličkového šroubu je délkový poměr. Ten je stanoven výrobcem. Při jeho překročení dochází k průhybu hřídele, což má negativní účinky na vlastnosti lineární osy.

Cílem této práce je stanovení vhodnosti použití pohonu kuličkovým šroubem s poháněnou hřídelí a s poháněnou maticí. Konstrukční návrh je zpracován pro obě varianty pohonu.



## 2 PORTÁLOVÁ OBRÁBĚCÍ CENTRA

Portálová obráběcí centra jsou speciální konstrukcí svislých obráběcích center. Charakteristickým znakem nosné soustavy je portál. Ten je pohyblivý (spodní gantry) nebo pevný, kdy mají stroje pohyblivý stůl, který se pohybuje mezi stojany portálu. V případě spodního gantry je stůl, na nějž se upíná obrobek, pevný a portál se podél něj pohybuje. Třetím typem portálových strojů je horní gantry. Pevný stůl je obestaven dvěma podélnými stěnami, na jejichž horní ploše jsou vodící plochy pro vedení pohyblivého příčnicku. [1]

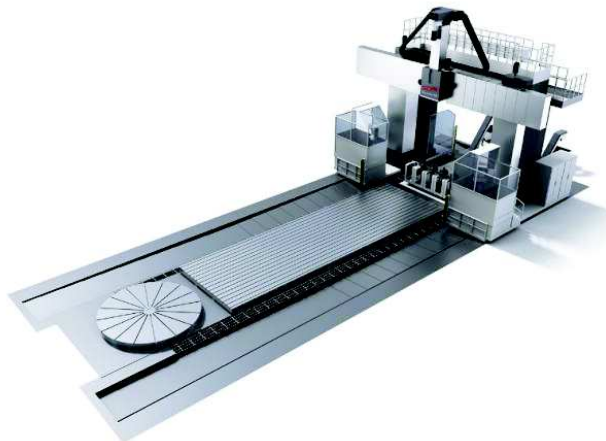
Portálová obráběcí centra se vyznačují tuhou a dynamickou stálostí konstrukce. Mají dobré akcelerační schopnosti i dlouhé posuvy, přestože pohybované části stroje (stojan, příčnick, smýkadlo) jsou masivní.

Mezi typické obrobky patří formy, odlitky nebo svařence velkých rozměrů a různých složitostí.

### 2.1 PORTÁLOVÉ OBRÁBĚCÍ CENTRUM TYPU SPODNÍ GANTRY

Kolem pevného stolu se pohybuje portál po loži (v ose X), tvořený dvěma stojany a pevnou příčkou. Spodní částí je stojan připevněn na saně, které jsou poháněny motory. Pohony u tohoto typu stroje (obrázek 1) jsou realizovány nejčastěji kuličkovým šroubem a maticí nebo pomocí pastorku s hřebenem (v případě pohybu portálu). Po stojanech se pohybuje příčnick (osa Z), který pracuje jako CNC osa. Po příčnicku se v ose Y posouvají saně, ze kterých je do řezu vysouváno smýkadlo.

Výhodou tohoto řešení jsou menší nároky na zastavěný prostor a také to, že při přemísťování portálu nejsou pohybové mechanismy zatěžovány hmotností obrobku.



Obr. 1) Portálové obráběcí centrum – spodní gantry [36]

### 2.2 PORTÁLOVÉ OBRÁBĚCÍ CENTRUM TYPU HORNÍ GANTRY

U portálových strojů v provedení tzv. horní gantry (obrázek 2) je z boku uzavřený pracovní prostor tvořen dvěma nepohyblivými podélnými stojany, po kterých se pohybuje příčnick (osa X). Pohony jsou realizované stejně jako u předchozího kuličkovým šroubem a maticí nebo

pastorkem a hřebenem. Vřeteník vykonává pohyb v ose Z a je přestavován v tomto prostoru po vedení pohyblivého příčnicku vlevo a vpravo (osa Y). Přístup do pracovního prostoru stroje je zepředu, zezadu, případně shora.

Výhodou oproti stroji typu spodní gantry je menší hmotnost pohybujících se hmot, ale nevýhodou je spotřeba velkého množství materiálu na stojany.

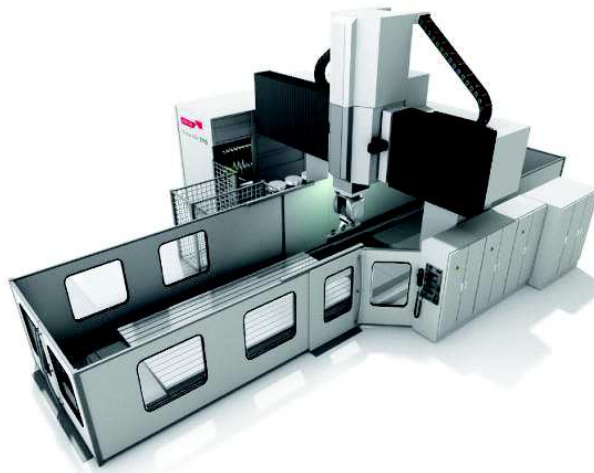


Obr. 2) Portálové obráběcí centrum - horní gantry [36]

### 2.3 PORTÁLOVÉ OBRÁBĚCÍ CENTRUM S POHYBLIVÝM STOLEM

Tento typ portálového obráběcího centra se skládá z pevného portálu s většinou pevným příčnickem. Mezi stojany se pohybuje stůl (osa X). Příčnick a stojany mohou být vyrobeny jednotlivě nebo jako monoblok. Pohony mohou být realizované stejně jako u předchozích variant. Stroje s pohyblivým stolem se vyznačují snadnějším řízením, protože je realizován pouze posuv stolu, nikoli posuv dvou stojanů současně. Vřeteník vykonává pohyb v ose Z a je přestavován po vedení příčnicku (osa Y).

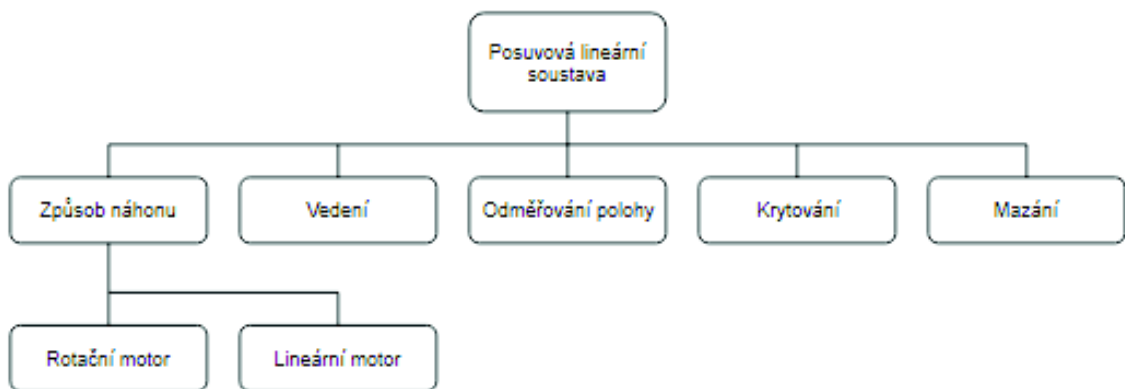
Tato koncepce portálových strojů patří z hlediska přesnosti mezi nejpřesnější, ale nevýhodou je velký zastavěný prostor.



Obr. 3) Portálové obráběcí centrum - pohyblivý stůl [36]

### 3 POSUVOVÁ LINEÁRNÍ SOUSTAVA

Každý obráběcí stroj je složený z několika hlavních částí. Jednou z nich je lineární posuvová soustava, která zajišťuje posuv nástroje nebo obrobku po osách stroje. Dle zadání diplomové práce je v této kapitole věnována největší pozornost kuličkovému šroubu a matici. Ostatní typy náhonů jsou uvedeny pouze pro srovnání. Použití šneku a hřebenu zde není uvedeno, protože tento typ se pro posuv osy X portálových obráběcích strojů používá ojediněle. Skladba posuvové lineární soustavy je na obrázku 4.



Obr. 4) Posuvová lineární soustava

#### 3.1 KULIČKOVÝ ŠROUB A MATICE

Kuličkový šroub s maticí (obrázek 5) je konstrukční prvek pohybového ústrojí používaný zejména v konstrukci CNC obráběcích strojů. Další využití najde například v leteckém, zdravotnickém nebo automobilovém průmyslu. Tento mechanismus transformuje rotační pohyb vyvozený motorem na přímočarý pohyb (hlavní posuvový řezný pohyb nebo pomocný pohyb). Z hlediska provedení náhonu lze mechanismus rozdělit na dvě základní skupiny. V prvním případě se šroub otáčí a matice posouvá, v druhém šroub stojí a matice se otáčí i posouvá. Někdy může být výhodnější použít otočný šroub i matici, tzv. sdružené provedení. [1]



Obr. 5) Kuličkový šroub [16]

### Výhody použití kuličkového šroubu a matice

- Účinnost 90% i více
- Minimální oteplování během provozu
- Potlačení vzniku trhavých pohybů
- Předpětí kuličkového šroubu eliminuje vůli a zvyšuje přesnost

### Nevýhody použití kuličkového šroubu a matice

- Délkové omezení šroubu a omezení rychlosti posuvu
- Tepelná roztažnost ve vysokých otáčkách
- Nutnost intenzivního mazání

## **3.2 PASTOREK A HŘEBEN**

Ozubený hřeben a pastorek je mimo jiné využíván pro pohony posuvů obráběcích strojů. U dlouhých zdvihů, kde je využití kuličkových šroubů již nevhodné, je jako jejich alternativa využíván ozubený pastorek a hřeben (Obr. 6). Používá se přímé nebo šikmé ozubení. Šikmé ozubení snižuje hluk, vibrace a dochází k plynulému záběru. Při využití této varianty je nutné vymezit vůli mezi pastorkem a hřebenem. Stejně jako u kuličkového šroubu a matice je tento pohon nesamosvorný, což vyžaduje použití brzdy. [2]



Obr. 6) Pastorek a hřeben [17]

Tento typ pohonu využívá 4 základní uspořádání pastorku a hřebene:

- Pohon samostatným pastorkem a hřebenem
- Pohon dvěma pastorky a dvěma hřebeny (gantry)
- Pohon dvěma pastorky a jedním hřebenem (master – slave)
- Kombinace dvou předchozích (gantry master – slave)

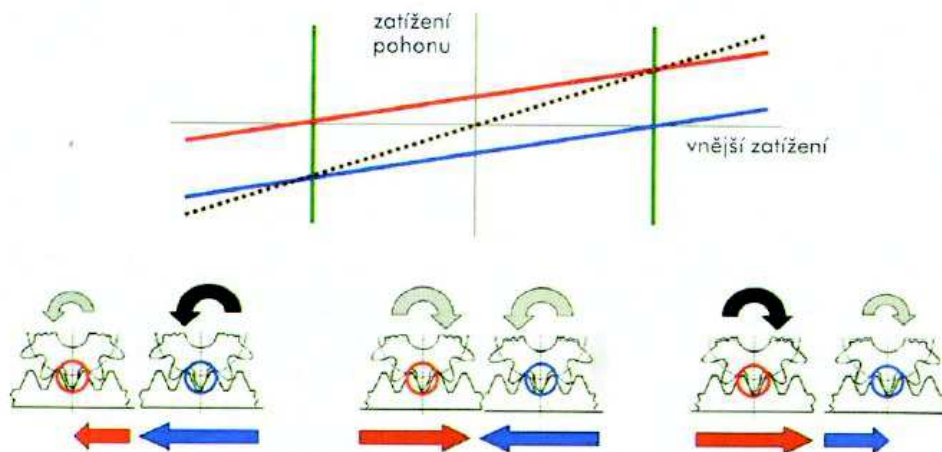
## Vymezení vůle pastorku a hřebenu

Při využití náhonu posuvu jedním motorem můžeme vůli vymezenit mechanicky (pružinou), hydraulicky nebo duplexním pastorkem. U náhonu dvěma motory využíváme elektrické vymezení vůle (master – slave).

### Elektrické vymezení vůle (master – slave)

Elektrické vymezení vůle je založeno na vytvoření vmezovací síly pomocí dvou jednotek (motor, převodovka, pastorek), které jsou inteligentně řízeny. Na obrázku 7 jsou znázorněny tři stavy pohonu Master Slave, které mohou nastat.

Při nulové vnější zátěži vyvíjejí oba motory momenty stejné velikosti, ale opačného znaménka. Při působení kladné vnější zátěžné síly (hnědě označená síla) bude např. levý motor závislý (Slave) a pravý ne (Master). Moment závislého motoru (modrá barva) poroste ze záporné hodnoty, takže předpětí klesá při určité velikosti až na nulu, a pak oba motory působí ve stejném smyslu. Stejný případ nastane, když budou oba motory působit ve stejném smyslu, tedy pokud pomocí řídicího systému zrušíme předpětí, např. při rychloposuvu. [1]



Obr. 7) Posuvová lineární soustava [1]

Porovnání pastorku a hřebenu s kuličkovým šroubem s maticí:

### Výhody použití ozubeného hřebene a pastorku

- Lepší účinnost než kuličkový šroub
- Vhodné pro dlouhé posuvy
- Maximální rychlost posuvu není závislá na délce
- Možnost pohybu několika pastorků po jednom hřebenu

### Nevýhody použití ozubeného hřebene a pastorku

- Nutnost vymezení vůle
- Menší přesnost
- Menší tuhost

### 3.3 LINEÁRNÍ POHON

Lineární motory patří v současné době k nejmodernějším motorům. Jsou to vlastně elektrické motory, které nevykonávají rotační pracovní pohyb, ale pohyb posuvný. Konstrukčně jsou vytvořeny tak, že nemají žádný vložený převod. Pokud potřebují větší posuvovou sílu, tak motory zdvojují. Vyznačují se vysokou přesností polohy a dobrými dynamickými vlastnostmi. Tento typ pohonu je vhodný pro vysokorychlostní obrábění (HSC). Příkladem využití lineárního pohonu jsou vysokorychlostní vlaky Maglev.

Lineární motor funguje stejně jako rotační motor na principu indukce. Stator je označován jako primární díl a rotor jako sekundární díl. Primární část je tvořena stejně jako u klasických strojů feromagnetickým svazkem složeným z elektrotechnických plechů a trojfázového vinutí uloženého v drážkách těchto plechů. Proti primárnímu dílu je umístěna sekundární část tvořená permanentními magnety, které jsou nalepeny na ocelové podložce. Sekundární díl většinou tvoří delší část zařízení (magnetickou dráhu), což umožňuje sestavit dráhu v libovolné délce. Přivedením řídicího proudu do primární části (jezdec) vzniká magnetické pole mezi oběma díly a dochází k pohybu jezdcu. Rychlost pohybu je ovládaná úrovní proudu. Na obrázku 8 je zobrazena lineární osa poháněná lineárním motorem.[18]



Obr. 8) Lineární osa poháněná lineárním motorem od firmy Hiwin [28]

Porovnání lineárního motoru s kuličkovým šroubem a maticí:

#### Výhody použití lineárního motoru

- Neomezená pracovní délka
- Velké rychlosti a zrychlení
- Absence mechanických převodů
- Jednoduché řízení, možnost použití více jezdců na jedné dráze

#### Nevýhody použití lineárního motoru

- Vzniká magnetické pole – problém pro elektroniku a odvod třísek
- Malá posuvová síla
- Zahřívání motoru při nízkých rychlostech
- Cena



### 3.4 VÝROBA KULIČKOVÉHO ŠROUBU

Přesnost, kvalita a také cena výroby kuličkových šroubů je do jisté míry závislá na zvolené výrobní technologii. Pro výrobu profilů kuličkových šroubů se používá technologie válcování, okružování a broušení. Tyto technologie lze vidět na obrázku 9.

#### Válcování

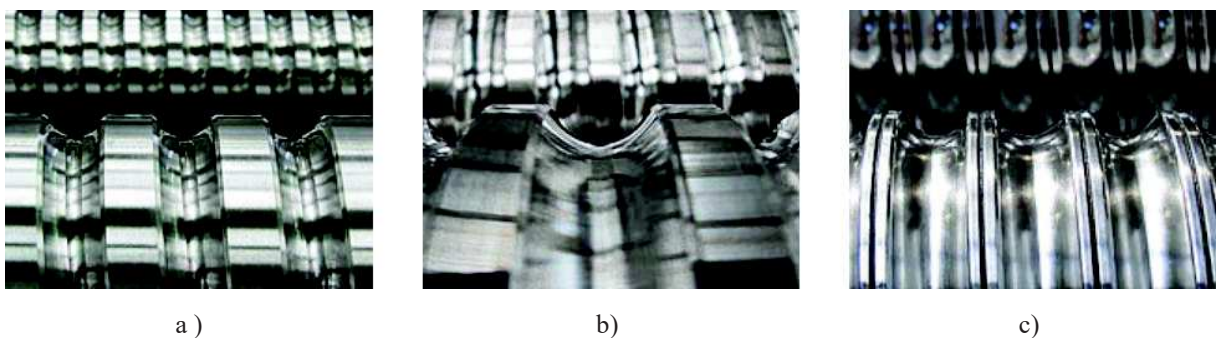
Válcování závitu kuličkových šroubů je tváření povrchu ocelové hřídele rotačními nástroji s profilem závitu s cílem získat polotovár pro další zpracování, jímž je povrchové kalení a leštění povrchu kuličkového šroubu. Použitím této technologie může vznikat v kuličkovém šroubu vnitřní pnutí projevující se obvykle geometrickou nepřesností spojenou s deformacemi vlastní osy hřídele a mírně zvýšenou hlučností při odvalování kuliček v profilu závitu. Válcované kuličkové šrouby jsou nejlevnější a dosahují pouze přesnosti T5 a T7. [10]

#### Okružování

Rotační okružování závitu kuličkových šroubů je obrábění zakaleného povrchu hřídele nástroji s profilem závitu s cílem získat přesný výsledný profil a stoupání závitu kuličkových šroubů. Standardně se zhotovují kuličkové šrouby ve třídě přesnosti IT5, T5 a T7. [10]

#### Broušení

Broušení závitu kuličkových šroubů je tradiční technologie zhotovení závitu do předem obrobeného, zakaleného polotovaru kuličkového šroubu s cílem získat přesný konečný profil a stoupání závitu kuličkového šroubu. Standardně se zhotovují kuličkové šrouby ve třídách přesnosti IT1, IT3 a IT5. Takto zhotovené kuličkové šrouby vykazují vysokou geometrickou přesnost závitu hřídele kuličkového šroubu a samozřejmě je i jejich vysoká životnost. Vzhledem k použité technologii jsou však výrobně nejnáročnější. [10]



Obr. 9) Profily drážek kuličkových šroubů: a) broušený, b) okružovaný, c) válcový profil [22]

Šrouby bývají v závislosti na délce vyráběny v různých třídách přesnosti a v různých délkách závitové části. Každý výrobce udává různé hodnoty.

Firma KSK Precise Motion (dále jen KSK PM) používá pro výrobu hřídelí kuličkových šroubů ocel 42CrMo4, případně oceli CF53 a 14260 (dle normy ČSN). Pro výrobu matic je nejčastěji používána ocel 14209 nebo 14109. [22]

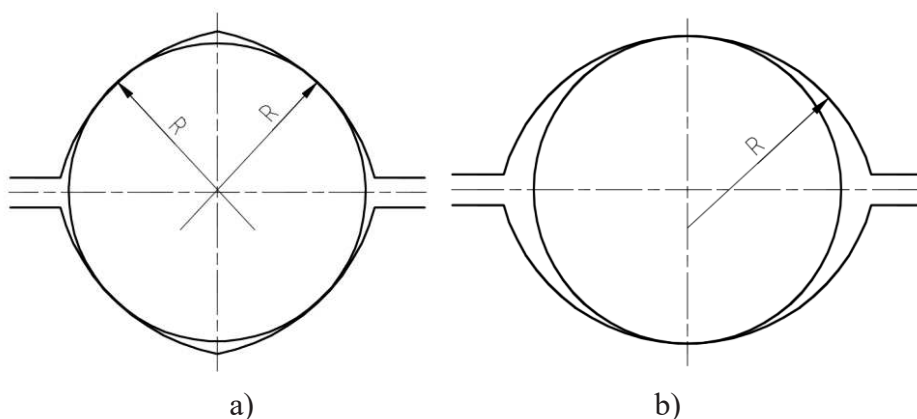
Výrobci kuličkových šroubů a matic používají dvě provedení profilu drážky pro odvalování kuliček.

#### Gotický profil

Toto provedení se používá nejčastěji (obrázek 10a). Mezi jeho výhody patří zejména vysoká přesnost, možnost vymezení vůle a možnost předepnutí. Vzniká zde čtyřbodový styk matice a šroubu. Díky větší stykové ploše dochází k menšímu zatížení a opotřebením kuliček. [1]

#### Kruhový profil

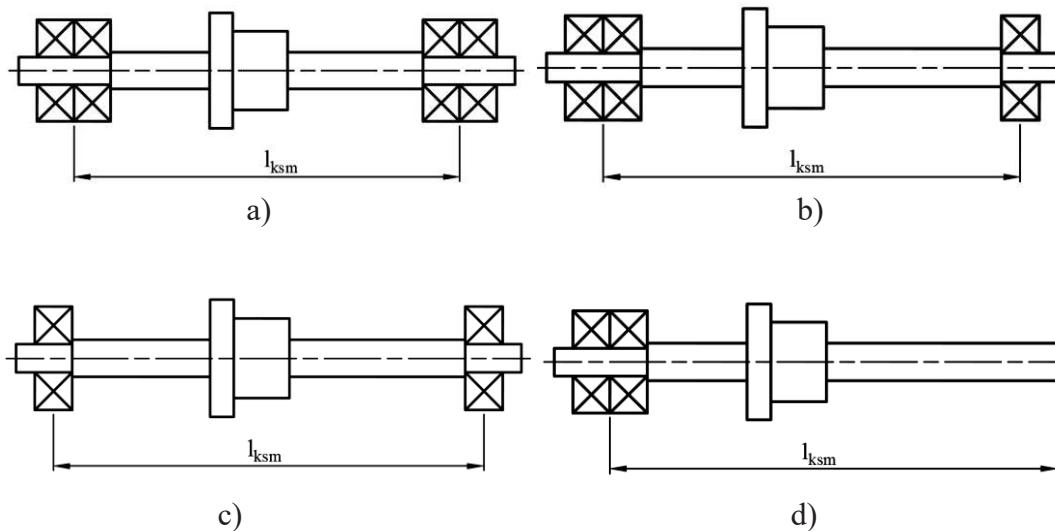
Kruhový profil (obrázek 10b) je výrobně jednodušší, levnější, ale má horší účinnost. Dochází zde k většímu zatížení a opotřebením kuliček než u gotického profilu vlivem dvoubodového styku matice a šroubu. [1]



Obr. 10) Profil drážky kuličkového šroubu: a) gotický, b) kruhový

### **3.5 ULOŽENÍ KULIČKOVÉHO ŠROUBU**

Důležitým parametrem pohybového mechanismu pomocí šroubu a matice je jeho statická tuhost, kterou ovlivňuje způsob axiálního uložení. Uložení šroubu může být pevné, volné nebo letmé. Jednotlivé typy uložení můžeme vidět na obrázku 11. Při jednostranném axiálním (pevném) uložení dochází během zdvihu k poklesu tuhosti. Při oboustranném axiálním uložení a předepnutí je výsledný průběh statické tuhosti podstatně příznivější. U tohoto provedení je však nutné uvážit vliv dilatací a oteplování šroubu během provozu, které by mohly být příčinou zadření. [1]



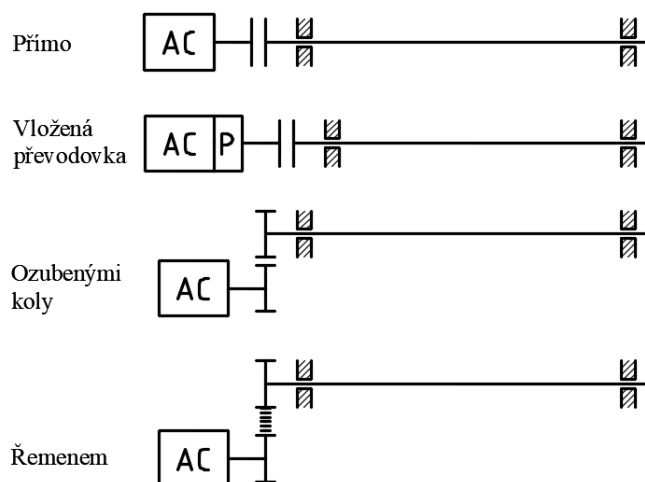
Obr. 11) Způsoby uložení kul. šroubu: a) pevné – pevné, b) pevné – volné, c) volné – volné, d) pevné - letmé

### 3.6 MOŽNOSTI POHONU KŠM

Pohon lineární osy pomocí soustavy KŠM lze vykonat dvěma způsoby. Pohonom šroubu nebo poháněnou maticí.

