



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

# KONSTRUKČNÍ NÁVRH LINEÁRNÍ OSY PRO TĚŽKÝ OBRÁBĚCÍ STROJ

DESIGN OF LINEAR AXIS FOR HEAVY MACHINE TOOL

## DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Lukáš Göbel

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Dominik Hermanský

BRNO 2017



# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student:	<b>Bc. Lukáš Göbel</b>
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Výrobní stroje, systémy a roboty
Vedoucí práce:	<b>Ing. Dominik Hermanský</b>
Akademický rok:	2016/17

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

## Konstrukční návrh lineární osy pro těžký obráběcí stroj

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Úkolem studenta je konstrukčně zpracovat kompletní lineární osu pro vybraný stroj. Nedílnou součástí zadání je posouzení různých konstrukčních variant z hlediska pohonu osy (kuličkový šroub, systém Master–Slave, lineární motor...). V poslední fáze student na základě vhodných kritérií vybere nejvhodnější variantu a zpracuje základní výkresovou dokumentaci. Práce bude realizována v spolupráci s výzkumným centrem Intemac Solutions, s.r.o.

### Cíle diplomové práce:

1. Rešerše v oblasti lineárních os u těžkých obráběcích strojů
2. Konstrukční návrh různých variant
3. na základě vhodných kritérií, výběr optimálního provedení
4. Výkresová dokumentace + 3D CAD model

### 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 2016/17

V Brně, dne

L. S.

---

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

---

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

## **ABSTRAKT**

Obsahem této práce je popis jednotlivých komponentů lineární posuvové osy, které se využívají u těžkých obráběcích strojů. Jsou popsány jejich vlastnosti, výhody a nevýhody a na jejich základě jsou vytipovány různé konstrukční varianty. V druhé části jsou vypracovány konstrukční návrhy vytipovaných variant. Ty byly následně porovnány a byla vybrána nejideálnější varianta pro daný stroj, kterým je těžké obráběcí centrum typu horní gantry. Součástí práce je i 3D CAD model finální varianty a také výkresová dokumentace.

## **ABSTRACT**

The content of this thesis is the description the various component of the linear feed axis, which are used in heavy duty machine tools. This describes their features, advantages and disadvantages and on these basics, are selected different appropriate design variants. In the second part of this thesis has been drawn up constructional design of these variants. They were subsequently compared and then was chosen the most ideal one for the designed machine, which is heavy machine tool upper gantry type. The work also includes the 3D CAD model of the final version and drawing documentation.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

Lineární osa, kuličkový šroub, KŠM, hřeben a pastorek, master-slave, lineární motor, lineární vedení, odměřování, vyvažování, těžký obráběcí stroj, horní gantry

## **KEYWORDS**

Linear feed axes, ball screw, pinion and rack, master slave, linear motor, linear guide, measuring system