#### 3.6.1 Poháněný šroub

Kuličkový šroub může být se servomotorem spojen přímo nebo prostřednictvím převodu. Převod se vkládá z důvodu redukce otáček a zvýšení točivého momentu. Nejčastěji jsou používány čtyři základní spojení motoru a kuličkového šroubu. Přímé spojení bez jakéhokoliv vloženého převodu. Další variantou je spojení pomocí vložené převodovky. Lze využít také pohon přes ozubená kola či ozubený řemen, který dokáže zajistit bezvůlový převod. Výhodou řemene je jeho použití na delší vzdálenosti. Nevýhodou je, že může dojít k přetržení řemene. Jednotlivé možnosti spojení šroubu a motoru jsou na obrázku 12.



Obr. 12) Způsoby spojení motoru a kuličkového šroubu

### 3.6.2 Poháněná matice

Pohon KŠM pomocí poháněné matice (obrázek 13) je realizován ozubeným převodem nebo pomocí ozubeného řemene. Poháněná matice se používá u šroubů větších průměrů i délek.



Obr. 13) Poháněná matice [16]

## 3.7 MOTORY LINEÁRNÍ OSY

Motory obráběcích strojů se nejčastěji používají ty elektrické. Podle druhu přeměňované elektrické energie je dělíme na stejnosměrné (DC) a střídavé (AC). Podle principu činnosti na synchronní a asynchronní.

Pro pohon lineárních os se nejčastěji využívá servomotorů, případně lze využít i lineární motory.

### 3.7.1 Servomotory

Servomotor je motor, který umožňuje řídit přesnou polohu natočení hřídele motoru, moment nebo rychlost. Může být synchronní i asynchronní. Nejpoužívanějším servomotorem pro pohon posuvů lineárních os obráběcích strojů je synchronní servomotor s permanentními magnety. Příklad motoru je na obrázku 14.

Tento typ servomotoru se skládá ze synchronního motoru s permanentními magnety na rotoru a třífázového vinutí ve statoru. Rotor se otáčí synchronně s točivým polem statoru. Tento motor je doplněn o zpětnou vazbu, enkodér sloužící k zajištění polohy hřídele, další snímače a řídicí systém.

Výhodou tohoto pohonu je vysoký točivý moment, vysoká přesnost, velký rozsah výkonů. Oproti krokovým motorům jsou servomotory vhodné pro dynamicky náročné úlohy, protože je lze přetěžovat. Nevýhodou je jejich složitost, možnost přehřátí při přetížení a vyšší cena. [43]



Obr. 14) Synchronní servomotor Siemens 1FT7 [42]

### 3.8 MATICE KULIČKOVÉHO ŠROUBU

Matice kuličkového šroubu slouží k přenášení axiální síly a zprostředkovává recirkulaci kuliček. Skládá se z vnitřní drážky závitů a vratného systému. Konstrukční provedení matice se liší podle použitého vratného systému, a zdali je poháněná nebo nikoli.

Vyomezování vůlí a vyvození předpětí výrazně zvýší tuhost kuličkového šroubu a matice. Na druhou stranu zvyšováním předpětí klesá účinnost, zvyšuje se opotřebení a oteplování. Proto jsou optimální hodnoty předpětí doporučovány výrobcem.

#### 3.8.1 Způsoby předepnutí kuličkového šroubu

V této podkapitole jsou popsány možnosti předepnutí kuličkových šroubů dle firmy KSK PM.

##### Předepnutí pomocí distančního kroužku (obr. 15a)

Pomocí nabroušeného distančního kroužku se určí vzájemné posunutí matic vůči sobě. Tento způsob se používá pro delší matice s výbornou tuhostí.

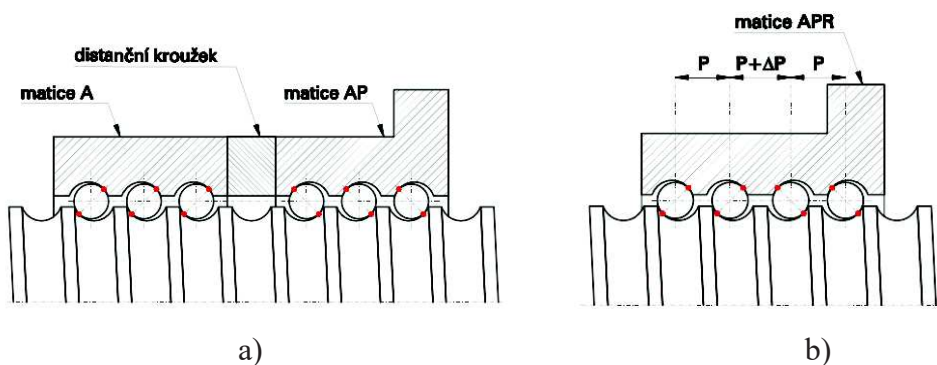
##### Předepnutí pomocí diference (obr. 15b)

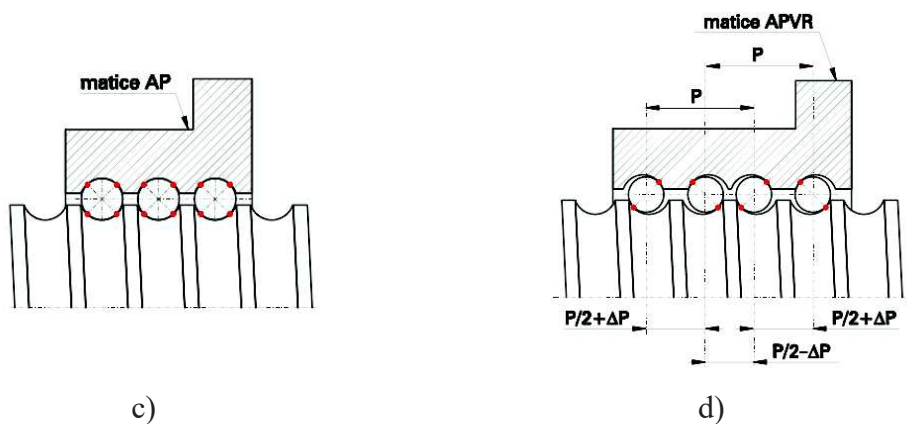
Předepnutí je provedeno pomocí nabroušení rozdílného stoupání. Použití pro střední délky matic s dobrou tuhostí.

U vícechodých závitů se dosáhne předepnutí pomocí diference mezi jednotlivými chody závitů (obr. 15c).

##### Předepnutí pomocí výběru kuliček (obr. 15d)

Předpětí je dáno výběrem kuliček. Výhoda této varianty je, že dochází k čtyřbodovému kontaktu kuliček. Užívá se pro krátké matice s menší tuhostí. [1, 22]





Obr. 15) Způsoby předepnutí matic [22]

### 3.8.2 Způsoby převádění kuliček

Odvalování a převádění kuliček může být řešeno následujícími způsoby.

Interní vratný systém (obr. 16a)

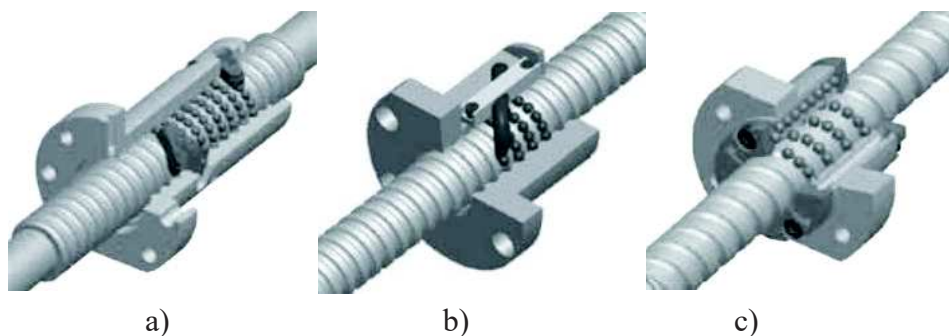
Skládá se z určitého počtu vratných elementů (převáděcích lůžek), který odpovídá počtu pracovních závitů matice. Kuličky obíhají vždy pouze v jednom pracovním závitě, na jehož konci jsou pomocí vratného elementu vráceny zpět na jeho začátek. Každý pracovní závit má své kuličky a svůj vratný element.

Externí vratný systém (obr. 16b).

Kuličky probíhající v kuličkové dráze mezi hřídelem a maticí jsou na jejím konci vyvedeny do převáděcí trubičky, která je převede opět na začátek dráhy. Všechny kuličky tedy cirkulují v jednom uzavřeném okruhu.

Vratný systém s čelními vratnými elementy (obr. 16c).

Princip převodu kuliček čelními vratnými elementy v principu odpovídá externímu převodu kuliček s tím rozdílem, že kuličky nejsou převáděny vně matice, ale axiálním vratným kanálkem v tělese matice. Kulička tedy proběhne celou kuličkovou dráhu v matici, na jejímž konci je vyzvednuta čelním vratným tělesem a nasměrována do vratného kanálku, který ji přivede opět na začátek dráhy. Tento systém umožňuje docílit vysoké únosnosti při krátké délce matice. [21]

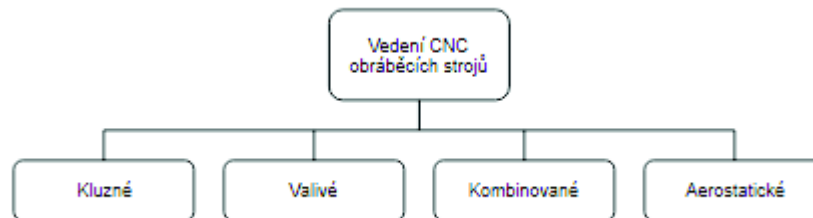


Obr. 16) převádění kuliček [21]



### 3.9 VEDENÍ CNC OBRÁBĚCÍCH STROJŮ

Vedení je systém vodicích ploch obráběcího stroje, na kterých dochází ke styku pohyblivé a nepohyblivé části stroje. Tato soustava musí zabezpečit přenesení zatížení z jednoho dílu na druhý a zabezpečit polohu nebo určitý relativní pohyb mezi pevnou a pohyblivou částí stroje po geometricky přesných drahách. Rozdělení lineárních vedení je na obrázku 17.



Obr. 17) Rozdělení lineárních vedení

Požadavky na vodicí plochy obráběcích strojů: [2]

- vedení má vykazovat vysokou statickou a dynamickou tuhost
- vedení musí být vyrobeno s takovou přesností, aby odchylky dráhy pohybu od ideálního tvaru dráhy byly v přijatelných mezích, daných požadovanou přesností práce stroje (minimální možnost vůlí, malé pasivní odpory)
- přesnost vedení dosažená při výrobě má být co možná nejdéle zachována. Proto musí být vedení odolné proti opotřebení (volba vhodného materiálu, případně následné jeho tepelné zpracování)
- možnost vymezení vůle vzniklé opotřebením za provozu
- výborná jakost povrchu
- ochrana proti vnikání prachu
- mazání, aby ztráty pohybu a opotřebení byly co nejmenší
- jednoduchý tvar se zřetelem na snadnou výrobu

#### 3.9.1 Kluzné vedení

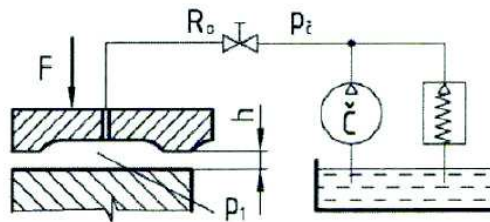
Kluzná vedení se využívají ve dvou variantách podle třecích poměrů. Hydrostatické a hydrodynamické. Vodicí plochy pro oba druhy mohou být válcové, prizmatické, ploché nebo rybinovité.

##### Hydrostatické vedení

Při použití hydrostatického vedení nedochází ke kontaktu vodicích ploch, protože je mezi ně přivedena tenká vrstva oleje. Dochází k tzv. kapalinnému tření. Olejová vrstva je vytvářena po dobu chodu stroje nezávisle na pohybu vodicích ploch. Vedení s tímto typem tření se vyznačuje velmi malým součinitelem tření (0,000005) a prakticky žádným opotřebením. Skládá se z minimálně 3 ložiskových kapes umístěných na jednom vedení. Druhé vedení je hladké. Mezi další vlastnosti patří vysoká tuhost vedení, vysoká tlumící schopnost ve směru

kolmém na vodící plochy nebo stálá přesnost pohybu. Nevýhodou je nutnost stálé filtrace oleje a potřeba velmi tuhých částí vedení. Hydrostatické vedení se dělí na otevřené, uzavřené a servostatické. [1]

Jako příklad je na obrázku 18 uvedeno hydrostatické vedení otevřené. Je vhodné pro rovnoměrně zatížené části. Princip spočívá v redukci tlaku oleje přiváděného na vodící plochy závislého na zatížení.



Obr. 18) Hydrostatické vedení otevřené [1]

### Hydrodynamické vedení

Princip hydrodynamického vedení je takový, že mazací olej přiváděný mezi vodící plochy vytváří mazací vrstvu jen při pohybu. Nežádoucím jevem zejména tohoto typu kluzného vedení je nerovnoměrný trhavý pohyb a necitlivost (znemožnění nastavení nástroje vůči obrobku).

Důležitým faktorem z hlediska dosažené přesnosti i koeficientu tření je volba materiálu vodících ploch. Odolnost vodících ploch proti opotřebení závisí na chemickém složení, vlastnostech materiálu vedení i sdržených ploch a na drsnosti povrchu kluzných ploch. Mezi používané materiály patří šedá litina, kalená šedá litina, kalená ocel a umělé plochy. Při volbě materiálu se volí kombinace dvou materiálů s tím, že důležitější a delší plocha je tvrdší. Zlepšení koeficientu tření docílíme i škrabáním vodících ploch. [1]

### **3.9.2 Valivé vedení**

V současné době se jedná o nejpoužívanější typ vedení. Přenos síly probíhá pomocí valivých elementů, které jsou kulička, váleček nebo jehla. Předností valivého vedení je minimální opotřebení a tím dlouhá životnost, vysoká přesnost polohování i při malých rychlostech nebo malý součinitel tření. Nepatrný rozdíl mezi součinitelem tření za klidu a za pohybu má velký vliv na plynulost pohybu. Mezi nevýhody patří větší rozměry než u kluzných vedení, menší schopnost útlumu chvění a vyšší pořizovací náklady.

Valivá vedení se dělí na vedení s omezenou nebo neomezenou délkou.

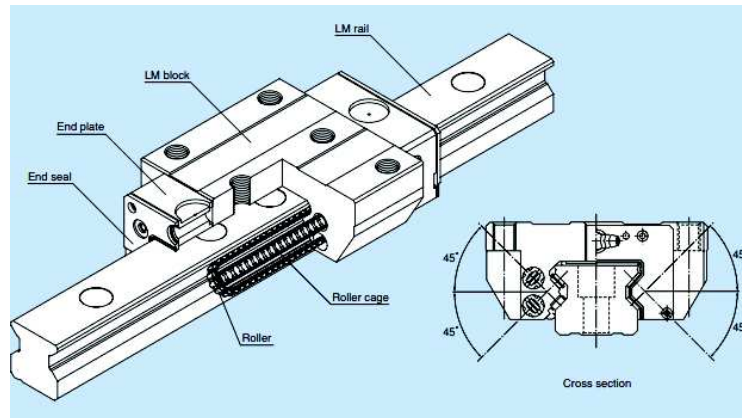
#### Valivá vedení s omezenou délkou

Valivá vedení s omezenou délkou mohou být konstruovány jako otevřené nebo uzavřené. Otevřené zachycují většinou pouze axiální síly. Uzavřené vedení je vždy předepnuté a má omezenou schopnost přenášet libovolné zatížení. Zdvih stolu je omezen, protože klec s valivými ložisky vykonává zdvih rovný polovině pracovního zdvihu. Použitím kuliček jako valivých elementů má vedení menší únosnost. Používají se zejména pro dobrou tuhost a přesnost. [1]



## Valivá vedení s neomezenou délkou

U tohoto typu vedení se posuvový stůl může pohybovat po celé délce lože. Základním prvkem umožňujícím velkou délku zdvihu jsou valivé bloky. Válečky vedené klecí obíhají po dráze vytvořené v tělese hnízda, které je připevněno šrouby na posuvnou část. [1]



Obr. 19) Valivé vedení s neomezenou délkou [26]

## 3.10 ODMĚŘOVÁNÍ

Lineární odměřování polohy patří mezi nejdůležitější části stroje, protože se podílí na výsledné kvalitě a přesnosti obráběcího stroje i přesnosti obrobku. Nejdůležitější parametry při výběru snímače odměřovacího systému jsou přesnost odměřování a rozlišení. Dále bychom se měli zaměřit na velikost snímače a jeho cenu.

Lineární odměřování polohy můžeme rozdělit podle druhu odměřovacího signálu, způsobu měření a podle druhu získané informace.

### 3.10.1 Rozdělení odměřování dle druhu získané informace

#### Inkrementální odměřování

Řídicí systém dostává informaci ve formě impulzů, které počítá od pevně stanovené (referenční) polohy. Po zapnutí stroje musí stroj najet ve všech osách do referenčních bodů a inicializovat souřadný systém. Poté je stroj připraven k práci.

#### Absolutní odměřování

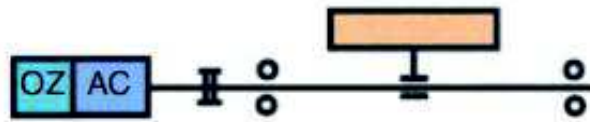
Po zapnutí stroje dostává řídicí systém informaci o aktuální poloze os stroje vzhledem k souřadnému systému. Výhodou tohoto odměřování je kratší čas přípravy stroje k obrábění a menší citlivost na vnější rušivé vlivy.

### 3.10.2 Rozdělení odměřování dle způsobu měření

#### Nepřímé

U nepřímého odměřování se neodměřuje přímo poloha pohybující se části obráběcího stroje, ale pouze poloha pohybového mechanismu, např. úhel natočení kuličkového šroubu.

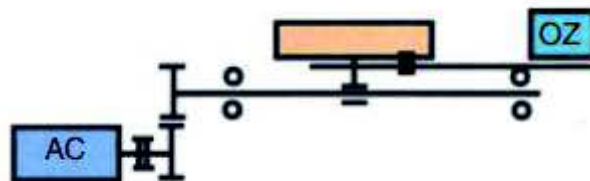
Konstrukční řešení této varianty je jednoduché i levné, protože odměřovací zařízení je často umístěno přímo do pohonu osy (obrázek 20). Nevýhodou je, že přesnost dosažené polohy je ovlivněna zejména teplotními dilatacemi pohybových mechanismů a nepřesností vložených převodů. [14]



Obr. 20) Nepřímé odměřování: odměřovací zařízení součástí motoru [1]

### Přímé

Odměřování polohy je provedeno pomocí pravítka a snímače, které jsou umístěny přímo na pohybujících se částech stroje. Jejich umístění musí být co nejbližší k pohybujícímu se nástroji, aby se minimalizovala nepřesnost vlivem teplotní dilatace konstrukce. Přímé odměřování (obrázek 21) slouží k zvýšení přesnosti a eliminaci nedostatků nepřímého odměřování. Využívá se u přesnějších strojů. [1]

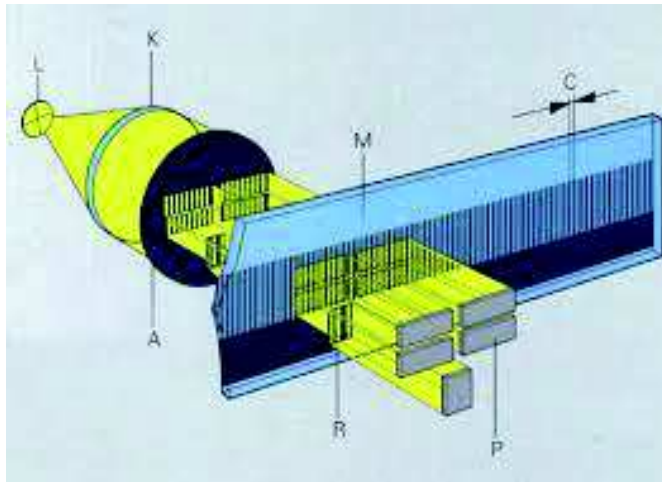


Obr. 21) Přímé odměřování [1]

### **3.10.3 Rozdělení odměřování dle druhu signálu**

#### Fotoelektrické

Tyto snímače fungují na principu fotoelektrického snímání jemných rastrů umístěných na pravítku, které obvykle bývá skleněné nebo kovové. Mřížka (rastr) se skládá z rysek a mezer o stejné šířce na stejné stopě. Rysky světlo nepropouští, naopak mezery ano. Na souběžné stopě jsou umístěny referenční značky. Zdroj světla je vysíláný snímací hlavou vybavenou snímací maskou obsahující snímací mřížku. Paprsek prochází pravítkem s mřížkou a dopadá na fotočlánky. Pohybem snímací hlavy vůči měřítku se střídavě překrývají mezery a rysky. Fotočlánky zaznamenají změny světla a tmy a tím vytvářejí elektrické signály, které jsou následně převáděny do digitální podoby. Současně je možné využít referenční signál. Fotoelektrický princip měření je znázorněn na obrázku 22. [1]



Obr. 22) Fotoelektrický princip měření se skleněným měřítkem od firmy Heidenhain [1]

### Laserové

Laserové snímání polohy se vyznačuje vysokou přesností, rozlišením i možností měřit dlouhé vzdálenosti. Laserový paprsek je ale náchylný na nečistoty, proto musí být zajištěno krytování prostoru mezi laserem a odrazěčem.

Dalšími typy odměřování dle druhu odměřovacího signálu jsou indukční a magnetické odměřování.

## 3.11 KRYTOVÁNÍ

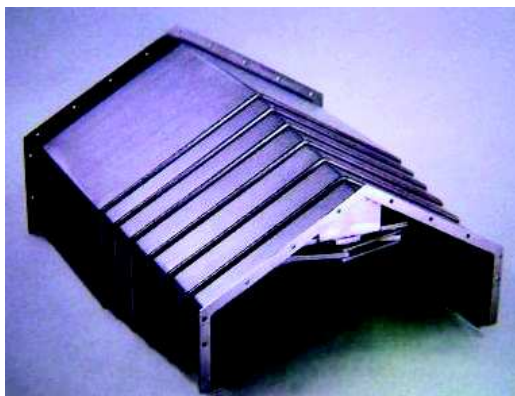
Krytování obráběcího stroje se používá k zamezení vnikání nečistot, třísek nebo řezné kapaliny do pohybových mechanismů obráběcího stroje. Krytování ovlivňuje přesnost stroje, životnost vodících ploch i dynamiku os. Z tohoto důvodu je důležitá malá hmotnost krytů a malé pasivní odpory. Mezi další požadavky patří tichý chod, vysoká spolehlivost a dlouhá životnost. Důležité je i využití krytů z hlediska bezpečnosti, kdy zabráňují přístupu obsluhy stroje k nebezpečným pohyblivým částem stroje.

Mezi kryty funkčních částí stroje v pracovním prostoru, tzv. vnitřní kryty, patří například teleskopické kryty, krycí měchy, spirálové kryty, svinovací rolety nebo článkové zástěny.

### Teleskopické kryty

Nejběžnějším typem krytování je teleskopický kryt. Skládá se z několika do sebe zasunutých dílů vyrobených z ocelových nebo nerezových plechů tloušťky 1 mm až 3 mm. Pro vyšší posuvové rychlosti (do  $150 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ ) jsou opatřeny rozvíracím mechanismem (nejčastěji nůžkovým) pro vázaný pohyb jednotlivých dílů. U nižších posuvových rychlostí (do  $50 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ ) a menších hmotnosti se u teleskopických krytů vystačí pouze s tlumiči nárazů. Okraje jednotlivých dílů teleskopického krytu jsou po obvodě opatřeny stíracími lištami vyrobenými z polyuretanu, které brání vniknutí řezné kapaliny a nečistot do krytového

prostoru obráběcího stroje. Tvary teleskopických krytů závisí na tvarech krytované plochy stroje. Teleskopický kryt je zobrazen na obrázku 23. [6]



Obr. 23) Teleskopický kryt [6]

### Krycí měchy

Krycí měch je tvořen vodícími profily spojenými skládanou tkaninou, která umožňuje rozpínání a smršťování krytu. Na profilech mohou být upevněny plechové lamely, které zvyšují odolnost krytování proti třískám. Plynulé roztahování je zajištěno nůžkovým mechanismem, jenž vede každý n-násobný ocelový profil. Ostatní profily mohou být pro snížení hmotnosti plastové. Díky nízké hmotnosti se tento typ krytování využívá u pohyblivých částí stroje s vysokými posuvovými rychlostmi a zrychlením. Pro krytování kuličkových šroubů se využívají uzavřené kruhové nebo úhelníkové skládané měchy. [7]

### Spirálové kryty

Spirálový kryt se používá pro ochranu pohybových šroubů a jiných válcových částí obráběcího stroje. Poskytuje kvalitní trvalou ochranu vůči řezné kapalině a třískám. Má také vysokou odolnost proti tepelnému zatížení. Vyrábí se navíjením pásů z pružinové oceli. Okraje pásů jsou zaobleny pro snadné posouvání. Spirálový kryt jako ochrana kuličkového šroubu na obr. 24 [6]



Obr. 24) Krytování kuličkového šroubu [9]

### Rolety a zástěny

Rolety jsou složeny z pásu, který je navinut na válec. Volný konec pásu je připevněn k pohyblivé části stroje a pás je tak odvíjen podle toho, s jakým zdvihem pojíždí pohyblivá část stroje. Zpětné navinutí pásu je zajištěno pomocí pružiny. Pás může být vyroben z vícevrstvé syntetické tkaniny, nebo pružného nerezového plechu.

Článekové zástěny jsou řešené podobně jako rolety. Ocelové nebo mosazné lišty jsou připevněny na pás z tkaniny. Výhodou tohoto řešení je vyšší mechanická odolnost. [8]

### 3.12 MAZÁNÍ

Pro zajištění funkčnosti a životnosti lineární posuvové soustavy musí být její jednotlivé části dostatečně zásobovány mazivy. Maziva zmenšují opotřebení, zabraňují korozi a chrání před nečistotami. Volba maziva závisí na provozní teplotě, podmínkách a prostředí, kde je stroj provozován. Pro mazání kuličkových šroubů a matic se používá olej nebo tuk.

#### Mazání olejem

Oleje určené pro mazání zajišťují rovnoměrnější rozložení maziva než při mazání tukem, lépe odvádí teplo a snadno dosáhnou kontaktních míst. Vlivem gravitace může docházet ke shromažďování oleje ve spodní části systému, což může vést k rychlejšímu znečištění nebo k snadnějšímu vytékání než v případě tuků. Tento typ mazání se často využívá pro mazání zařízení vybavených mazací jednotkou.

Mazání olejem lze rozdělit na mazání s nuceným oběhem, ztrátové a environmentální.

#### Mazání tukem

Mazací tuky mají pevnou konzistenci, díky které zůstávají na určeném mazacím místě, působí trvale a umožňují dlouhé mazací intervaly. V některých případech je vhodnější využít mazání tekutými tuky, protože mají měkkou strukturu a lépe se rozvedou v zařízení. Tento typ mazání se často využívá v centrálních mazacích zařízeních.



## 4 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU PORTÁLOVÝCH OBRÁBĚCÍCH STROJŮ

Tato kapitola je zaměřena na analýzu trhu portálových obráběcích strojů typu spodní gantry. Po prožití českého i zahraničního trhu jsem získal nespočet portálových obráběcích center, ale pouze 3 výrobci splňovali moje podmínky. Portálový stroj typu spodní gantry s pohonem osy X pomocí kuličkového šroubu vyrábí pouze firma Zimmermann, Axa a Johnford. Ostatní výrobci se zaměřují na další typy portálových center nebo využívají k pohonu osy X pastorek a hřeben. V následujících kapitolách je přehled jednotlivých strojů a jejich specifikace.

### 4.1 Firma ZIMMERMANN

Firma Zimmermann je německá společnost založená v roce 1933. Produkty společnosti jsou portálové stroje pro letecký a energetický průmysl, výrobu modelů a lisovacích nástrojů. Dále se zabývá vývojem a výrobou vlastních frézovacích hlav pro obrábění různých materiálů.

#### 4.1.1 Portálové obráběcí centrum FZ30

Portálová frézka FZ30 (viz. obrázek 25) je vhodná pro obrábění obrobků všech druhů materiálů. Využívá se pro dokončovací operace, hrubování oceli i litiny, obrábění lehkých kovů a plastů.

Pohon všech os je zajištěn pomocí kuličkových šroubů. Stroj může mít délku osy X v rozmezí 3 až 6 metrů. Zesílený portál zaručuje stabilitu pro vysokou přesnost a rychlé obrábění. Pracovní stůl je ukotven k základu, což taky zvyšuje přesnost obrábění. Měřicí systém Heidenhain zajišťuje přímé odměřování. Samozřejmostí je krytování ze čtyř stran stroje nebo kompletní zakrytování. Parametry portálového obráběcího centra FZ30 jsou v tabulce 1. [29]



Obr. 25) Portálové obráběcí centrum FZ30 [29]

Tab 1) Technická specifikace stroje FZ30 [29]

Specifikace	Hodnota	Jednotka
Pojezd v ose X	3000-6000	[mm]
Pojezd v ose Y	2360-3360	[mm]
Pojezd v ose Z	1000-1500	[mm]
Upínací plocha stolu (dxš)	(5000-8000) x (2000-3000)	[mm]
Maximální zatížení stolu	3000	[kg/m <sup>2</sup> ]
Vzdálenost čela vřetene od plochy stolu	286	[mm]
Rychlost posuvů v osách X, Y, Z	do 20000	[mm/min]
Přesnost polohování (VDI/DGQ 3441)	0,050 (x), 0,030 (y, z)	[mm]
Opakovaná přesnost polohování (VDI/DGQ 3441)	0,020 (x), 0,015 (y, z)	[mm]
Otáčky vřetene	max. 25000	[min <sup>-1</sup> ]
Maximální krouticí moment vřetene	48	[Nm]
Výkon pohonu vřetene	40	[kW]
rozměry stroje (š x v x d)	max (4705x5400x10011)	[mm]
Hmotnost stroje	30000	[kg]

## 4.2 FIRMA AXA

Společnost AXA sídlící v německém Schöppingeru, založená v roce 1965 je jedním z nejúspěšnějších středních podniků ve svém oboru. Zabývá se výrobou obráběcích center s pojízdným stojanem, portálových obráběcích center, jejich komponent, ale i výrobou leteckých dílců.

### 4.2.1 Portálové obráběcí centrum PFZ40

Portálové obráběcí centrum PFZ (viz. obrázek 26) je specialistou pro zvláště velké a masivní obrobky. Délka osy X může být v rozmezí od 2 do 10 metrů. Pohon všech os je zajištěn pomocí kuličkových šroubů. Odměrování je přímé.

Stroj provádí s velkým výkonem a přitom vysoce přesně své úkoly a vyniká přitom vynikající spolehlivostí a hospodárností. Se svou tuhou konstrukcí je PFZ velmi robustní a schopný zachycovat řezné síly. Vedení stroje má vysokou tuhost a výborné tlumící vlastnosti. Parametry portálového obráběcího centra PFZ40 jsou v tabulce 2. [30]





Obr. 26) Portálové obráběcí centrum PFZ40 [30]

Tab 2) Technická specifikace stroje PFZ40 [30]

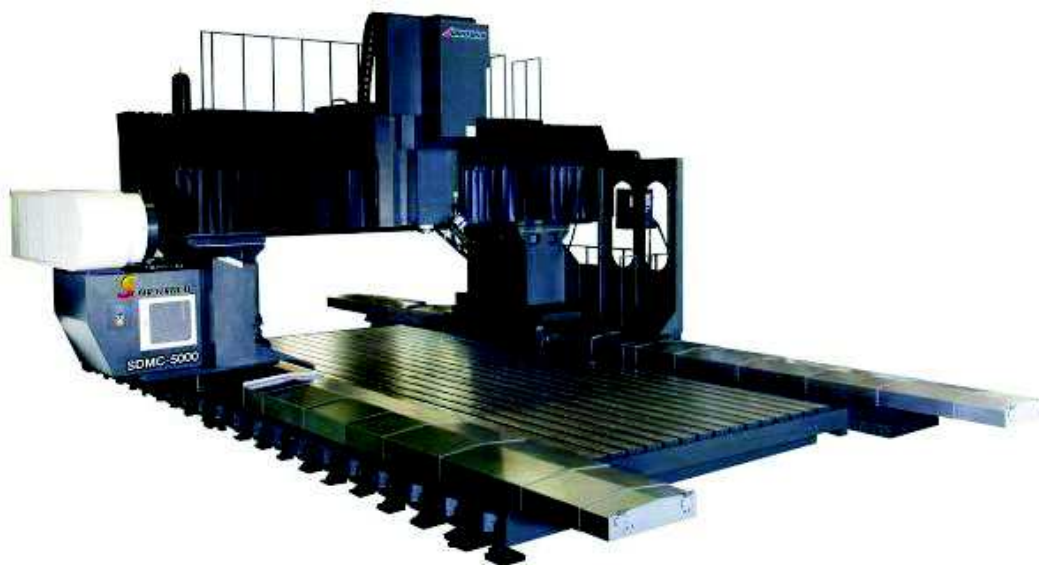
Specifikace	Hodnota	Jednotka
Pojezd v ose X	2000-10000	[mm]
Pojezd v ose Y	1000-3000	[mm]
Pojezd v ose Z	650-1200	[mm]
Upínací plocha stolu	délka osy X x (1200-3000)	[mm]
Maximální zatížení stolu	1000	[kg/m <sup>2</sup> ]
Vzdálenost čela vřetene od plochy stolu	-	[mm]
Rychlost posuvů v osách X, Y, Z	do 20000	[mm/min]
Přesnost polohování	±0,02	[mm]
Opakovaná přesnost polohování	±0,0075	[mm]
Otáčky vřetene	6000	[min <sup>-1</sup> ]
Maximální kroutící moment vřetene	143	[Nm]
Výkon pohonu vřetene	30	[kW]
rozměry stroje (š x v x d)	-	[mm]
Hmotnost stroje	-	[kg]

### 4.3 FIRMA JOHNFORD

Roundtop Machinery Industries, častěji známá také pod názvem Johnford, je firma založená v roce 1984 na Taiwanu. Nabízí širokou škálu obráběcích strojů pro různá odvětví. V dnešní době je jedním z předních výrobců obráběcích strojů po celém světě.

### 4.3.1 Portálové obráběcí centrum SDMC-6000

Portálové obráběcí centrum SDMC (obr. 27) je používáno pro zvláště velké a masivní obrobky. Délka osy X u ostatních center řady SDMC může být v rozmezí od 5 do 10 metrů. U takto dlouhých kuličkových šroubů se používá poháněná matice z důvodu eliminování kmitání a vibrací. Pohon osy Y a Z je také zajištěn pomocí kuličkového šroubu. V případě potřeby delší osy X než uvážených 10 metrů (max. 20 m) se používá pohon pomocí pastorku a hřebene. Stůl je konstruován pro takřka neomezené zatížení. Parametry portálového obráběcího centra SDMC-6000 jsou v tabulce 3. [31]



Obr. 27) Portálové obráběcí centrum SDMC-6000 [31]

Tab 3) Technická specifikace stroje SDMC-6000 [31]

Specifikace	Hodnota	Jednotka
Pojezd v ose X	6000	[mm]
Pojezd v ose Y	2800	[mm]
Pojezd v ose Z	1066	[mm]
Upínací plocha stolu	6000x2200	[mm]
Maximální zatížení stolu	30000	[kg/m <sup>2</sup> ]
Vzdálenost čela vřetene od plochy stolu	150-1216	[mm]
Rychlost posuvů v osách X, Y, Z	Do 10000	[mm/min]
Přesnost polohování	-	[mm]
Opakovaná přesnost polohování	-	[mm]
Otáčky vřetene	60-6000	[min <sup>-1</sup> ]
Maximální kroutící moment vřetene	-	[Nm]
Výkon pohonu vřetene	26	[kW]
rozměry stroje (š x v x d)	6000x4265x11200	[mm]
Hmotnost stroje	65000	[kg]

#### 4.4 Ostatní výrobci

V tabulce 4 je přehled dalších možných výrobců portálových obráběcích center typu spodní gantry.

Tab 4) Přehled výrobců

Výrobce	Typ stroje	Délka osy X	Typ pohonu
TOS Kuřim	TOS FRF	4-24 m	Pastorek + hřeben
Strojárna TYC	FSGC	4-50 m	Pastorek + hřeben
Unisign	Uniport 4000	2-20 m	Pastorek + hřeben
Hision	GKU	9-15 m	Pastorek + hřeben
DroopRein	G/GF	8-30 m	Pastorek + hřeben
Pama	GT Series	4-6 m	Pastorek + hřeben

#### 4.5 ZHODNOCENÍ VYBRANÝCH PORTÁLOVÝCH CENTER

Ze získaných informací o portálových obráběcích centrech typu spodní gántry je patrné, že tyto stroje s pohonem osy X pomocí kuličkového šroubu a matice dosahují pojezdu v této ose maximálně 10 metrů. Ne všichni výrobci ale vyrábí takto dlouhé šrouby. Se zvyšující se délkou šroubu stoupá i jeho průměr a šroub se stává technicky i ekonomicky nerentabilní. Jak je patrné z tabulky 4, tyto stroje poháněné pastorkem a hřebem dosahují mnohem větších délek (téměř neomezených). Zhodnocení jednotlivých pohonů je provedeno v následujících kapitolách.



## 5 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU VYRÁBĚNÝCH KULIČKOVÝCH ŠROUBŮ

V této kapitole je uveden přehled vyráběných kuličkových šroubů.

Na trhu lze najít velké množství výrobců. Celková délka hřídele je technologicky omezená a přímo závislá na zvolené přesnosti a parametrech závitu, což je patrné z obrázku 10. Kuličkové šrouby určené k polohování (obráběcí stroje) jsou vyráběny s většími přesnostmi než kuličkové šrouby využívané jako transportní (manipulátory).

Podle normy ISO 3408 jsou kuličkové šrouby vyráběny v třídách přesnosti 0, 1, 3, 5, 7 a 10. Pro kuličkové šrouby určené k polohování se využívají třídy přesnosti 0, 1, 3 a 5. Třída přesnosti definuje maximální možnou úchytku stoupání závitu na vztažné délce 300 mm. V tabulce 5 jsou uvedeny třídy přesnosti používané firmou KSK PM.

Tab 5) Úchytky stoupání kuličkových šroubů [22]

Třída přesnosti	IT1	IT3	IT5	T5	T7
Úchytky stoupání na délce závitu 300mm [mm]	0,006	0,012	0,023	0,023	0,052

Společnost Kammerer a KSK PM vyrábí kuličkové šrouby dosahující standardně délky 15 m. Délková omezení KSK PM jsou na obrázku 28.

Kuličkové šrouby do délky 10 m a maximálního průměru 0,2 m nabízí společnost A. Mannesmann. Hiwin a THK nabízí kuličkové šrouby délek kolem 7 m s průměrem do 0,1 m.

Společnost Barnes Industries je schopná vyrobit kuličkový šroub délky 21 metrů. Jedná se o šroub vytvořený ze dvou dílů spojených speciální technologií.

Je patrné, že lze vyrobit kuličkové šrouby 20 metrů dlouhé, ale otázkou je, zdali není výhodnější použít ozubený pastorek s hřebenem.

Doporučené délky závitu (mm)	Jmenovitý průměr šroubu (mm)														
	třída přesnosti	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125	140	160	200
Broušený zavit	IT1	400	500	1200	1800	2000	4000	4500	5000	5000	5000	5000	4850	4850	4800
	IT3	500	600	1500	3000	3500	4500	5000	8250	8250	8250	8250	6000	6000	6000
	IT5	600	700	1800	3600	4000	5000	7500	12000	13000	15000	15500	6000	6000	6000
Válcovaný zavit	T5	3000	5600	5600	5600	5600	5600	5600	5600	5600	-	-	-	-	-
	T7	3000	5600	5600	5600	5600	5600	5600	5600	5600	-	-	-	-	-

Obr. 28) Tabulka kuličkových šroubů KSK PM [22]

## 6 PARAMETRY OVLIVŇUJÍCÍ DÉLKU KŠM

Obráběcí stroje s dlouhým zdvihem poháněné pomocí kuličkového šroubu a matice jsou omezeny délkou šroubu. KŠM lze posuzovat podle dvou parametrů, které spolu souvisí. Podle délkového poměru a průhybu hřídele.

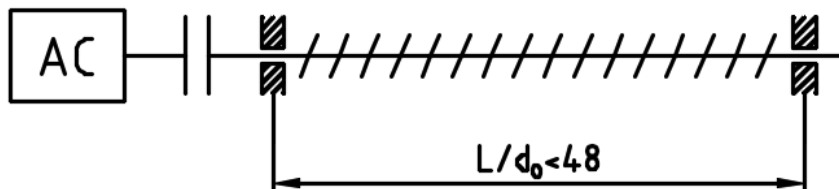
Délkový poměr se skládá z délky a jmenovitého průměru hřídele kuličkového šroubu, viz. vztah (1). Vztah platí pro pevné uložení kuličkového šroubu na obou stranách. Průměry jsou stanovené normou ISO 3408.

$$\frac{L}{d_o} = 48 \quad (1)$$

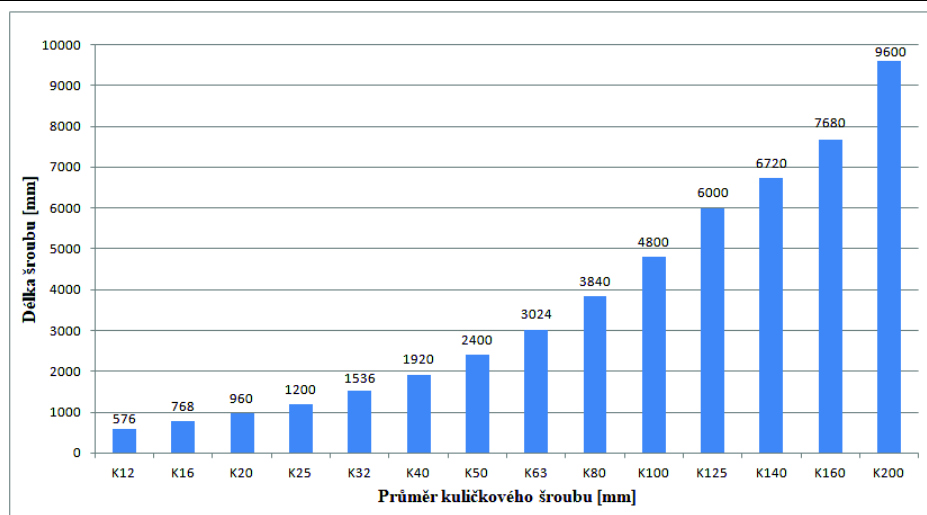
Jak je popsáno v předchozích kapitolách, kuličkové šrouby lze rozdělit podle způsobu náhonu do dvou skupin. Jedná se o poháněný šroub nebo matici.

### 6.1 NÁHON ŠROUBU

Pohon hřídele šroubu (obr. 29) se u obráběcích strojů používá, když je délkový poměr menší než 48. Jednotlivé způsoby náhonu šroubu jsou popsány v kapitole 4.6. Z délkového poměru lze dopočítat maximální délky kuličkových šroubů běžně vyráběných průměrů. Graf na obrázku 30 popisuje závislost vyráběných délek šroubu na průměrech firmou KSK PM.



Obr. 29) Pohon hřídele KŠM

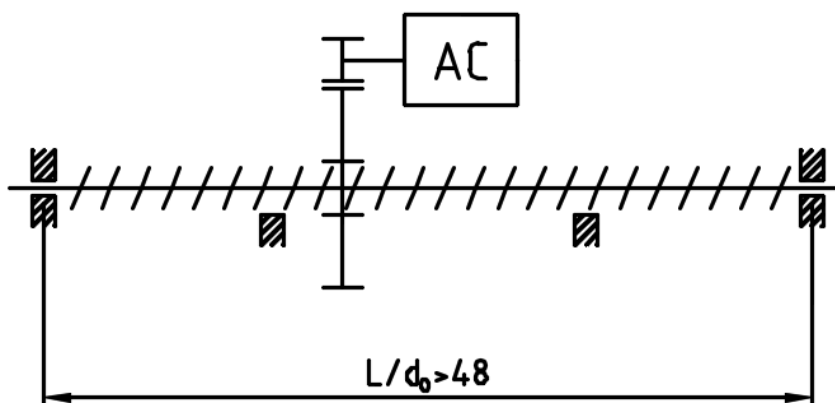


Obr. 30) Graf závislosti vyráběných délek šroubu na průměrech

## 6.2 NÁHON MATICE

V případě překročení délkového poměru vzniká průhyb hřídele šroubu, který může způsobit zhoršení přesnosti KŠM, deformaci matice, snížení životnosti, účinnosti a zvýšení únavového poškození.

Pro pohon dlouhých kulčkových šroubů o velkých průměrech je obtížné pohnět hřídel šroubu, proto se k pohybu soustavy využívá poháněná matice (viz. obr. 31). Způsoby pohonu matice jsou popsány v kapitole 4.6. Současně se s poháněnou maticí používají podpěry hřídele.



Obr. 31) Pohon matice KŠM





## 7 STANOVENÍ VHODNOSTI VYUŽITÍ KŠM

V této kapitole bude provedeno porovnání, kdy je pro pohon osy X portálového obráběcího centra vhodné využít pohon pomocí kuličkového šroubu a matice.

Jak již bylo zmiňováno, pro pohon osy X portálových obráběcích strojů připadají v úvahu 3 možnosti. Pohon pomocí kuličkového šroubu, hřebene s pastorkem a lineárního motoru. Kuličkový šroub je dále dělen na rotující šroub nebo rotující matici. Lineární motory se pro tuto aplikaci téměř nepoužívají, proto zde nebudou rozebírány.

### 7.1 STANOVENÍ PARAMETRŮ POROVNÁNÍ

V této části kapitoly budou zvoleny a popsány jednotlivé parametry potřebné k porovnání jednotlivých typů pohonů.

#### Přesnost

Obecně lze říci, že přesnost kuličkového šroubu i hřebenu s pastorkem klesá se zvyšující se délkou zdvihu. V případě kuličkového šroubu je lepší přesnost dosahována výrobním procesem, v případě hřebenu stačí nakoupit hřebeny s požadovanou přesností.

#### Realizovatelnost a složitost konstrukce

Délkové možnosti jednotlivých variant pohonu jsou popsány v kapitole 5. Konstrukce v případě pastorku a hřebene bude nejjednodušší, naopak pohon poháněnou maticí je konstrukčně nejsložitější (popis v předchozích kapitolách).

#### Pořizovací náklady

Složení komponent pohonu kuličkovým šroubem je popsáno v předchozích kapitolách. V případě využití pohonu pastorkem a hřebenem je pohonná jednotka složena z motoru, převodovky (pokud je vyžadována), spojky, brzdy a již zmiňovaného pastorku a hřebene. Vymezení vůle bývá zajištěno režimem master – slave. Z tohoto důvodu je na každé ose použita dvojice motorů. Hřeben je dodáván v určitých délkách a je spojován za sebe. Odměrování bývá přímé a pomocí lineárního pravítka z důvodu snižující se přesnosti hřebene s jeho délkou.

#### Tuhost

Tuhost kuličkového šroubu a matice je definována jako převrácená hodnota součtu tuhosti matice, hřídele a uložení. V případě pastorku s hřebenem je tuhost převrácená hodnota součtu tuhosti ozubení pastorku a tuhosti lože.

#### Mezní otáčky

Mezní otáčky šroubu jsou dány výrobcem. V případě rotující matice jsou otáčky omezeny otáčkami ložisek v matici a převodem kuliček. Mezní otáčky soustavy hřebene s pastorkem

jsou omezeny otáčkami hřídele pastorku, případně převodovkou. Obecně platí, že pastorek může dosahovat vysokých rychlostí.

### Setrvačné hmoty

Při realizaci pohonu rotačním šroubem má největší setrvačnost právě šroub. Ta roste při zvyšování jeho průměru i délky. V případě rotující matice vznikají setrvačné momenty právě od matice. Další zdrojem setrvačnosti mohou být ozubená kola nebo převodovka.

V případě pohonu hřebenem a pastorkem je setrvačnost zanedbatelná z důvodu velmi malých pastorků. Jediným zdrojem setrvačnosti může být hřídel motoru, případně převodovka.

### Teplota

Nežádoucí reakcí stroje nebo částí stroje na změnu teplot je teplotní deformace. Vnitřní zdroj tepla je motor nebo pohybující se hmoty. Vnější zdroj tepla může být okolí (např. sluneční záření nebo teplo od okolních strojů). [13]

Zahřívání šroubů se zvyšuje s jeho rozměry. Odvod tepla je vykonáván do okolí šroubu. Z toho vyplývá, že se lépe chladí rotační šroub než šroub pevně uložený. Teplotní deformace hřebenů je výrazně menší z důvodu odvodu tepla do lože stroje.

## **7.2 VYHODNOCENÍ MOŽNOSTÍ POHONU OSY X**

### **7.2.1 METODA VYHODNOCENÍ**

Pro řešení vyhodnocení možností pohonu byla zvolena metodika vícekritériální analýzy. Existuje několik analýz. Pro tento případ byla vybrána Saatyho metoda párového porovnání. Metoda je založena na zvolení kritérií a jejich hodnocení, nastavení vah těchto kritérií a následného posouzení variant podle vybraných kritérií. Vyhodnocení je přiloženo v příloze v programu Microsoft Excel.

### **Princip tvorby matice:**

Vytvoří se čtvercová matice S. Prvky na diagonále mají hodnotu 1. V řádcích a sloupcích jsou zapsány směry preference dvojic kritérií spolu s velikostí preference, která je vyjádřena určitým počtem bodů ze zvolené bodové stupnice. Doporučuje se využít pro vyjádření velikosti preferencí Saatyho bodovou stupnici opatřenou deskriptory (Tab. 6). [20]

Tab 6) Saatyem doporučená bodová stupnice s deskriptory [20]

Počet bodů	Deskriptor
1	Kritéria jsou stejně významná
3	První kritérium je slabě významnější než druhé
5	První kritérium je dosti významnější než druhé
7	První kritérium je prokazatelně významnější než druhé
9	První kritérium je absolutně významnější než druhé

Prvky matice jsou tvořeny: [20]

$$s_{i,j} = \frac{v_i}{v_j} \quad (2)$$

Inverzní prvky: [20]

$$s_{i,j} = \frac{1}{s_{j,i}} \quad (3)$$

Normalizovaný geometrický průměr:

$$G_i = \left[ \prod_i^n s_i \right]^{\frac{1}{n}} \quad (4)$$

Požadovaná váha kritéria:

$$v_i = \frac{G_i}{\sum_i^n G_i} \quad (5)$$

### **Vyhodnocení metody:**

Po vytvoření Saatyho matice a určení vah jednotlivých kritérií je vytvořena normalizovaná matice vyhodnocení variant. Tato matice obsahuje jednotlivé varianty hodnocené podle kritérií od 0 do 1. Hodnota 1 je nejlepší, 0 nejhorší. Hodnoty normalizované matice jsou dále vynásobeny váhou kritéria. Výsledné hodnocení je součet hodnocení podle kritérií jednotlivých variant.

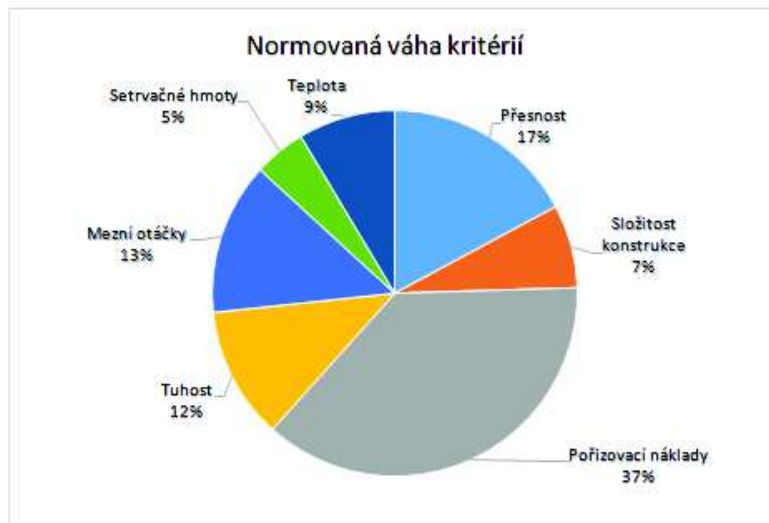
## **7.2.2 VYHODNOCENÍ POHONŮ**

K porovnání byly určeny parametry v tabulce 6.

Tab 6) Porovnávané parametry

Číslo kritéria	Parametr	Popis
1	Přesnost	Přesnost polohování, plynulost chodu
2	Složitost konstrukce	Zde jsou zahrnuty vlivy složitosti technologie výroby
3	Pořizovací náklady	Vliv šroubu/hřebenu, pohonu a dalších dílů
4	Tuhost	Tuhost pohybové soustavy
5	Mezní otáčky	Vliv na rychlost pohybu
6	Setrvačné hmoty	Vliv setrvačných hmot mechanismu na dynamiku pohonu
7	Teplota	Vliv reakcí mechanismů na změny teplot

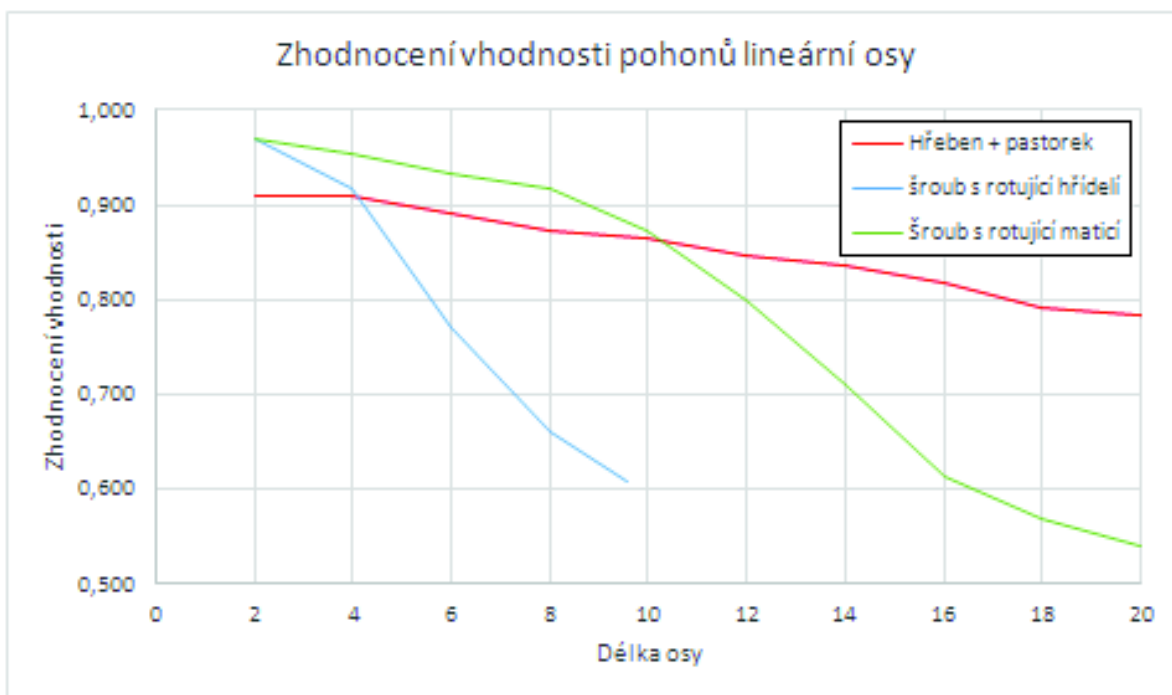
Váha kritérií stanovená na základě Saatyho matice. Normovaná váha kritérií je na obrázku 32.



Obr. 32) Normovaná váha kritérií

Grafické znázornění vhodnosti jednotlivých pohonů je na obrázku 33. Podklady k vyhodnocení jsou v příloze 4.

Délka osy v případě rotující hřídele je omezena dle délkového kritéria na 9,6 metrů. Délka osy rotující hřídele je omezena do 20 metrů. Pro jednotlivé varianty byly voleny délky os po 2 metrech. V případě hřebenu s pastorkem je od 20 metrů volena délka osy po 5 metrech.



Obr. 33) Vyhodnocení vhodnosti pohonů

### 7.2.3 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

Jak je patrné z obrázku 15, kuličkové šrouby s rotující hřídelí je vhodné použít do délek okolo 4 metrů. Pohon kuličkového šroubu s poháněnou maticí je výhodné použít do délky osy 10 metrů. Tato délka je ovlivněna především složitostí výroby kuličkových šroubů v porovnání s cenou pohonů hřebenu s pastorkem.

Vyhodnocení jednotlivých variant pohonů bylo provedeno na základě vědomostí získaných v rešeršní části práce.

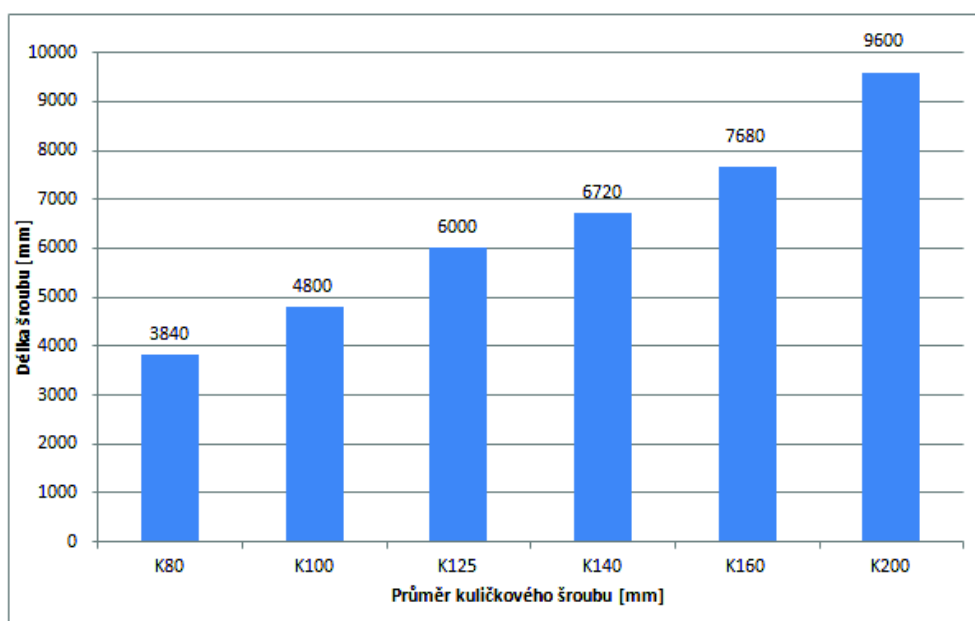


## 8 ŘEŠENÍ POHONU KŠM

Na základě rozboru řešené problematiky bude řešen pohon lineární osy X ve dvou variantách. Varianta 1 bude řešena jako pohon pomocí poháněného šroubu s potřebnou délkou zdvihu 3000 mm. S uvažovanou hmotností přesouvaného portálu 20 000 kg a již zmiňované délky zdvihu je použití kuličkových šroubů menších než průměr 80 mm nevhodné. V grafu na obrázku 34 jsou zobrazeny maximální délky jednotlivých průměrů šroubu pro využití poháněného šroubu vhodné velikosti pro tento typ strojů. Kuličkový šroub bude řešen pro nejmenší možný průměr 80 mm se stoupáním 20 mm.

Varianta 2, kdy je potřeba větší zdvih, bude dále řešena jako pohon lineární osy X pomocí poháněné matice. Jak je vidět z grafu na obrázku 33 v předchozí kapitole, pro zdvihy větší než 4000 mm je vhodnější použít tento typ pohonu. Tato varianta bude také řešena pro průměr šroubu 80 mm. Potřebný zdvih byl stanoven na 6500 mm.

Výhody a nevýhody obou variant pohonů jsou uvedeny v následujících podkapitolách.



Obr. 34) Graf závislosti délek šroubu na průměrech

### 8.1 ROTUJÍCÍ HŘÍDEL KULIČKOVÉHO ŠROUBU

Při volbě poháněného hřídele kuličkového šroubu se využívá spojení s motorem přímo, přes vloženou převodovku nebo použitím vloženého převodu (ozubený hřeben nebo ozubená kola). V tabulce 7 jsou popsány výhody a nevýhody rotující hřídele.

Tab 7) Výhody a nevýhody pohonu rotující hřídelí

Výhody	Nevýhody
možnost přímého pohonu	vyšší výkon motoru
menší hmotnost přesouvané soustavy	větší setrvačné momenty u dlouhých zdvihů
vyšší účinnost při využití přímého pohonu	nižší tuhost šroubu
snadný přívod chlazení k motoru	horší dynamika mechanismu
menší zástavbové prostory	

## 8.2 ROTUJÍCÍ MATICE KULIČKOVÉHO ŠROUBU

Pohon matice kuličkového šroubu využívá spojení s motorem pouze prostřednictvím ozubeného řemenu nebo ozubených kol. Použití přímého náhonu je v tomto případě nemožné. V tabulce 4 jsou popsány výhody a nevýhody rotující matice.

Tab 8) Výhody a nevýhody pohonu rotující maticí

Výhody	Nevýhody
Využití pro větší zdvihy	Obtížné chlazení a mazání matice
Vyšší tuhost	Vyšší hmotnost přesouvané soustavy
Pohyb koná pouze matice	Větší zástavbový prostor
Nižší výkon motoru	Náhon pouze vloženým převodem
Lepší dynamika mechanismu	
Snadné chlazení šroubu	
Nižší hlučnost	

## 8.3 POROVNÁNÍ VARIANT NÁHONU

Jak je vidět z předchozích podkapitol, každá varianta náhonu kuličkového šroubu má svoje výhody i nevýhody. Jako nejdůležitější kritérium při volbě náhonu je stanovit, jaký bude požadovaný zdvih. V případě délky zdvihu, kdy bude vhodné použít oba typy pohonu kuličkovým šroubem, bude nejvíce záležet na výrobci, jestli bude preferovat jednodušší konstrukční řešení a menší zástavbový prostor v případě pohonu hřídele nebo vyšší tuhost a lepší dynamiku mechanismu v případě pohonu matice.



## 9 VÝPOČET KŠM – POHÁNĚNÝ ŠROUB

Výpočet KŠM je proveden dle normy ISO-3408, knihy Konstrukce CNC obráběcích strojů III [1], katalogu výrobce KSK-PM [22], THK [24] a je přiložen jako příloha v programu Mathcad.

V této kapitole je řešen výpočet kuličkového šroubu a matice, kdy je poháněn šroub (varianta 1). Požadavky pro návrh pohonu byly zvoleny: hmotnost přesouvané soustavy 20000 kg, požadované zrychlení  $2 \text{ m/s}^2$ , zdvih 3000 mm a životnost minimálně 20000 hodin. Pohon bude realizován pomocí dvou motorů, čili pro návrh motoru bude uvažovaná poloviční hmotnost soustavy.

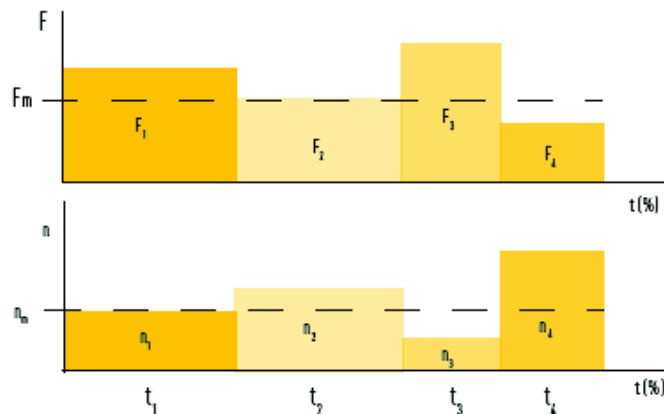
### 9.1 VSTUPNÍ PARAMETRY

Pro tento případ byl volen kuličkový šroub s maticí o průměru 80 mm a stoupáním 20 mm od firmy KSK-PM s označením K 80x20. Matice je typu APR.

• jmenovitý průměr šroubu	$d_o = 80 \text{ mm}$
• stoupání závitu	$p_h = 20 \text{ mm}$
• roztečný průměr	$d_{pw} = 83,175 \text{ mm}$
• zdvih	$l_{z1} = 3000 \text{ mm}$
• vzdálenost uložení	$l_{u1} = 3700 \text{ mm}$
• průměr kuličky	$D_w = 12,7 \text{ mm}$
• průměr matice	$D_1 = 125 \text{ mm}$
• délka matice	$L_1 = 305 \text{ mm}$
• statická únosnost matice	$C_{oam1} = 578071 \text{ N}$
• dynamická únosnost matice	$C_{am1} = 229480 \text{ N}$
• počet pracovních závitů matice	$I_1 = 5 [-]$
• počet nezatížených kuliček (převod lůžky)	$z_1 = 2 \text{ ks}$
• přesouvaná hmotnost pro jeden motor	$m_c = 10\,000 \text{ kg}$
• maximální rychlost	$v_{max} = 20 \text{ m/min}$
• zrychlení	$a = 2 \text{ m/s}^2$
• modul pružnosti v tahu	$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

## 9.2 VÝPOČET EKVIVALENTNÍCH SIL A OTÁČEK

Výpočet ekvivalentního zatížení  $F_m$  a otáček  $n_m$  je proveden na základě zatěžovacího spektra (obr. 35). Ve výpočtu je uvažováno zatěžování od rychloposuvu, vrtání a frézování – hrubování, dokončování.



Obr. 35) Příklad zatěžovacího spektra kuličkového šroubu [21]

Maximální otáčky šroubu:

$$n_{\max} = \frac{v_{\max}}{p_h} = \frac{20 \cdot 1000}{20} = 1000 \text{ min}^{-1} \quad (6)$$

Stanovené parametry:

- |                             |  |
|-----------------------------|--|
| • Síla od rychloposuvu      | $F_{\text{rychl}} = 40\,000 \text{ N}$ |
| • Síla od hrubování         | $F_{\text{hrub}} = 20\,000 \text{ N}$  |
| • Síla od dokončování       | $F_{\text{dok}} = 10\,000 \text{ N}$   |
| • Síla od vrtání            | $F_{\text{vrt}} = 6000 \text{ N}$      |
| • Rychlost při rychloposuvu | $v_{\text{rychl}} = 20 \text{ m/min}$  |
| • Rychlost při hrubování    | $v_{\text{hrub}} = 8 \text{ m/min}$    |
| • Rychlost při dokončování  | $v_{\text{dok}} = 6 \text{ m/min}$     |
| • Rychlost při vrtání       | $v_{\text{vrt}} = 4 \text{ m/min}$     |

Využití jednotlivých operací:

- $q_{\text{rychl}} = 10\% = 0,1$
- $q_{\text{hrub}} = 30\% = 0,30$
- $q_{\text{dok}} = 45\% = 0,45$
- $q_{\text{vrt}} = 15\% = 0,15$

### Výpočet otáček při:

- rychloposuvu:

$$n_{\text{rychl}} = \frac{v_{\text{rychl}}}{p_h} = \frac{20 \cdot 1000}{20} = 1000 \text{ min}^{-1} \quad (7)$$

- hrubování:

$$n_{\text{hrub}} = \frac{v_{\text{hrub}}}{p_h} = \frac{8 \cdot 1000}{20} = 400 \text{ min}^{-1} \quad (8)$$

- dokončování:

$$n_{\text{dok}} = \frac{v_{\text{dok}}}{p_h} = \frac{6 \cdot 1000}{20} = 300 \text{ min}^{-1} \quad (9)$$

- vrtání:

$$n_{\text{vrt}} = \frac{v_{\text{vrt}}}{p_h} = \frac{4 \cdot 1000}{20} = 200 \text{ min}^{-1} \quad (10)$$

### Ekvivaletní otáčky:

$$n_m = \sum_1^n q_i \cdot n_i = q_{\text{rychl}} \cdot n_{\text{rychl}} + \dots + q_{\text{vrt}} \cdot n_{\text{vrt}} \quad (11)$$

$$n_m = 0,1 \cdot 100 + 0,3 \cdot 400 + 0,45 \cdot 300 + 0,15 \cdot 200 = 385 \text{ min}^{-1}$$

### Ekvivaletní axiální zatížení:

$$F_m = \sqrt[3]{\sum_1^n F_i^3 \cdot \frac{q_i \cdot n_i}{n_m}} = \sqrt[3]{F_{\text{rychl}}^3 \cdot \frac{q_{\text{rychl}} \cdot n_{\text{rychl}}}{n_m} + \dots + F_{\text{vrt}}^3 \cdot \frac{q_{\text{vrt}} \cdot n_{\text{vrt}}}{n_m}} \quad (12)$$

$$F_m = \sqrt[3]{40000^3 \cdot \frac{0,1 \cdot 1000}{385} + \dots + 40000^3 \cdot \frac{0,15 \cdot 200}{385}} = 26\,910 \text{ N}$$

## 9.3 KRITICKÉ OTÁČKY A OTÁČKOVÝ FAKTOR

Výpočet kritických otáček závisí na velikosti kuličkového šroubu a na jeho uložení. Maximální otáčky kuličkového šroubu jsou stanoveny jako 80% otáček kritických dle firmy THK. Maximální otáčky jsou kontrolovány z důvodu zabránění nebezpečného rozkmitání šroubu. Koeficienty uložení jsou v tabulce 9.

Kontrola otáčkového faktoru je provedena na základě typu převodu kuliček.

### Kritické otáčky KŠM:

$$n_{kr} = \frac{\lambda_i \cdot d_o \cdot 10^7}{l_{ksm}^2} \cdot 0,8 > n_{max} = 1000 \text{ min}^{-1} \quad (13)$$

- Uložení pevné – pevné:

$$n_{kr1} = \frac{21,9 \cdot 80 \cdot 10^7}{3700^2} \cdot 0,8 = 1024 \text{ min}^{-1} \rightarrow \text{uložení vyhovuje} \quad (14)$$

- Uložení pevné – podepřené:

$$n_{kr2} = \frac{15,1 \cdot 80 \cdot 10^7}{3700^2} \cdot 0,8 = 706 \text{ min}^{-1} \rightarrow \text{uložení nevyhovuje} \quad (15)$$

- Uložení podepřené – podepřené:

$$n_{kr3} = \frac{9,7 \cdot 80 \cdot 10^7}{3700^2} \cdot 0,8 = 454 \text{ min}^{-1} \rightarrow \text{uložení nevyhovuje} \quad (16)$$

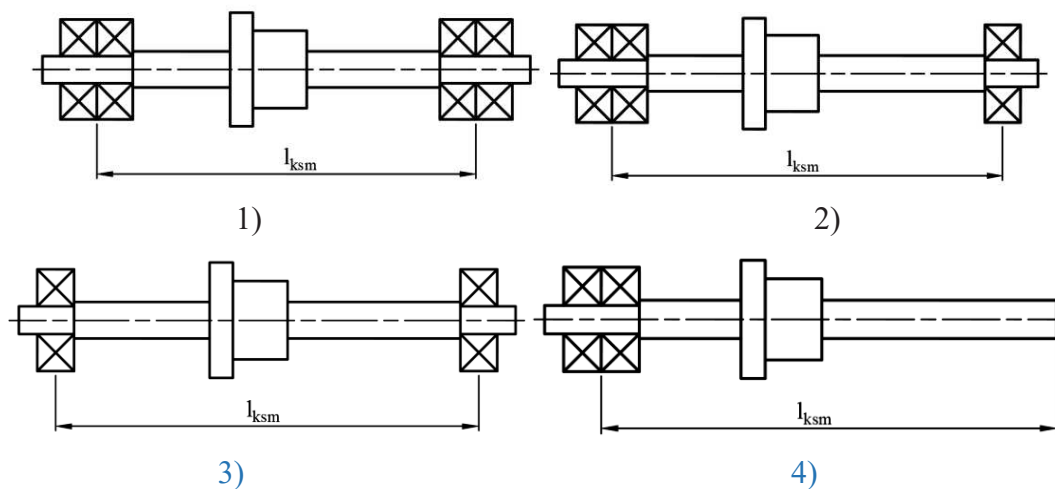
- Uložení pevné – volné:

$$n_{kr4} = \frac{3,4 \cdot 80 \cdot 10^7}{3700^2} \cdot 0,8 = 159 \text{ min}^{-1} \rightarrow \text{uložení nevyhovuje} \quad (17)$$

### Kontrola otáčkového faktoru:

$$n_{of} = \frac{DN}{d_o} = \frac{100\ 000}{80} = 1250 \text{ min}^{-1} > n_{max} = 1000 \text{ min}^{-1} \quad (18)$$

Z předchozích rovnic je vidět, že maximální otáčkový faktor není překročen maximálními otáčkami. V případě kontroly kritických otáček vyhovuje uložení šroubu pevné – pevné.



Obr. 36) Typy uložení KŠM

Tab 9) Součinitel uložení pro výpočet kritických otáček [24]

Index	Typ uložení	Součinitel $\lambda_i$
1	vetknuté - vetknuté	21,9
2	vetknuté – podepřené	15,1
3	podepřené – podepřené	9,7
4	vetknuté - volné	3,4

## 9.4 VÝPOČET AXIÁLNÍ ÚNOSNOSTI

Výpočet axiální únosnosti je dle normy ISO 3408-5. Výpočet je proveden pro nominální únosnosti, nezahrnuje tedy korekční faktory přesnosti výroby, tvrdosti materiálu a procesu výroby.

Úhel stoupání závitu:

$$\varphi = \frac{p_h}{\pi \cdot d_{pw}} = \frac{20}{\pi \cdot 83,175} = 0,077 \text{ rad} \quad (19)$$

Počet kuliček v jednom chodu:

$$z_1 = \frac{d_{pw} \cdot \pi}{D_w \cdot \cos(\varphi)} - z_u = \frac{83,175 \cdot \pi}{12,7 \cdot \cos(0,077)} = 18,6 \rightarrow 18 \text{ ks} \quad (20)$$

Charakteristická hodnota pro výpočet statické únosnosti:

$$k_o = \frac{27,74}{D_w \cdot \sqrt{\left(\frac{2}{D_w} + \frac{-1}{f_{rs} \cdot D_w}\right) \cdot \left(\frac{2}{D_w} + \frac{2 \cdot \cos(\alpha)}{d_{pw} - \cos(\alpha) \cdot D_w}\right)}} \quad (21)$$

$$k_o = \frac{27,74}{12,7 \cdot \sqrt{\left(\frac{2}{12,7} + \frac{-1}{0,55 \cdot 12,7}\right) \cdot \left(\frac{2}{12,7} + \frac{2 \cdot \cos(45)}{83,175 - \cos(45) \cdot 12,7}\right)}} = 43,5[-]$$

Statická axiální únosnost:

$$C_{oa1} = k_o \cdot z_1 \cdot I_1 \cdot \sin(\alpha) \cdot D_w^2 \cdot \cos(\varphi) = 43,5 \cdot 18 \cdot 5 \cdot \sin(45) \cdot 12,7^2 \cdot \cos(0,077) \quad (22)$$

$$C_{oa1} = 444656 \text{ N}$$

Součinitel ovlivňující geometrii kuličky:

$$\gamma = \frac{D_w}{d_{pw}} \cdot \cos(\alpha) = \frac{12,7}{83,175} \cdot \cos(45) = 0,108 [-] \quad (23)$$

Korekční faktor pro vliv geometrie profilu:

$$f_c = 93,2 \cdot \left( \frac{3 - \sin(\alpha)}{3} \right) \cdot \left( \frac{\gamma^{0,3} \cdot (1 - \gamma)^{1,39}}{(1 + \gamma)^{1/3}} \right) \cdot \left( \frac{1}{1 - \frac{1}{2 \cdot f_{rs}}} \right)^{0,41} = \quad (24)$$

$$f_c = 93,2 \cdot \left( \frac{3 - \sin(45)}{3} \right) \cdot \left( \frac{0,108^{0,3} \cdot (1 - 0,108)^{1,39}}{(1 + 0,108)^{1/3}} \right) \cdot \left( \frac{1}{1 - \frac{1}{2 \cdot 0,55}} \right)^{0,41} = 80,5 [-]$$

Únosnost pro jeden pracovní závit kuličkového šroubu:

$$C_s = f_c \cdot z_1^{2/3} \cdot (\cos(\alpha))^{0,86} \cdot D_w^{1,8} \cdot \operatorname{tg}(\alpha) \cdot (\cos(\varphi))^{1,3} = \quad (25)$$

$$C_s = 80,5 \cdot 18^{2/3} \cdot (\cos(45))^{0,86} \cdot 12,7^{1,8} \cdot \operatorname{tg}(45) \cdot (\cos(0,077))^{1,3} = 39666 \text{ N}$$

$$C_i = C_s \cdot \left[ 1 + \left( \left( \frac{1 - \gamma}{1 + \gamma} \right)^{1,723} \cdot \left( \frac{2 - \frac{1}{f_{rn}}}{2 - \frac{1}{f_{rs}}} \right)^{0,41} \right)^{10/3} \right]^{-0,3} \quad (26)$$

$$C_i = 39666 \cdot \left[ 1 + \left( \left( \frac{1 - 0,108}{1 + 0,108} \right)^{1,723} \cdot \left( \frac{2 - \frac{1}{0,55}}{2 - \frac{1}{0,55}} \right)^{0,41} \right)^{10/3} \right]^{-0,3} = 36767 \text{ N} \quad (27)$$

Dynamická axiální únosnost:

$$C_{a1} = C_i \cdot I_1^{0,86} = 36767 \cdot 5^{0,86} = 146747 \text{ N} \quad (28)$$

## 9.5 STANOVENÍ ŽIVOTNOSTI KŠM

Výpočet dle KSK PM [23]. Požadovaná životnost je 20 000 hodin.

Životnost v otáčkách:

$$L_{1,2s} = \left( \frac{C_{a1}}{F_m} \right)^3 \cdot 10^6 = \left( \frac{229480}{26910} \right)^3 \cdot 10^6 = 6,2 \cdot 10^8 \text{ ot} \quad (29)$$

Modifikovaná životnost v otáčkách:

$$L_{ss} = (L_{1,2s}^{10/9} + L_{1,2s}^{10/9})^{9/10} = ((6,2 \cdot 10^8)^{10/9} + (6,2 \cdot 10^8)^{10/9})^{9/10} \quad (30)$$

$$L_{ss} = 1,16 \cdot 10^9 \text{ ot}$$

Životnost KŠM v hodinách:

$$L_h = \frac{L_{ss}}{n_m \cdot 60} = \frac{1,16 \cdot 10^9}{385 \cdot 60} = 50103 \text{ hod} > 20\,000 \text{ hod} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (31)$$

## 9.6 STANOVENÍ ŽIVOTNOSTI LOŽISEK

Požadovaná životnost ložisek je stejná jako u životnosti šroubu 20000 hod.

Minimální dynamická únosnost ložiska:

$$C_{\text{dynmin}} = \left( \frac{L_{h\text{min}} \cdot n_m}{10^6} \right)^{3/10} \cdot F_m = \left( \frac{20000 \cdot 385}{10^6} \right)^{3/10} \cdot 26910 = 49\,640 \text{ N} \quad (32)$$

Bylo zvoleno ložisko LSKF70160 s dynamickou únosností  $C_{al} = 210\,000 \text{ N}$

Životnost ložiska v otáčkách:

$$L_{10} = \left( \frac{C_{al}}{F_m} \right)^{10/3} \cdot 10^6 = \left( \frac{210000}{26910} \right)^{10/3} \cdot 10^6 = 9,43 \cdot 10^8 \text{ ot} \quad (33)$$

Životnost ložiska v hodinách:

$$L_{hl} = \frac{10^6}{n_m \cdot 60} \left( \frac{C_{al}}{F_m} \right)^{10/3} = \frac{10^6}{385 \cdot 60} \left( \frac{210000}{26910} \right)^{10/3} = 40810 \text{ hod} \quad (34)$$

$$L_{hl} = 40810 \text{ hod} > 20\,000 \text{ hod} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

## 9.7 VÝPOČET TUHOSTI

Výpočet tuhosti soustavy, která ovlivňuje kvalitu lineární osy, se skládá z tuhosti kuličkového šroubu, matice a uložení. Výpočet je proveden dle katalogu firmy THK [24]

Průměr do sedu kuliček:

$$d_c = d_{pw} - (D_w \cdot \cos(\alpha)) = 83,175 - (12,7 \cdot \cos(45)) = 74,2 \text{ mm} \quad (35)$$

Tuhost šroubu:

$$K_{S1} = \frac{4 \cdot \pi \cdot d_c^2}{4 \cdot l_{u1} \cdot 1000} = \frac{4 \cdot \pi \cdot 74,2}{4 \cdot 3700 \cdot 1000} = 982 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}} \quad (36)$$

Tuhost matice:

$$K_{M1} = k \cdot \left( \frac{F_a}{0,3 \cdot C_{am1}} \right)^{1/3} \cdot 0,8 = 1000 \cdot \left( \frac{40000}{0,3 \cdot 229480} \right)^{1/3} \cdot 0,8 = 677 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}} \quad (37)$$

Kde:  $F_a$  je maximální axiální zatížení (40000 N viz. kapitola 9.2)

$k=1000 \text{ N}/\mu\text{m}$  ..hodnota tuhosti hřídele dle THK

Axiální tuhost ložiska:

Byly zvoleny ložiska od firmy KSK-PM s označením LKSF70160.

$K_B = 5800 \text{ N}/\mu\text{m}$

Celková tuhost soustavy:

$$K_1 = \left( \frac{1}{K_{S1}} + \frac{1}{K_{M1}} + \frac{1}{K_B} \right)^{-1} = \left( \frac{1}{982} + \frac{1}{677} + \frac{1}{5800} \right)^{-1} = 372 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}} \quad (38)$$

## 9.8 VZPĚRNÁ TUHOST

Výpočet vzpěrné tuhosti šroubu je proveden dle firmy KSK-PM [23]. Maximální axiální zatížení ( $F_{\max} = 40000 \text{ N}$ ) může být nejvýše 33% zatížení kritického.

Kritické axiální zatížení KŠM:

$$F_{kr} = \frac{\pi^3 \cdot 500 \cdot d_0^4}{l_u^2 \cdot f_{vi}} \cdot 0,33 > F_{\max} \quad (39)$$

- Uložení pevné – volné:

$$F_{kr1} = \frac{\pi^3 \cdot 500 \cdot 80^4}{3700^2 \cdot 4} \cdot 0,33 = 3725 \text{ N} \rightarrow \text{uložení nevyhovuje} \quad (40)$$

- Uložení podepřené – podepřené:

$$F_{kr2} = \frac{\pi^3 \cdot 500 \cdot 80^4}{3700^2 \cdot 1} \cdot 0,33 = 14901 \text{ N} \rightarrow \text{uložení nevyhovuje} \quad (41)$$



- Uložení pevné – podepřené:

$$F_{kr3} = \frac{\pi^3 \cdot 500 \cdot 80^4}{3700^2 \cdot 0,5} \cdot 0,33 = 29804 \text{ N} \rightarrow \text{uložení nevyhovuje} \quad (42)$$

- Uložení pevné – pevné:

$$F_{kr4} = \frac{\pi^3 \cdot 500 \cdot 80^4}{3700^2 \cdot 0,25} \cdot 0,33 = 59606 \text{ N} \rightarrow \text{uložení vyhovuje} \quad (43)$$

Tab 10) Součinitel dle uložení [23]

Typ uložení	Součinitel $f_{vi}$
pevné - volné	4
Podepřené – podepřené	1
pevné – podepřené	0,5
pevné - pevné	0,25

## 9.9 NÁVRH POHONU

Výpočet návrhu motoru je proveden z hlediska statického, kinematického a dynamického. Návrh pohonu je proveden dle knihy Konstrukce CNC obráběcích strojů III. Účinnost celého mechanismu je zvolena 90%.

### 9.9.1 STATICKÉ HLEDISKO

Pro výpočet pohonu byla zvolena převodovka od firmy Apex AB142 s převodovým poměrem  $i_p = 5$ .

Stanovení účinností:

- účinnost vedení – valivé  $\eta_v = 0,98$
- účinnost KŠM  $\eta_s = 0,92$
- účinnost ložisek  $\eta_l = 0,9$
- účinnost převodu  $\eta_{p1} = 0,9$

Celková účinnost posuvové soustavy:

$$\eta_{c1} = \eta_v \cdot \eta_s \cdot \eta_l \cdot \eta_{p1} = 0,98 \cdot 0,92 \cdot 0,9 \cdot 0,9 = 0,73 \text{ [-]} \quad (44)$$

Potřebný moment motoru:

$$M_{ms} = \frac{F_{max} \cdot p_h}{2 \cdot \pi \cdot i_p \cdot \eta_{c1}} = \frac{40000 \cdot 20}{2 \cdot \pi \cdot 5 \cdot 0,73} = 35 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (45)$$

Na základě vypočítaného potřebného momentu byl zvolen motor 1FT7087-7WH7 od firmy Siemens s jmenovitým momentem 46 N·m.

## 9.9.2 KINEMATICKÉ HLEDISKO

Úhlové zrychlení šroubu:

$$\varepsilon_s = \frac{a \cdot 2 \cdot \pi}{p_h} = \frac{2 \cdot 1000 \cdot 2 \cdot \pi}{20} = 628,3 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (46)$$

Úhlové zrychlení motoru:

$$\varepsilon_{m1} = \varepsilon_s \cdot i_p = 628,3 \cdot 5 = 3142 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (47)$$

## 9.9.3 DYNAMICKÉ HLEDISKO

Potřebné hodnoty:

- moment setrvačnosti motoru  $J_{mot1} = 27,4 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- moment setrvačnosti převodovky  $J_p = 9,21 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- úhel sklonu vedení  $\beta = 0^\circ$
- hustota materiálu pro výrobu KŠM  $\rho = 7900 \text{ kg/m}^3$
- součinitel tření ve vodících plochách  $f_1 = 0,005 [-]$
- součinitel tření v KŠM redukováný na pol. šroubu  $f_2 = 0,003 [-]$

Moment setrvačnosti šroubu:

$$J_s = 0,5 \cdot \pi \cdot \rho \cdot l_{u1} \cdot \left(\frac{d_o}{2}\right)^4 = 0,5 \cdot \pi \cdot 7900 \cdot 3,7 \cdot \left(\frac{0,080}{2}\right)^4 = 0,118 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (48)$$

Moment setrvačnosti zvedané soustavy:

$$J_m = m_c \cdot \left(\frac{p_h}{2\pi}\right)^2 = 10000 \cdot \left(\frac{0,080}{2\pi}\right)^2 = 0,101 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (49)$$

Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru:

$$J_{rh1} = J_{mot1} + J_p + \frac{J_s}{i_p^2} + \frac{J_m}{i_p^2} \quad (50)$$

$$J_{rhm1} = 27,4 \cdot 10^{-4} + 9,21 \cdot 10^{-4} + \frac{0,118}{5^2} + \frac{0,101}{5^2} = 0,012 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Součinitel setrvačnosti:

Hodnota součinitele setrvačnosti by měla být v rozmezí 3-10. [24]

$$C = \frac{J_{rhm1}}{J_{mot1}} = \frac{0,012}{27,4 \cdot 10^{-4}} = 4,4 [-] \quad (51)$$

Moment od přesouvaných hmot:

$M_{G1} = 0$  z důvodu nulového sklonu vedení.

Moment od tíhové síly:

$$M_{GT1} = \frac{m_c \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos(\beta) \cdot p_h}{2\pi \cdot i_p \cdot \eta_{p1}} = \frac{10000 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot \cos(0) \cdot 0,020}{2\pi \cdot 5 \cdot 0,9} = 0,35 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (52)$$

Moment na kuličkovém šroubu:

$$M_{KSM1} = \frac{F_p \cdot p_h}{2\pi \cdot i_p \cdot \eta_{p1}} \cdot (1 - \eta_s^2) + \frac{0,5 \cdot m_c \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos(\beta) \cdot d_o \cdot f_2}{i_p \cdot \eta_{p1}} \quad (53)$$

$$M_{KSM1} = \frac{0,35 \cdot 40000 \cdot 0,020}{2\pi \cdot 5 \cdot 0,9} \cdot (1 - 0,92^2) + \frac{0,5 \cdot 10000 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot \cos(0) \cdot 0,080 \cdot 0,003}{5 \cdot 0,9}$$

$$M_{KSM1} = 1,54 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru:

$$M_{zdrhm1} = M_{GT1} + M_{G1} + M_{KSM1} = 0,35 + 0 + 1,5 = 1,89 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (54)$$

Potřebný moment motoru:

$$M_{md1} = J_{rhm1} \cdot \varepsilon_{m1} + M_{zdrhm1} = 0,012 \cdot 3142 + 1,89 = 40 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (55)$$

Potřebný výkon motoru:

$$P_{m1} = 2\pi \cdot n_{max} \cdot M_{md1} = 2\pi \cdot 1000 \cdot 40 = 4,2 \text{ kW} \quad (56)$$

Zvolený motor 1FT7087-7WH7 i převodovka Apex AB142 vyhovuje.

Parametry motoru Siemens 1FT7087-7WH7:

- jmenovité otáčky  $n_{mot1} = 4500 \text{ min}^{-1}$
- jmenovitý moment  $M_{m1} = 46 \text{ N} \cdot \text{m}$

- výkon  $P_{m1} = 21,7 \text{ kW}$
- hmotnost motoru s brzdou  $m_{m1} = 41 \text{ kg}$

## 9.10 VÝPOČET VEDENÍ

Vedení osy bylo zvoleno valivé s válečky. Jedná se o vedení s vozíky s uzavřenými nekonečnými oběžnými dráhami.

Výpočet je proveden dle katalogu firmy THK [26] a je pouze zjednodušený. Uvažují 8 vozíků. 2 lineární osy s dvojicí vedení a každé vedení je opatřeno dvěma vozíky.

Vedení je zatěžováno staticky a dynamicky. Statické zatížení je pouze od hmotnosti portálu. Dynamické zatížení je složené ze zrychlení a hmotnosti portálu. Tento typ zatížení působí na vedení jako moment, kdy na jedné straně je vozík zatěžován a na druhé odlehčován. Další zatížení působící na vedení je od síly obrábění, která je proměnlivá v závislosti na poloze nástroje vůči sloupům.

Pro výpočet byly zatěžující síly zprůměrovány na velikost síly 1,2 násobku hmotnosti přesouvaného portálu. Tato síla je rovnoměrně rozdělena mezi všechny vozíky. Zadané dynamické zatížení vozíku odpovídá vedení s vozíkem THK SRN65LC.

### Parametry potřebné pro výpočet životnosti:

- počet vozíků  $n_v = 8 \text{ ks}$
- hmotnost přesouvaného portálu  $m_p = 20\,000 \text{ kg}$
- faktor tvrdosti  $f_h = 1$
- faktor teploty  $f_t = 1$
- faktor kontaktního napětí  $f_c = 1$
- faktor zatížení  $f_w = 1.5$
- dynamické zatížení vozíku  $C_v = 268\,000 \text{ N}$
- počet zdvihů za minutu  $n_1 = 0.3 \text{ min}^{-1}$
- délka zdvihu  $l_{z1} = 3000 \text{ mm}$

### Zatěžující síla na jeden vozík:

$$F_v = \frac{m_p \cdot g \cdot 1.2}{n_v} = \frac{20000 \cdot 9.81 \cdot 1.2}{8} = 29420 \text{ N} \quad (57)$$

### Životnost vozíku v km:

$$L_{vkm} = \left( \frac{f_h \cdot f_t \cdot f_c}{f_w} \cdot \frac{C_v}{F_v} \right)^{10/3} = \left( \frac{1 \cdot 1 \cdot 1}{1.5} \cdot \frac{268000}{29420} \right)^{10/3} = 40864 \text{ km} \quad (58)$$

Životnost vozíku v hodinách:

$$L_{v1} = \frac{L_{vkm} \cdot 10^6}{2 \cdot l_{z1} \cdot n_1 \cdot 60} = \frac{40864 \cdot 10^6}{2 \cdot 3000 \cdot 0.3 \cdot 60} = 378368 \text{ hod} \quad (59)$$

$L_{v1} = 378368 \text{ hod} > 20\,000 \text{ hod} \rightarrow$  Vyhovuje

Zvolené vedení s vozíkem THK SRN65LC vyhovuje. Je dostatečně předimenzováno.

V případě požadavku na vyšší životnost by bylo možné využít vedení THK SRW130LR (dyn. únosnost 497000 N).



## 10 VÝPOČET KŠM – POHÁNĚNÁ MATICE

V této kapitole je řešen výpočet kuličkového šroubu a matice, kdy je poháněna matice (varianta 2). Požadavky pro návrh pohonu jsou stejné jako v případě poháněného šroubu kromě zdvihu, který je zvolen 6500 mm. Hmotnost přesouvané soustavy 20000 kg, požadované zrychlení  $2 \text{ m/s}^2$  a životnost minimálně 20000 hodin. Pohon bude realizován pomocí dvou motorů, čili pro návrh motoru bude uvažovaná poloviční hmotnost soustavy.

Výpočet poháněné matice je systematicky stejný jako výpočet poháněného šroubu, pouze nejsou řešeny některé jeho části (např. kritické otáčky šroubu, životnost ložisek). Výpočet je přiložen v příloze (v programu MathCad). Budou zde řešeny pouze části výpočtu, které jsou odlišné od výpočtu poháněného šroubu.

### 10.1 VSTUPNÍ PARAMETRY

Kuličkový šroub má stejné parametry jako u varianty 1. Průměr 80 mm a stoupání 20 mm. Matice KSK-PM K80x20 typ RMV.

• Jmenovitý průměr šroubu	$d_o = 80 \text{ mm}$
• Stoupání	$p_h = 20 \text{ mm}$
• Roztečný průměr	$d_{pw} = 83,175 \text{ mm}$
• Zdvih	$l_{z2} = 6500 \text{ mm}$
• Vzdálenost uložení	$l_{u2} = 8000 \text{ mm}$
• Průměr kuličky	$D_w = 12,7 \text{ mm}$
• Průměr matice	$D_{12} = 230 \text{ mm}$
• Délka matice	$L_{12} = 305 \text{ mm}$
• Statická únosnost poháněné matice	$C_{oam2} = 693685 \text{ N}$
• Dynamická únosnost poháněné matice	$C_{am2} = 268437 \text{ N}$
• Počet pracovních závitů matice	$I_2 = 6 [-]$
• Počet nezátížených kuliček (převod lůžky)	$z_1 = 2 \text{ ks}$
• Délka uložení pro výpočet vzpěru	$l_{u2} = 2000 \text{ mm}$
• Délka šroubu	$l_{ksm} = 8000 \text{ mm}$
• Přesouvaná hmotnost pro jeden motor	$m_c = 10\,000 \text{ kg}$
• Maximální rychlost	$v_{max} = 20 \text{ m/min}$
• Zrychlení	$a = 2 \text{ m/s}^2$
• Modul pružnosti v tahu	$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

### 10.2 VÝPOČET EKVIVALENTNÍCH SIL A OTÁČEK

Výpočet ekvivalentního zatížení  $F_m$  a otáček  $n_m$  (viz. kapitola 9.2) je stejný pro obě varianty, proto zde budou uvedeny jen konečné hodnoty.

- Ekvivalentní otáčky  $n_m = 385 \text{ min}^{-1}$
- Ekvivalentní axiální zatížení  $F_m = 26910 \text{ N}$

### 10.3 KONTROLA OTÁČKOVÉHO FAKTORU

Kontrola otáčkového faktoru je provedena na základě typu převodu kuliček. V tomto případě se jedná o převod lůžky.

Kontrola otáčkového faktoru:

$$n_{of} = \frac{DN}{d_o} = \frac{100\,000}{80} = 1250 \text{ min}^{-1} > n_{max} = 1000 \text{ min}^{-1} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (60)$$

### 10.4 VÝPOČET AXIÁLNÍ ÚNOSNOSTI

Axiální únosnost je vypočtena dle normy ISO 3408-5. Výpočet je proveden pro nominální únosnosti, nezahrnuje tedy korekční faktory přesnosti výroby, tvrdosti materiálu a procesu výroby. Dílčí výsledky pro výpočet statické a dynamické únosnosti jsou stejné jako v kapitole 9.4, proto zde bude uvedena pouze konečná hodnota.

- Úhel stoupání závitu  $\varphi = 0,077 \text{ rad}$
- Počet kuliček v jednom chodu  $z_1 = 18 \text{ ks}$
- Charakt. hodnota pro výpočet statické únosnosti  $k_o = 43,5 [-]$

Statická axiální únosnost:

$$C_{oa2} = k_o \cdot z_1 \cdot I_2 \cdot \sin(\alpha) \cdot D_w^2 \cdot \cos(\varphi) = 43,5 \cdot 18 \cdot 6 \cdot \sin(45) \cdot 12,7^2 \cos(0,077) \quad (61)$$

$$C_{oa2} = 533586 \text{ N}$$

- Součinitel ovlivňující geometrii kuličky  $\gamma = 0,108 [-]$
- Korekční faktor pro vliv geometrie profilu  $f_c = 80,5 [-]$
- Únosnost pro jeden pracovní závit šroubu  $C_i = 36767 \text{ N}$

Dynamická axiální únosnost:

$$C_{a2} = C_i \cdot I_2^{0,86} = 36767 \cdot 6^{0,86} = 171660 \text{ N} \quad (62)$$



## 10.5 STANOVENÍ ŽIVOTNOSTI KŠM

Výpočet dle KSK PM [23]. Požadovaná životnost je 20 000 hodin.

Životnost v otáčkách:

$$L_{1,2m} = \left( \frac{C_{am2}}{F_m} \right)^3 \cdot 10^6 = \left( \frac{268437}{26910} \right)^3 \cdot 10^6 = 9,9 \cdot 10^8 \text{ ot} \quad (63)$$

Modifikovaná životnost v otáčkách:

$$L_{sm} = (L_{1,2m}^{10/9} + L_{1,2m}^{10/9})^{9/10} = ((9,9 \cdot 10^8)^{10/9} + (9,9 \cdot 10^8)^{10/9})^{9/10} \quad (64)$$

$$L_{sm} = 1,9 \cdot 10^9 \text{ ot}$$

Životnost kšm v hodinách:

$$L_{hm} = \frac{L_{sm}}{n_m \cdot 60} = \frac{1,9 \cdot 10^9}{385 \cdot 60} = 80197 \text{ hod} > 20\,000 \text{ hod} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (65)$$

## 10.6 VÝPOČET TUHOSTI

Výpočet tuhosti soustavy, která ovlivňuje kvalitu lineární osy, se skládá z tuhosti kuličkového šroubu, matice a uložení. Výpočet je proveden dle katalogu firmy THK [24].

Průměr do sedu kuliček:

$$d_c = d_{pw} - (D_w \cdot \cos(\alpha)) = 83,175 - (12,7 \cdot \cos(45)) = 74,2 \text{ mm} \quad (66)$$

Tuhost šroubu:

$$K_{S2} = \frac{4 \cdot \pi \cdot d_c^2}{4 \cdot l_{u2} \cdot 1000} = \frac{4 \cdot \pi \cdot 74,2}{4 \cdot 8000 \cdot 1000} = 454 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}} \quad (67)$$

Tuhost matice:

$$K_{M2} = k \cdot \left( \frac{F_a}{0,3 \cdot C_{am2}} \right)^{1/3} \cdot 0,8 = 1000 \cdot \left( \frac{40000}{0,3 \cdot 268437} \right)^{1/3} \cdot 0,8 = 913 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}} \quad (68)$$

Kde:  $F_a$  je maximální axiální zatížení (40000 N viz. kapitola 9.2)

$k=1000 \text{ N}/\mu\text{m}$  .. hodnota tuhosti hřídele z tabulky THK

Celková tuhost soustavy:

$$K_2 = \left( \frac{1}{K_S} + \frac{1}{K_{M2}} \right)^{-1} = \left( \frac{1}{454} + \frac{1}{913} \right)^{-1} = 303 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}} \quad (69)$$

## 10.7 VZPĚRNÁ TUHOST

Výpočet vzpěrné tuhosti šroubu je proveden dle firmy KSK-PM [23]. Maximální axiální zatížení ( $F_{\max} = 40000 \text{ N}$ ) může být nejvýš 33% zatížení kritického. Jsou uvažovány 2 podpěry, každá na jedné straně matice.

Kritické axiální zatížení KŠM:

$$F_{\text{kr}} = \frac{\pi^3 \cdot 500 \cdot d_0^4}{l_u^2 \cdot f_{vi}} \cdot 0,33 > F_{\max} \quad (70)$$

- Uložení pevné – volné:

$$F_{\text{kr1}} = \frac{\pi^3 \cdot 500 \cdot 80^4}{2000^2 \cdot 4} \cdot 0,33 = 13097 \text{ N} \rightarrow \text{uložení nevyhovuje} \quad (71)$$

- Uložení podepřené – podepřené:

$$F_{\text{kr2}} = \frac{\pi^3 \cdot 500 \cdot 80^4}{2000^2 \cdot 1} \cdot 0,33 = 52388 \text{ N} \rightarrow \text{uložení vyhovuje} \quad (72)$$

- Uložení pevné – podepřené:

$$F_{\text{kr3}} = \frac{\pi^3 \cdot 500 \cdot 80^4}{2000^2 \cdot 0,5} \cdot 0,33 = 104776 \text{ N} \rightarrow \text{uložení vyhovuje} \quad (73)$$

- Uložení pevné – pevné:

$$F_{\text{kr4}} = \frac{\pi^3 \cdot 500 \cdot 80^4}{2000^2 \cdot 0,25} \cdot 0,33 = 209552 \text{ N} \rightarrow \text{uložení vyhovuje} \quad (74)$$

Tab 11) Součinitel dle uložení [23]

Typ uložení	Součinitel $f_{vi}$
vetknuté - volné	4
Podepřené – podepřené	1
vetknuté – podepřené	0,5
vetknuté - vetknuté	0,25

## 10.8 NÁVRH POHONU

Výpočet návrhu motoru je proveden z hlediska statického, kinematického a dynamického. Návrh pohonu je proveden dle knihy Konstrukce CNC obráběcích strojů III. Účinnost celého mechanismu je zvolena 90%.

### 10.8.1 STATICKÉ HLEDISKO

Pro výpočet pohonu byl uvažován vložený převod ozubeným řemenem, převodový poměr  $i_p = 3$ .

Stanovení účinností:

- účinnost vedení – valivé  $\eta_v = 0,98$
- účinnost KŠM  $\eta_s = 0,92$
- účinnost převodu  $\eta_{p2} = 0,99$

Celková účinnost posuvové soustavy:

$$\eta_{c2} = \eta_v \cdot \eta_s \cdot \eta_{p2} = 0,98 \cdot 0,92 \cdot 0,99 = 0,893 \text{ [-]} \quad (75)$$

Potřebný moment motoru:

$$M_{ms2} = \frac{F_{\max} \cdot p_h}{2 \cdot \pi \cdot i_p \cdot \eta_{c2}} = \frac{40000 \cdot 20}{2 \cdot \pi \cdot 3 \cdot 0,893} = 47,5 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (76)$$

Na základě vypočítaného potřebného momentu byl zvolen motor 1FT7086-5WF7 od firmy Siemens s jmenovitým momentem 49 N·m.

### 10.8.2 KINEMATICKÉ HLEDISKO

Úhlové zrychlení šroubu:

$$\varepsilon_s = \frac{a \cdot 2 \cdot \pi}{p_h} = \frac{2 \cdot 1000 \cdot 2 \cdot \pi}{20} = 628,3 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (77)$$

Úhlové zrychlení motoru:

$$\varepsilon_{m2} = \varepsilon_s \cdot i_p = 628,3 \cdot 3 = 1885 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (78)$$

### 10.8.3 DYNAMICKÉ HLEDISKO

Potřebné hodnoty:

- moment setrvačnosti motoru  $J_{\text{mot2}} = 67,8 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- moment setrvačnosti hnacího kola  $J_1 = 5,16 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- moment setrvačnosti hnaného kola  $J_2 = 372,1 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- úhel sklonu vedení  $\beta = 0^\circ$
- hustota materiálu pro výrobu KŠM  $\rho = 7900 \text{ kg/m}^3$
- součinitel tření ve vodících plochách  $f_1 = 0,005 [-]$
- součinitel tření v KŠM redukováný na pol. šroubu  $f_2 = 0,003 [-]$

Moment setrvačnosti zvedané soustavy:

$$J_m = m_c \cdot \left(\frac{p_h}{2\pi}\right)^2 = 10000 \cdot \left(\frac{0,080}{2\pi}\right)^2 = 0,101 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (79)$$

Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru:

$$J_{\text{rhm2}} = J_{\text{mot2}} + J_1 + \frac{J_2}{i_p^2} + \frac{J_m}{i_p^2} \quad (80)$$

$$J_{\text{rhm2}} = 67,8 \cdot 10^{-4} + 5,16 \cdot 10^{-4} + \frac{372,1 \cdot 10^{-4}}{3^2} + \frac{0,101}{3^2} = 0,023 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Součinitel setrvačnosti:

Hodnota činitele setrvačnosti by měla být v rozmezí 3-10. [24]

$$C_2 = \frac{J_{\text{rhm2}}}{J_{\text{mot2}}} = \frac{0,023}{67,8 \cdot 10^{-4}} = 3,4 [-] \quad (81)$$

Moment od přesouvaných hmot:

$M_{G2} = 0$  z důvodu nulového sklonu vedení.

Moment od tíhové síly:

$$M_{\text{GT2}} = \frac{m_c \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos(\beta) \cdot p_h}{2\pi \cdot i_p \cdot \eta_{p2}} = \frac{10000 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot \cos(0) \cdot 0,020}{2\pi \cdot 3 \cdot 0,99} = 0,53 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (82)$$

Moment na kuličkovém šroubu:

$$M_{\text{KSM2}} = \frac{F_p \cdot p_h}{2\pi \cdot i_p \cdot \eta_{p2}} \cdot (1 - \eta_s^2) + \frac{0,5 \cdot m_c \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos(\beta) \cdot d_o \cdot f_2}{i_p \cdot \eta_{p2}} \quad (83)$$

$$M_{\text{KSM2}} = \frac{0,35 \cdot 40000 \cdot 0,020}{2\pi \cdot 3 \cdot 0,99} \cdot (1 - 0,92^2) + \frac{0,5 \cdot 10000 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot \cos(0) \cdot 0,080 \cdot 0,003}{3 \cdot 0,99}$$

$$M_{\text{KSM2}} = 2,32 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Celkový moment setrvačnosti redukovaný na hřídel motoru:

$$M_{zdrhm2} = M_{GT2} + M_{G2} + M_{KSM2} = 0,53 + 0 + 2,32 = 2,85 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (84)$$

Potřebný moment motoru:

$$M_{md2} = J_{rhm2} \cdot \varepsilon_{m2} + M_{zdrhm2} = 0,023 \cdot 1885 + 2,85 = 45,6 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (85)$$

Potřebný výkon motoru:

$$P_{m2} = 2\pi \cdot n_{\max} \cdot M_{md2} = 2\pi \cdot 1000 \cdot 45,6 = 4,8 \text{ kW} \quad (86)$$

Zvolený motor 1FT7086-5WF7 vyhovuje. V případě potřeby je možné zvolit motor s vyšším jmenovitým momentem.

Parametry motoru Siemens 1FT7086-5WF7:

- |                            |  |
|----------------------------|--|
| • jmenovité otáčky         | $n_{mot2} = 3000 \text{ min}^{-1}$     |
| • jmenovitý moment         | $M_{m2} = 49 \text{ N} \cdot \text{m}$ |
| • výkon                    | $P_{m2} = 15,4 \text{ kW}$             |
| • hmotnost motoru s brzdou | $m_{m2} = 37,1, \text{ kg}$            |

## 10.9 VÝPOČET ŘEMENOVÉHO PŘEVODU

Výpočet je proveden dle katalogu výrobce řemenů Optibelt [25].

Potřebné parametry:

- |                                 |                         |
|---------------------------------|-------------------------|
| • základní koeficient tření     | $c_0 = 1,6 \text{ [-]}$ |
| • koeficient převodového poměru | $c_3 = 0 \text{ [-]}$   |
| • provozní koeficient           | $c_6 = 0,2 \text{ [-]}$ |
| • předběžná osová vzdálenost    | $a = 260 \text{ mm}$    |

Celkový koeficient zatížení:

$$c_2 = c_0 + c_3 + c_6 = 1,6 + 0 + 0,2 = 1,8 \text{ [-]} \quad (87)$$

Ekvivalentní výkon:

$$P_e = P_{m2} \cdot c_2 = 15,4 \cdot 1,8 = 27,7 \text{ kW} \quad (88)$$

Na základě převodového poměru  $i_p=3$  volím dle výrobce roztečné průměry řemenic

- |                                  |                              |
|----------------------------------|------------------------------|
| • roztečný průměr velké řemenice | $D_{r1} = 190,99 \text{ mm}$ |
| • roztečný průměr malé řemenice  | $D_{r2} = 63,66, \text{ mm}$ |

Z grafu závislosti otáček malé řemenice a ekvivalentního výkonu volím řemen Optibelt Omega 8M HL.

Předběžná délka řemene:

$$L_{řp} = 2 \cdot a + \frac{\pi \cdot (D_{r1} + D_{r2})}{2} + \frac{(D_{r1} - D_{r2})^2}{4a} = \quad (89)$$

$$L_{řp} = 2 \cdot 260 + \frac{\pi \cdot (190,99 + 63,66)}{2} + \frac{(190,99 - 63,66)^2}{4 \cdot 260} = 935 \text{ mm}$$

Volím délku řemene  $L_{ř} = 968 \text{ mm}$

Stanovení osové vzdálenosti:

$$K_{ř} = \frac{L_{ř}}{4} - \frac{\pi \cdot (D_{r1} + D_{r2})^2}{8} = \frac{968}{4} - \frac{\pi \cdot (190,99 + 63,66)^2}{8} = 142,3 \text{ mm} \quad (90)$$

$$a_{ř} = K_{ř} + \sqrt{K_{ř}^2 - \frac{(D_{r1} + D_{r2})^2}{8}} = 142,3 + \sqrt{142,3^2 - \frac{(190,99 + 63,66)^2}{8}} \quad (91)$$

$a_{ř} = 252,5 \text{ mm}$

Stanovení šířky řemenu:

Volím řemen šířky 30 mm.

- koeficient šířky řemene (30mm)  $c_{\xi} = 1,58 [-]$
- koeficient délky řemene  $c_7 = 1 [-]$
- koeficient záběrů zubů  $c_1 = 1 [-]$
- tabulková hodnota výkonu řemene  $P_N = 18,2 \text{ kW}$

$$P_N \cdot c_1 \cdot c_7 \cdot c_{\xi} \geq P_e \quad (92)$$

$$18,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,58 \geq 27,7$$

$33 \text{ kW} \geq 27,7 \text{ kW} \rightarrow$  Vyhovuje

Kontrola těsného pera malé řemenice:

- Dovolенý tlak na bocích drážky  $p_{dov} = 200 \text{ MPa [3]}$
- Průměr hřídele malé řemenice  $d_h = 32 \text{ mm}$
- Moment motoru  $M_{m2} = 49 \text{ N.m}$

Obvodová síla na povrchu hřídele:

$$F_h = \frac{2 \cdot M_{m2}}{d_h} = \frac{2 \cdot 49}{0,032} = 3063 \text{ N} \quad (93)$$

Volím pero ČSN 02 2562-10e7x8.

Výpočet délky pera:

$$p_D \leq \frac{F_h}{t_1 \cdot (l_p - b_p)} = \quad (94)$$

$$l_p \geq \frac{F_h}{t_1 \cdot p_D} + b_p = \frac{3063}{3,3 \cdot 200} + 10 = 15 \text{ mm} \quad (95)$$

Volím pero délky 32 mm

## 10.10 VÝPOČET VEDENÍ

Vedení osy bylo zvoleno valivé s válečky. Jedná se o vedení s vozíky s uzavřenými nekonečnými oběžnými dráhami.

Výpočet je proveden stejně jako v případě poháněného šroubu (kap. 9.10), dle katalogu firmy THK [26] a je pouze zjednodušený. Uvažuji 8 vozíků. 2 lineární osy s dvojicí vedení a každé vedení je opatřeno dvěma vozíky.

Zadané dynamické zatížení vozíku odpovídá vedení s vozíkem THK SRN65LC.

Parametry potřebné pro výpočet životnosti:

- |                                 |                              |
|---------------------------------|------------------------------|
| • počet vozíků                  | $n_v = 8 \text{ ks}$         |
| • hmotnost přesouvaného portálu | $m_p = 20\,000 \text{ kg}$   |
| • faktor tvrdosti               | $f_h = 1$                    |
| • faktor teploty                | $f_h = 1$                    |
| • faktor kontaktního napětí     | $f_c = 1$                    |
| • faktor zatížení               | $f_w = 1.5$                  |
| • dynamické zatížení vozíku     | $C_v = 268\,000 \text{ N}$   |
| • počet zdvihů za minutu        | $n_1 = 0.3 \text{ min}^{-1}$ |
| • délka zdvihu                  | $l_{z2} = 6500 \text{ mm}$   |

Zatěžující síla na jeden vozík:

$$F_v = 29420 \text{ N} \quad (96)$$

Životnost vozíku v km:

$$L_{vkm} = 40864 \text{ km} \quad (97)$$

Životnost vozíku v hodinách:

$$L_{v2} = \frac{L_{vkm} \cdot 10^6}{2 \cdot l_{z2} \cdot n_1 \cdot 60} = \frac{40864 \cdot 10^6}{2 \cdot 6500 \cdot 0.3 \cdot 60} = 174632 \text{ hod} \quad (98)$$

$L_{v2} = 174632 > 20\,000 \text{ hod} \rightarrow$  Vyhovuje

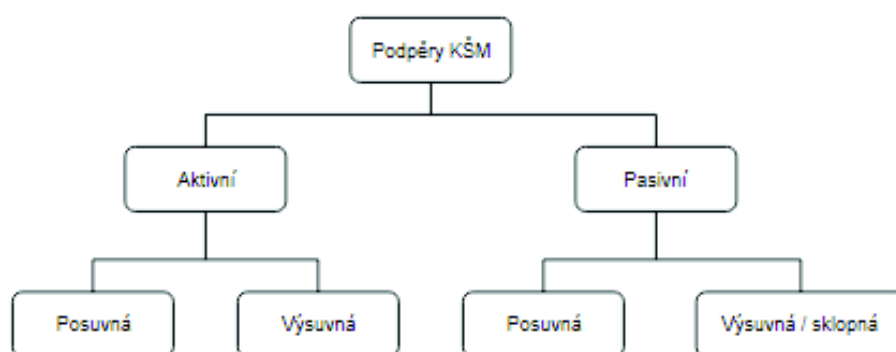
Zvolené vedení s vozíkem THK SRN65LC vyhovuje. Je dostatečně předimenzováno. V případě požadavku na vyšší životnost by bylo možné stejně jako v případě poháněného šroubu využít vedení THK SRW130LR (dyn. Únosnost 497000 N).



## 11 PODPĚRY

Kuličkové šrouby jsou konstruovány pouze pro přenos axiální síly. V případě šroubů delších než stanovený délkový poměr (48) je nutné počítat s deformací v radiálním směru od vlastní hmotnosti šroubu. Nežádoucím průhybu hřídele se zamezí použitím podpěr. Použitím podpěr se sníží délkový poměr a dochází k zvýšení zdvihu KŠM bez zvyšování průměru šroubu.

V této kapitole bude proveden návrh podpěry kuličkového šroubu pro pohon poháněnou maticí. Základní rozdělení podpěr je na obrázku 37.



Obr. 37) Rozdělení podpěr KŠM

Aktivní výsuvnou podporu je vhodné řešit hydraulickým nebo pneumatickým válcem, pokud je u stroje instalován hydraulický agregát, případně přívod stlačeného vzduchu. Dále je možné využít elektromotor pro převod rotačního pohybu na přímočarý. Přímocharý pohyb může být realizován trapézovým šroubem.

Posuvná aktivní podpěra se využívá v případě pohonu rotačním šroubem. Posuv podpěry je realizován rotací šroubu. Podpěra musí být vybavena spojkou, pomocí které je řízen posuv. Nevýhodou je zmenšení zdvihu o šířku podpěry.

Pasivní posuvná podpěra využívá posunu táhlem pomocí pohybu matice šroubu. Výhodou je, že podpěra nevyužívá motor. Nevýhodou je zmenšení zdvihu stejně jako u posuvné aktivní podpěry.

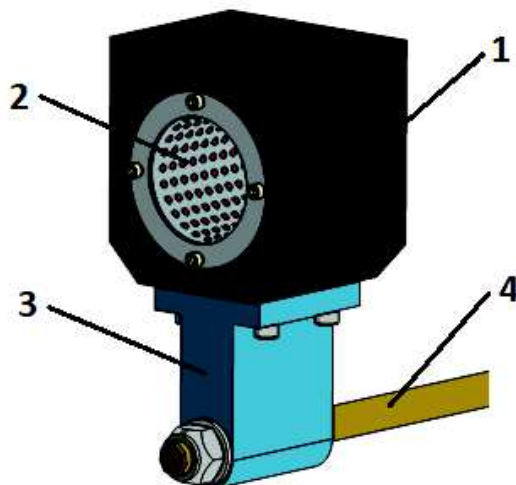
Pasivní výsuvná podpora není v pohybu vůči kuličkovému šroubu. Podpěra je konstruována tak, že v případě přiblížení maticové jednotky dojde k jejímu stlačení pomocí přípravků umístěných na matici a volnému průjezdu matice. Poté dojde k vrácení podpěry do původní pozice.

Z důvodu řešení pohonu pomocí rotační matice je použití aktivní posuvné podpěry nemožné. Aktivní i pasivní výsuvná podpora je nevhodná z důvodu nutnosti použití velkých zástavbových rozměrů pod šroubem. Poháněná matice totiž dosahuje dvojnásobného průměru než matice pro pohon šroubem.

Dále bude řešena pasivní posuvná podpěra, která je pro dané řešení nejvhodnější.

## 11.1 NÁVRH PASIVNÍ POSUVNÉ PODPĚRY

Tento typ podpěry je vhodný pro rotující i stojící kuličkový šroub. Podpěra se skládá z těla (1) (domečku), kuličkové klece (2), držáku táhla (3) a samotného táhla (4). Dále je podpěra pevně spojena s lineárním vedením pomocí příčky.

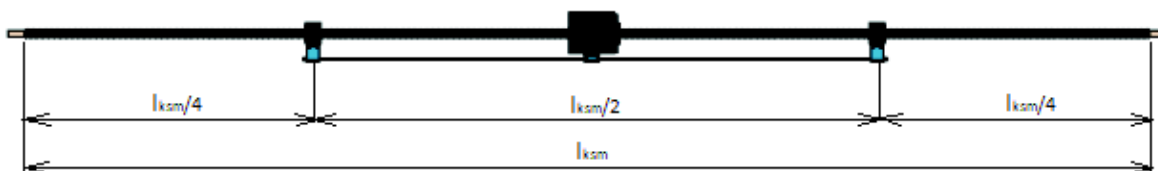


Obr. 38) Návrh posuvné podpěry

Kuličková klec se skládá z kuliček polovičního průměru, než jsou kuličky v soustavě KŠM. Vzdálenost drážek je polovina hodnoty stoupání šroubu. Drážka má gotický tvar. Počet řad kuliček je závislý na velikosti radiální síly a počtu kuliček v jednotlivých řadách.

Pohyb podpěry může být realizován pomocí táhla nebo pomocí lan. Pro případ řešený v této práci bude využito dvojice podpěr s pohonem táhly. Lana se využívají při pohonu více než jedné dvojice podpěr.

Podpěry jsou umístěny v poloviční vzdálenosti délky táhla, každá na jedné straně (obrázek 39). Při pohybu suportu na levou stranu stojí levá i pravá podpěra do doby, dokud suport dosáhne polohy levé podpěry. Následně dochází k pohybu podpěr společně se suportem. Při změně směru obě podpěry stojí, dokud suport dosáhne polohy pravé podpěry.



Obr. 39) Schéma rozložení podpěr

## 11.2 NÁVRHOVÝ VÝPOČET PODPĚRY

Pomocí výpočtu jsou určeny parametry podpěry kuličkového šroubu a minimální průměr táhla. Výpočet únosnosti vychází z normy ISO 3408-5.

Parametry potřebné pro výpočet:

- průměr kuličky  $D_{wp} = 6 \text{ mm}$
- počet kuliček v jedné řadě  $z_n = 25 \text{ ks}$
- součinitel tření  $f = 0,2 [-]$
- maximální délka mezi uložení  $l_{umax} = 2667 \text{ mm}$
- dovolené napětí v tahu mat. 1.0060  $\sigma_D = 200 \text{ MPa}$

Stanovení počtu podpěr:

$$k_p = \frac{l_{ksm}}{l_{umax}} - 1 = \frac{8000}{2667} - 1 = 2 \text{ ks} \quad (99)$$

Radiální síla působící na jednu podpěru:

$$F_p = \frac{l_{u2} \cdot d_o^2 \cdot \rho \cdot \pi \cdot g}{k_p \cdot 4} = \frac{8000 \cdot 80^2 \cdot 7860 \cdot 10^{-9} \cdot \pi \cdot 9.81}{2 \cdot 4} = 1551 \text{ N} \quad (100)$$

Charakteristická hodnota pro výpočet únosnosti:

$$k_{op} = \frac{27,74}{D_w \cdot \sqrt{\left(\frac{2}{D_w} + \frac{-1}{f_{rs} \cdot D_w}\right) \cdot \left(\frac{2}{D_w} + \frac{2 \cdot \cos(\alpha)}{(d_o + D_w) - \cos(\alpha) \cdot D_w}\right)}} \quad (101)$$

$$k_{op} = \frac{27,74}{6 \cdot \sqrt{\left(\frac{2}{6} + \frac{-1}{0,55 \cdot 6}\right) \cdot \left(\frac{2}{6} + \frac{2 \cdot \cos(45)}{86 - \cos(45) \cdot 6}\right)}} = 44,9 [-]$$

Únosnost jedné řady kuliček:

$$C_p = k_{op} \cdot z_n \cdot \sin(\alpha) \cdot D_w^2 = 44,9 \cdot 25 \cdot \sin(45) \cdot 6^2 = 28540 \text{ N} \quad (102)$$

Volím 10 řad kuliček  $n_k = 10$  – dostatečně vyhovuje zatěžovací síle.

Minimální šířka podpěry:

$$l_{pod} = n_k \cdot \frac{p_h}{2} = 10 \cdot \frac{20}{2} = 100 \text{ mm} \quad (103)$$

Volím šířku podpěry  $l_p = 120 \text{ mm}$

Síla potřebná k přesouvání podpěry:

$$F_{pp} = F_p \cdot f = 1551 \cdot 0,2 = 310 \text{ N} \quad (104)$$

Minimální průměr táhla:

$$d_t = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{pp}}{\pi \cdot \sigma_D}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 310}{\pi \cdot 200}} = 1,5 \text{ mm} \quad (105)$$

Délka táhla:

$$l_t = \frac{l_{ksm}}{2} = \frac{8000}{2} = 4000 \text{ mm} \quad (106)$$

S přihlédnutím na délku táhla volím průměr táhla 24 mm.

## 12 VÝSLEDNÉ ŘEŠENÍ

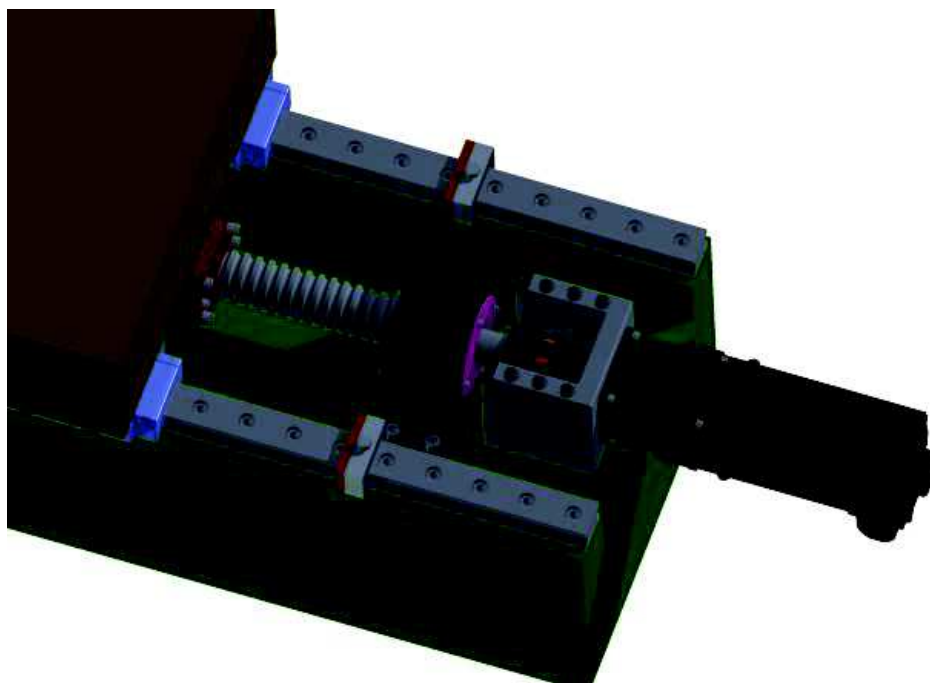
V této kapitole bude provedeno shrnutí řešení obou variant pohonu KŠM.

### 12.1 VARIANTA 1 – POHON HŘÍDELE

Pro lineární osu s pohonem hřídele byl zvolen kuličkový šroub průměru 80 mm a délky 3700 mm. Matice je předepnutá, typ APR s 5 pracovními závity. Maximální zdvih je stanoven na 3000 mm. Uložení hřídele je na obou koncích vetknuté. Byly voleny axiálně radiální ložiska označená LKSF 70160. Šroub s maticí i ložiska jsou od firmy KSK Precise Motion. Lineární vedení bylo vybráno od firmy THK typu SRN65LC. Pohon šroubu je zajištěn synchronním motorem od firmy Siemens 1FT7087-7WH7. Součástí motoru je brzda a nepřímé absolutní odměřování. Celý 3D model je přiložen v příloze 2.

### 12.2 Realizace pohonu

Pohon rotačního šroubu je řešen motorem Siemens, převodovkou Apex 142 AB a hřídelovou pružnou spojkou Rotex GS. Motor je přes převodovku připevněn ke konzole, která je umístěna na těle lineární osy. Na obrázku 40 lze vidět pohon rotačního šroubu.



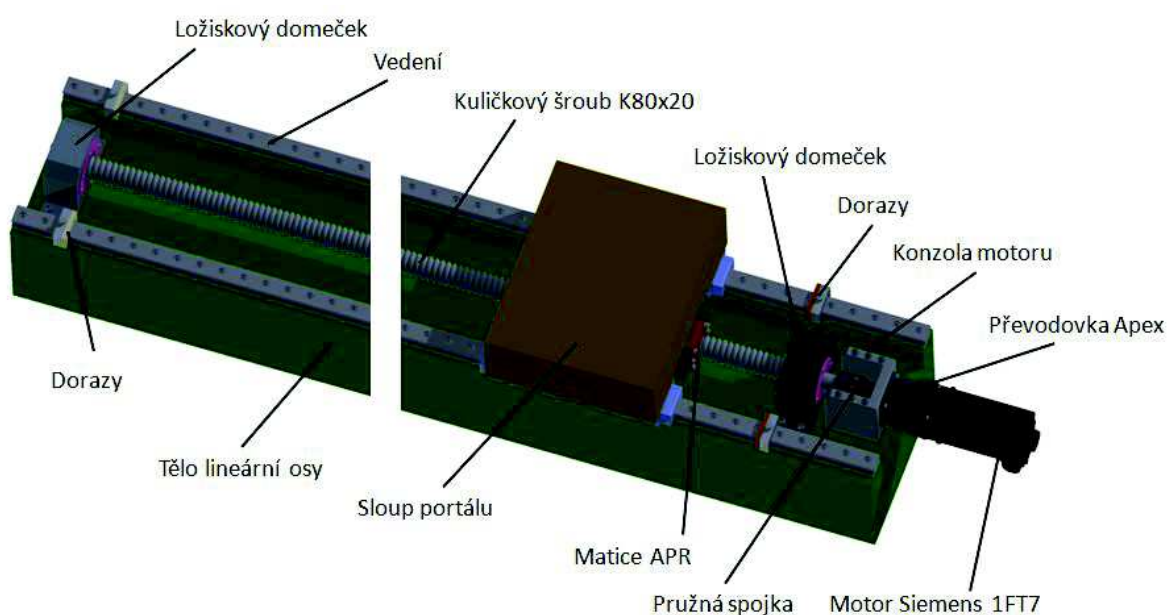
Obr. 40) Vizualizace motoru pohonu šroubu

Pružná spojka Rotex (obrázek 41) se skládá ze tří částí. Střední část (spider) je montována s předpětím a díky pružným zubům dokáže tlumit vibrace i kompenzovat drobné geometrické nedostatky. Jedná se především o nesouosost spojovaných částí.



Obr. 41) Pružná spojka rotex

### 12.2.1 Kompletní sestava lineární osy



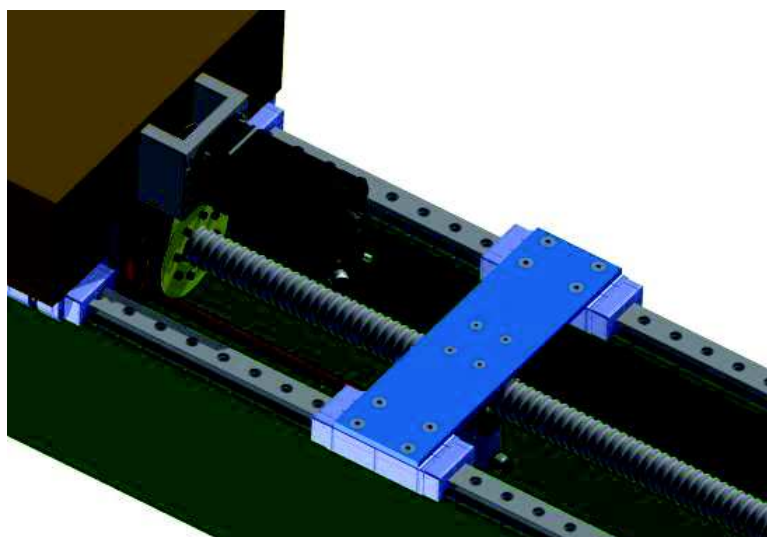
Obr. 42) Kompletní sestava pohonu rotačním hřídelem

### 12.3 VARIANTA 2 – POHON MATICE

Lineární osa s pohonem matice se skládá z kuličkového šroubu průměru 80 mm a délky 8000 mm. Matice je předepnutá, typ RMV s 6 pracovními závity. Šroub i matice jsou od firmy KSK Precise Motion. Maximální zdvih je stanoven na 6500 mm. Uložení hřídele je pomocí domečků ve dvou lícovaných válcových otvorech. Proti pootočení je šroub zajištěn pery. Průhybu šroubu je zamezeno použitím podpěry, která se pohybuje po vedení osy a je ovládaná táhlem. Lineární vedení bylo vybráno od firmy THK typu SRN65LC. Pohon matice je zajištěn synchronním motorem od firmy Siemens 1FT7086-5WF7. Součástí motoru je brzda a nepřímé absolutní odměřování. Celý 3D model je přiložen v příloze 3.

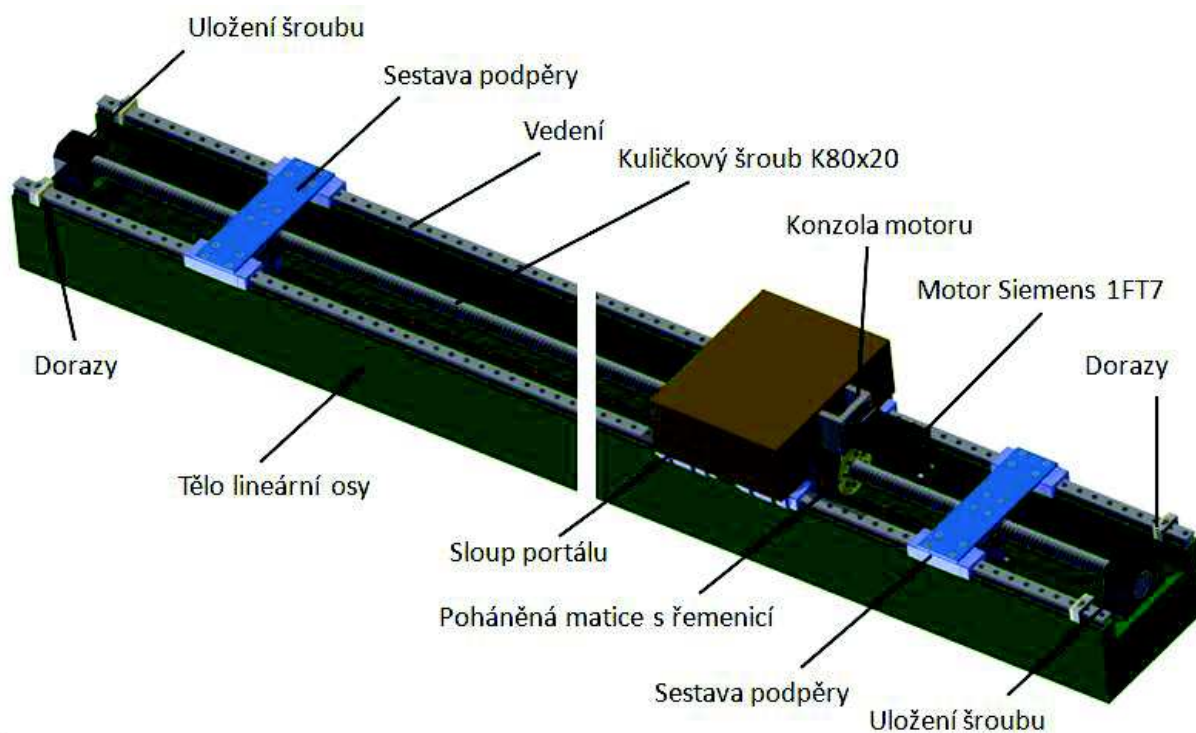
### 12.3.1 Realizace pohonu

Pohon rotační matice je realizován motorem Siemens, ozubeným řemenem Optibelt Omega 8M HL a dvěma řemenicemi. Malá řemenice má roztečný průměr 63,66 mm, roztečný průměr velké řemenice je 190,99 mm (dle parametrů výrobce). Motor je spojen s konzolou, která je připevněná ke stojanu portálu. Nesprávná osová vzdálenost motoru a osy šroubu může být regulována pomocí přestavení motoru v dírách pro šrouby. Pomocí broušené podložky lze regulovat polohu ve směru osy X. Pohon rotační matice je zobrazen na obrázku 43.



Obr. 43) Vizualizace motoru pohonu matice

### 12.3.2 Kompletní sestava lineární osy



Obr. 44) Kompletní sestava pohonu rotační maticí

## **12.4 Neřešené konstrukční uzly**

Úplný konstrukční návrh lineární osy by měl obsahovat i další části, které zde nebyly řešeny. Patří mezi ně krytování, mazání, rozvod médií a elektronika.



## 13 ZÁVĚR

Diplomová práce se zabývá náhonem posuvové souřadnice portálového obráběcího centra pomocí kuličkového šroubu s maticí. Toto řešení má však jistá omezení.

První část diplomové práce je rešeršní, zabývá se popisem jednotlivých částí lineární posuvové osy. Jsou zde popsány jednotlivé typy portálových obráběcích center, možná řešení náhonů a jejich vzájemné porovnání. Dále je uvedena výroba kuličkového šroubu a konstrukční řešení matice.

Následně je proveden průzkum trhu. Výrobců, kteří využívají k pohonu lineární osy kuličkový šroub, není mnoho. Jmenovitě se jedná o společnost Zimmermann, Axa a Johnford. Ostatní výrobci se zaměřují převážně na pohon pastorkem a hřebenem. Naopak společností, které vyrábějí kuličkové šrouby je na trhu dostatek. Nejčastěji vyráběné délky šroubů jsou kolem 10 metrů. Někteří výrobci standardně vyrábí i délky šroubů do 15 metrů.

Jedním z omezení využití náhonu kuličkovým šroubem a maticí jsou vyráběné délky šroubů. Druhým kritériem je délkový poměr. Ten je firmou KSK Precise Motion udáván jako 48. Při překročení tohoto poměru dochází k nežádoucím průhybům šroubu, které ovlivňují vlastnosti lineární osy a je nutné je podepírat. Na základě multikriteriální metody bylo provedeno porovnání náhonu pomocí kuličkového šroubu s poháněným hřídelem, poháněnou maticí a pomocí pastorku s hřebenem. Z výsledku porovnání pohonů vyplývá, že pohon kuličkovým šroubem je vhodné použít do délky 10 metrů. Pro požadované zdvihy nad 10 metrů je vhodnější použít pastorek s hřebenem. Použití kuličkového šroubu s poháněným hřídelem je výhodné do délek zhruba 4 metrů. Záleží ovšem na výrobcí, jestli bude preferovat jednodušší konstrukční řešení a menší zástavbový prostor v případě poháněného šroubu, nebo vyšší tuhost a lepší dynamiku mechanismu v případě pohonu matice. Výsledky tohoto porovnání jsou závislé na zkušenostech hodnotitele. Jsou tedy orientační a diskutabilní.

V další části je řešen konstrukční návrh obou variant pohonu kuličkovým šroubem a maticí. V případě poháněného šroubu je zdvih stanoven na 3 metry. Pro použití poháněné matice je volen 6,5 metrů. Hmotnost přesouvaného portálu je volena 20 000 kg a maximální zrychlení  $2 \text{ m/s}^2$ . V případě poháněné matice je také řešen návrh podpěry šroubu. Pro volbu vhodné podpěry je nutné brát ohledy na zástavbové rozměry stroje.

Na základě konstrukčního návrhu lze říci, že největší délky zdvihu lze dosáhnout vetknutým uložením hřídele na obou jeho koncích. Životnost v případě poháněného šroubu byla stanovena na 40 000 hodin, v případě poháněné matice na 80 000 hodin.



## 14 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. Praha: MM publishing, 2014. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.
- [2] BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*. Vyd. 2., přeprac. Brno: VUT, 1991. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0361-6.
- [3] 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.
- [4] DIN ISO 3408-4. *Ball screw part 4 - Static axial rigidity*. Deutsches Institut für Normung, 2011.
- [5] DIN ISO 3408-5. *Ball screw part 5 - Static and dynamic axial load ratings and operational life*. Deutsches Institut für Normung, 2011.
- [6] HAMPL, Štěpán. Parametry krytů vedení obráběcích strojů. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2016 [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/parametry-krytu-vedeni-obrabecich-stroju.html>
- [7] HUDEC, Jan. Krytování pohybových os obráběcích strojů. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2005 [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/krytovani-pohybovych-os-obrabecich-stroju.html>
- [8] KNOFLÍČEK, Radek a Štěpán HAMPL. Vlastnosti a konstrukce krytování pohyblivých částí obráběcích strojů. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2005 [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/vlastnosti-a-konstrukce-krytovani-pohyblivych-casti-obrabecich-stroju.html>
- [9] MAREK, Jiří. Kuličkové šrouby a matice ve stavbě CNC obráběcích strojů, část 1. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2015 [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/kulickove-srouby-a-matice-ve-stavbe-cnc-obrabecich-stroju-cast-1.html>
- [10] MAREK, Jiří. Kuličkové šrouby a matice ve stavbě CNC obráběcích strojů, část 2. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2015 [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/kulickove-srouby-a-matice-ve-stavbe-cnc-obrabecich-stroju-cast-2.html>
- [11] MAREK, Jiří. Kuličkové šrouby a matice ve stavbě CNC obráběcích strojů, část 3. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2015 [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/kulickove-srouby-a-matice-ve-stavbe-cnc-obrabecich-stroju-cast-3.html>
- [12] MAREK, Jiří. Kuličkové šrouby a matice ve stavbě CNC obráběcích strojů, část 4. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2015 [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/kulickove-srouby-a-matice-ve-stavbe-cnc-obrabecich-stroju-cast-4.html>
- [13] SVOBODA, Ondřej. Řešení tepelných deformací obráběcích strojů. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2013 [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/reseni-tepelných-deformaci-obrabecich-stroju.html>
- [14] KOPAL, Miroslav. Odměřovací systémy a jejich vliv na přesnost. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2013 [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/odmerovaci-systemy-a-jejich-vliv-na-presnost.html>

- [15] VOJÁČEK, Antonín. Odměřování polohy s přesností na 0,001 mm. *Automatizace hw* [online]. 2010 [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <https://automatizace.hw.cz/odmerovani-polohy-s-presnosti-na-0001-mm>
- [16] ŠAFRÁNEK, Pavel. Víceúnosné kuličkové šrouby. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2012 [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/viceunosne-kulickove-srouby.html>
- [17] APEX DYNAMICS. *Pastorky a ozubené hřebeny* [online]. [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <https://www.apexdynaczech.cz/pastorky-a-ozubene-hrebeny/>
- [18] KAVÁN, Martin. Lineární pohony na vzestupu. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2006 [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/linearni-pohony-na-vzestupu.html>
- [19] BRYCHTA, Josef, Robert ČEP a Jana PETRŮ. Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava. *Výrobní stroje obráběcí* [online]. Ostrava, 2012 [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/346/cs/studium/studijni-literatura/VSO.pdf>
- [20] BOROVCOVÁ. *Metody vícekritériálního hodnocení variant a jejich využití při výběru produktu finanční instituce* [online]. Ostrava, 2010 [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: [https://www.ekf.vsb.cz/export/sites/ekf/rmfr/.content/galerie-dokumentu/2014/plne-zneni-prispevku/Borovcova.Martina\\_1.pdf](https://www.ekf.vsb.cz/export/sites/ekf/rmfr/.content/galerie-dokumentu/2014/plne-zneni-prispevku/Borovcova.Martina_1.pdf)
- [21] HIWIN. *Katalog kuličkové šrouby* [online]. 2018 [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <https://www.hiwin.cz/download/cd5d1a50e11cb4e2503bd18e3571c20d>
- [22] KSK Precise Motion. *Katalog produktů* [online]. [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: [https://www.ksk-pm.cz/media/upload/files/Produktovy\\_katalog\\_2017\\_CZ.pdf](https://www.ksk-pm.cz/media/upload/files/Produktovy_katalog_2017_CZ.pdf)
- [23] KSK Precise Motion. *Výpočtová část* [online]. [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <http://www.ksk-kurim.cz/kulickove-srouby/vypoctova-cast/>
- [24] THK. *Ball screw general catalog* [online]. [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: [https://www.thk.com/sites/default/files/documents/uk\\_pdf/product/general/a/ee\\_A15.pdf](https://www.thk.com/sites/default/files/documents/uk_pdf/product/general/a/ee_A15.pdf)
- [25] OPTIBELT. *Technical manual, Rubber timing belt drives* [online]. 2016 [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <https://www.optibelt.com/fileadmin/pdf/produkte/zahnriemen-gummi/Optibelt-TM-Rubber-Timing-Belt-Drives.pdf>
- [26] THK. *Caged Roller LM Guide, Roller Cage Effect Ultra-super-high Rigidity, SRG/SRN* [online]. Japan [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: [https://tech.thk.com/upload/catalog\\_claim/pdf/270-11E\\_SRG\\_SRN.pdf](https://tech.thk.com/upload/catalog_claim/pdf/270-11E_SRG_SRN.pdf)
- [27] HIWIN. *Mazací návod pro kuličkové šrouby* [online]. [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <https://www.hiwin.cz/download/96c571a0013b4a475f582be7f2937aa7>
- [28] HIWIN. *Lineární osy* [online]. [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <https://www.hiwin.cz/cz/produkty/linearni-osy>
- [29] F-ZIMMERMANN. *Product catalogue FZ30/FZ35* [online]. [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: [https://www.f-zimmermann.com/fileadmin/user\\_upload/pdf/fz30\\_fz35\\_en.pdf](https://www.f-zimmermann.com/fileadmin/user_upload/pdf/fz30_fz35_en.pdf)
- [30] AXA MASCHINENBAU. *PFZ - Velká portálová obráběcí centra* [online]. [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <https://www.axa-maschinenbau.de/cs/produkty/portalova-obrabeci-centra/pfz/#c1356>
- [31] JOHNFORD. *SDMC-6000X2800X800* [online]. [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <http://www.johnford.com.tw/products/sliding-column-machining-centers/sdmc-6000x2800x800-1066>

- [32] TOS Kuřim. *TOS FRF* [online]. [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <http://www.toskurim.cz/cz/produktove-portfolio/portalova-obrabeci-centra/tos-frf>
- [33] Strojírna TYC. *Portálové obráběcí centrum s pojízdným portálem – FSGC* [online]. [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <https://www.strojirna-tyc.cz/fsgc/>
- [34] MRM Machinery. *Uniport 4000* [online]. [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <https://mrm-machinery.cz/cnc-stroje/unisign/uniport4000/>
- [35] HISION CNC. *Moving Gantry Machining Center* [online]. [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <http://www.hisioncnc.com/cnc-machines/Double-Column-Machining-Center-199.html>
- [36] Náročné obrábění. *Portálová a gantry centra* [online]. [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <http://narocneobrabeni.cz/kategorie/stroje-a-technologie/frezovani/portalova-a-gantry-centra/>
- [37] MRM Machinery. *Vertikální CNC obráběcí centrum PAMA* [online]. [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: [https://mrm-machinery.cz/wp-content/uploads/2017/03/PAMA\\_cat\\_VERTIRAM-2015-EN\\_OK.pdf](https://mrm-machinery.cz/wp-content/uploads/2017/03/PAMA_cat_VERTIRAM-2015-EN_OK.pdf)
- [38] AMANNESMANN. *Ball screw* [online]. [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <https://www.amannesmann.de/en/products/ball-screws/>
- [39] BARNES INDUSTRIES. *Precision ball screw* [online]. [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <http://www.barnesballscrew.com/ball-screws/>
- [40] HEIDENHAIN. *Linear Encoders* [online]. 2017 [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: [https://www.heidenhain.cz/fileadmin/pdb/media/img/571470-2B\\_Linear\\_Encoders\\_For\\_Numerically\\_Controlled\\_Machine\\_Tools.pdf](https://www.heidenhain.cz/fileadmin/pdb/media/img/571470-2B_Linear_Encoders_For_Numerically_Controlled_Machine_Tools.pdf)
- [41] HENNLICH. *Teleskopické kryty* [online]. [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/produkty/krytovani-stroju-a-triskove-hospodarstvi-teleskopicke-kryty-218/zakladni-tvary.html>
- [42] SIEMENS. *SIMODRIVE 611, 1FT7 Synchronous Motors* [online]. 2010 [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: [https://cache.industry.siemens.com/dl/files/893/29311893/att\\_62930/v1/PFT7\\_en\\_en-US.pdf](https://cache.industry.siemens.com/dl/files/893/29311893/att_62930/v1/PFT7_en_en-US.pdf)
- [43] Volba mezi systémy na bázi servomotorů nebo indukčních motorů. *Control Engineering* [online]. 2012 [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <http://www.controlengcesko.com/hlavni-menu/artikyly/artikul/article/volba-mezi-systemy-na-bazi-servomotoru-nebo-indukcnich-motoru/>
- [44] KTR. *Rotex, flexible jaw couplings* [online]. [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: [https://www.ktr.com/fileadmin/ktr/media/Tools\\_Downloads/kataloge/01\\_flexible\\_jaw\\_bin\\_bush\\_ROTEx.pdf](https://www.ktr.com/fileadmin/ktr/media/Tools_Downloads/kataloge/01_flexible_jaw_bin_bush_ROTEx.pdf)
- [45] CECHO. *Klec kuličková* [online]. [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <https://eshop.cecho.cz/produkty/1/fkl>
- [46] APEX DYNAMICS. *Přímé planetové převodovky řady AB* [online]. [cit. 2019-05-10]. Dostupné z: <https://www.apexdynaczech.cz/produkty/prima-planetova-prevodovka-ab/>



# 15 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

## 15.1 Seznam použitých symbolů

$a$	[mm]	předběžná osová vzdálenost
$a_f$	[mm]	osová vzdálenost řemene
$b_p$	[mm]	šířka pera
$C$	[-]	součinitel setrvačnosti
$c_0$	[-]	základní koeficient tření
$c_1$	[-]	koeficient záběru zubů
$c_2$	[-]	celkový koeficient zatížení
$c_3$	[-]	koeficient převodového poměru
$c_6$	[-]	provozní koeficient
$c_7$	[-]	koeficient délky řemene
$C_{am}$	[N]	dynamická únosnost matice
$C_{dynmin}$	[N]	minimální dynamická únosnost ložiska
$C_{oam}$	[N]	statická únosnost matice
$C_p$	[N]	únosnost jedné řady kuliček
$c_s$	[-]	koeficient šířky řemene
$C_v$	[N]	dynamické zatížení vozíku
$C_a$	[N]	dynamická axiální únosnost šroubu
$C_i$	[N]	únosnost pro jeden pracovní závit kuličkového šroubu
$C_{oa}$	[N]	statická axiální únosnost šroubu
$C_s$	[N]	hodnota výpočtu únosnost pro jeden závit šroubu
$D_1$	[mm]	průměr matice
$d_c$	[mm]	průměr dosedu kuliček
$D_h$	[mm]	průměr hřídele malé řemenice
$d_o$	[mm]	jmenovitý průměr šroubu
$d_{pw}$	[mm]	roztečný průměr
$D_{r1}$	[mm]	roztečný průměr velké řemenice
$D_{r2}$	[mm]	roztečný průměr malé řemenice
$d_t$	[mm]	průměr táhla
$D_w$	[mm]	průměr kuličky
$D_{wp}$	[mm]	průměr kuličky podpěry
$f$	[-]	součinitel tření
$f_1$	[-]	součinitel tření ve vodících plochách

$f_2$	[-]	součinitel tření v KŠM redukováný
$f_c$	[-]	faktor kontaktního napětí
$F_{dok}$	[N]	síla od dokončování
$f_h$	[-]	faktor tvrdosti
$F_h$	[N]	obvodová síla na povrchu hřídele
$F_{hrub}$	[N]	síla od hrubování
$F_m$	[N]	ekvivalentní axiální zatížení
$F_{max}$	[N]	maximální axiální zatížení
$F_p$	[mm]	radiální síla na podpěru
$F_{pp}$	[N]	síla potřebná k přesunutí podpěry
$F_{rychl}$	[N]	síla od rychloposuvu
$f_t$	[-]	faktor teploty
$f_{vi}$	[-]	součinitel uložení pro výpočet vzpěry
$F_{vrt}$	[N]	síla od vrtání
$f_w$	[-]	faktor zatížení
$f_c$	[-]	korekční faktor pro vliv geometrie profilu
$f_{rs}$	[-]	poměr r profilu k průměru kuličky
$F_v$	[N]	zatěžující síla vozíku
$I_l$	[-]	počet pracovních závitů matice
$i_p$	[-]	Převodový poměr převodovky
$J_m$	[kg.m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti zvedané soustavy
$J_{rhm}$	[kg.m <sup>2</sup> ]	celkový moment setrvačnosti redukováný
$J_s$	[kg.m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti šroubu
$J_{mot}$	[kg.m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti motoru
$J_p$	[kg.m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti převodovky
$K$	[N/μm]	celková tuhost soustavy
$K_B$	[N/μm]	tuhost ložiska
$K_M$	[N/μm]	tuhost matice
$k_o$	[-]	charakteristická hodnota pro výpočet statické únosnosti
$k_{op}$	[-]	hodnota pro výpočet únosnosti podpěry
$k_p$	[ks]	počet podpěr
$K_S$	[N/μm]	tuhost šroubu
$L_{10}$	[hod]	životnost ložiska v otáčkách
$L_h$	[hod]	životnost ložiska v hodinách
$L_{hmin}$	[hod]	minimální životnost
$L_1$	[mm]	délka matice
$L_{1,2}$	[ot]	životnost v otáčkách



$L_h$	[ot]	životnost KŠM hodinách
$l_{ksm}$	[mm]	délka kuličkového šroubu
$l_p$	[mm]	délka pera
$l_{pod}$	[mm]	délka podpěry
$L_{řp}$	[mm]	předběžná délka řemene
$L_s$	[ot]	modifikovaná životnost v otáčkách
$l_t$	[mm]	délka táhla táhla
$l_u$	[mm]	vzdálenost uložení
$l_{umax}$	[mm]	maximální délka úseku podepření
$L_v$	[hod]	životnost vozíku v hodinách
$L_{vkm}$	[km]	životnost vozíku v km
$l_z$	[mm]	zdvih
$M_G$	[N.m]	moment od přesouvaných hmot
$M_{GT}$	[N.m]	moment od tíhové síly
$M_{KSM}$	[N.m]	moment soustavy KŠM
$M_{zdrhm}$	[N.m]	celkový moment setrvačnosti red.na křídél motoru
$m_c$	[kg]	přesouvaná hmotnost pro jeden motor
$m_m$	[kg]	hmotnost motoru
$M_m$	[N.m]	jmenovitý moment motoru
$M_{md}$	[N.m]	potřebný moment motoru
$M_{ms}$	[Nm]	potřebný moment motoru
$m_p$	[kg]	hmotnost portálu
$n_l$	[min <sup>-1</sup> ]	počet zdvihů za minutu
$n_{dok}$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky dokončování
$n_{hrub}$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky hrubování
$n_k$	[-]	počet řad kuliček
$n_{kr}$	[min <sup>-1</sup> ]	kritické otáčky KŠM
$n_m$	[min <sup>-1</sup> ]	ekvivalentní otáčky
$n_{mot}$	[min <sup>-1</sup> ]	jmenovité otáčky motoru
$n_{of}$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčkový faktor
$n_{rychl}$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky rychloposuvu
$n_v$	[ks]	počet vozíků
$n_{vrt}$	[min <sup>-1</sup> ]	otáčky vrtání
$p_{dov}$	[MPa]	dovolený tlak na bocích drážky
$P_e$	[kW]	ekvivalentní výkon
$p_h$	[mm]	stoupání závitů
$P_m$	[kW]	potřebný výkon motoru

$P_m$	[kW]	výkon motoru
$P_N$	[kW]	tabulkový výkon řemene
$q_{dok}$	[-]	využití dokončování
$q_{hrub}$	[-]	využití hrubování
$q_{rychl}$	[-]	využití rychloposuvu
$q_{vrt}$	[-]	využití vrtání
$t_l$	[mm]	výška drážky pro pero
$v_{dok}$	[m/min]	rychlost při dokončování
$v_{hrub}$	[m/min]	rychlost při hrubování
$v_{max}$	[m/min]	maximální rychlost
$v_{rychl}$	[m/min]	rychlost při rychloposuvu
$v_{vrt}$	[m/min]	rychlost při vrtání
$z_l$	[ks]	počet nezatížených kuliček (převod lůžky)
$z_n$	[ks]	počet kuliček v řadě podpěry
$\alpha$	[°]	úhel do sedu kuličky
$B$	[°]	úhel sklonu vedení
$\gamma$	[-]	součinitel ovlivňující geometrii kuličky
$\eta_c$	[-]	celková účinnost soustavy
$\eta_l$	[-]	účinnost převodové skříně
$\eta_s$	[-]	účinnost ložisek
$\eta_v$	[-]	účinnost KŠM
$\eta_v$	[-]	účinnost vedení
$\varepsilon_m$	[rad/s <sup>2</sup> ]	úhlové zrychlení motoru
$\varepsilon_s$	[rad/s <sup>2</sup> ]	úhlové zrychlení šroubu
$\lambda_i$	[-]	součinitel uložení pro výpočet kritických otáček
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota materiálu pro výrobu KŠM
$\sigma_D$	[MPa]	dovolené napětí v tahu
$\varphi$	[rad]	úhel stoupání závitu

## 15.2 Seznam tabulek

TAB 1)	TECHNICKÁ SPECIFIKACE STROJE FZ30 [29].....	40
TAB 2)	TECHNICKÁ SPECIFIKACE STROJE PFZ40 [30].....	41
TAB 3)	TECHNICKÁ SPECIFIKACE STROJE SDMC-6000 [31].....	42
TAB 4)	PŘEHLED VÝROBCŮ .....	43
TAB 5)	ÚCHYLKY STOUPÁNÍ KULIČKOVÝCH ŠROUBŮ [22] .....	45

TAB 6) SAATYM DOPORUČENÁ BODOVÁ STUPNICE S DESKRIPTORY [20]	50
TAB 6) POROVNÁVANÉ PARAMETRY .....	51
TAB 7) VÝHODY A NEVÝHODY POHONU ROTUJÍCÍ HŘÍDELÍ .....	56
TAB 8) VÝHODY A NEVÝHODY POHONU ROTUJÍCÍ MATICÍ .....	56
TAB 9) SOUČINITEL ULOŽENÍ PRO VÝPOČET KRITICKÝCH OTÁČEK [24]	61
TAB 10) SOUČINITEL DLE ULOŽENÍ [23] .....	65
TAB 11) SOUČINITEL DLE ULOŽENÍ [23] .....	74

### 15.3 Seznam obrázků

OBR. 1) PORTÁLOVÉ OBRÁBĚCÍ CENTRUM – SPODNÍ GANTRY [36] .....	19
OBR. 2) PORTÁLOVÉ OBRÁBĚCÍ CENTRUM - HORNÍ GANTRY [36] .....	20
OBR. 3) PORTÁLOVÉ OBRÁBĚCÍ CENTRUM - POHYBLIVÝ STŮL [36] .....	20
OBR. 4) POSUVOVÁ LINEÁRNÍ SOUSTAVA .....	21
OBR. 5) KULIČKOVÝ ŠROUB [16] .....	21
OBR. 6) PASTOREK A HŘEBEN [17] .....	22
OBR. 7) POSUVOVÁ LINEÁRNÍ SOUSTAVA [1] .....	23
OBR. 8) LINEÁRNÍ OSA POHÁNĚNÁ LINEÁRNÍM MOTOREM OD FIRMY HIWIN [28] .....	24
OBR. 9) PROFILY DRÁŽEK KULIČKOVÝCH ŠROUBŮ: A) BROUŠENÝ, B) OKRUŽOVANÝ, C) VÁLCOVÝ PROFIL [22] .....	25
OBR. 10) PROFIL DRÁŽKY KULIČKOVÉHO ŠROUBU: A) GOTICKÝ, B) KRUHOVÝ .....	26
OBR. 11) ZPŮSOBY ULOŽENÍ KUL. ŠROUBU: A) PEVNÉ – PEVNÉ, B) PEVNÉ – VOLNÉ, C) VOLNÉ – VOLNÉ, D) PEVNÉ - LETMÉ .....	27
OBR. 12) ZPŮSOBY SPOJENÍ MOTORU A KULIČKOVÉHO ŠROUBU .....	27
OBR. 13) POHÁNĚNÁ MATICE [16] .....	28
OBR. 14) SYNCHRONNÍ SERVOMOTOR SIEMENS 1FT7 [42] .....	28
OBR. 15) ZPŮSOBY PŘEDEPNUTÍ MATIC [22] .....	30
OBR. 16) PŘEVÁDĚNÍ KULIČEK [21] .....	30
OBR. 17) ROZDĚLENÍ LINEÁRNÍCH VEDENÍ .....	31
OBR. 18) HYDROSTATICKÉ VEDENÍ OTEVŘENÉ [1] .....	32
OBR. 19) VALIVÉ VEDENÍ S NEOMEZENOU DÉLKOU [26] .....	33
OBR. 20) NEPŘÍMÉ ODMĚŘOVÁNÍ: ODMĚŘOVACÍ ZAŘÍZENÍ SOUČÁSTÍ MOTORU [1] .....	34
OBR. 21) PŘÍMÉ ODMĚŘOVÁNÍ [1] .....	34
OBR. 22) FOTOELEKTRICKÝ PRINCIP MĚŘENÍ SE SKLENĚNÝM MĚŘÍTKEM OD FIRMY HEIDENHAIN [1] .....	35

OBR. 23)TELESKOPICKÝ KRYT [6].....	36
OBR. 24)KRYTOVÁNÍ KULIČKOVÉHO ŠROUBU [9] .....	36
OBR. 25)PORTÁLOVÉ OBRÁBĚCÍ CENTRUM FZ30 [29] .....	39
OBR. 26)PORTÁLOVÉ OBRÁBĚCÍ CENTRUM PFZ40 [30].....	41
OBR. 27)PORTÁLOVÉ OBRÁBĚCÍ CENTRUM SDMC-6000 [31].....	42
OBR. 28)TABULKA KULIČKOVÝCH ŠROUBŮ KSK PM [22].....	45
OBR. 29)POHON HŘÍDELE KŠM .....	46
OBR. 30)GRAF ZÁVISLOSTI VYRÁBĚNÝCH DÉLEK ŠROUBU NA PRŮMĚRECH .....	47
OBR. 31)POHON MATICE KŠM .....	47
OBR. 32)NORMOVANÁ VÁHA KRITÉRIÍ.....	52
OBR. 33)VYHODNOCENÍ VHODNOSTI POHONŮ .....	52
OBR. 34)GRAF ZÁVISLOSTI DÉLEK ŠROUBU NA PRŮMĚRECH.....	55
OBR. 35)PŘÍKLAD ZATĚŽOVACÍHO SPEKTRA KULIČKOVÉHO ŠROUBU [21]58	
OBR. 36)TYPY ULOŽENÍ KŠM .....	60
OBR. 37)ROZDĚLENÍ PODPĚR KŠM .....	81
OBR. 38)NÁVRH POSUVNÉ PODPĚRY .....	82
OBR. 39)SCHÉMA ROZLOŽENÍ PODPĚR .....	82
OBR. 40)VIZUALIZACE MOTORU POHONU ŠROUBU .....	85
OBR. 41)PRUŽNÁ SPOJKA ROTEX.....	86
OBR. 42)KOMPLETNÍ SESTAVA POHONU ROTAČNÍM HŘÍDELEM .....	86
OBR. 43)VIZUALIZACE MOTORU POHONU MATICE .....	87
OBR. 44)KOMPLETNÍ SESTAVA POHONU ROTAČNÍ MATICÍ .....	87

## 16 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Výkresová dokumentace

Příloha 2 – Výpočet KŠM (poháněný šroub) v programu Mathcad

Příloha 3 – Výpočet KŠM (poháněná matice) v programu Mathcad

Příloha 4 – Multikriteriální analýza v programu MS Excel

Příloha 5 – 3D model lineární osy s poháněnou maticí

Příloha 6 – 3D model lineární osy s poháněným hřídelem

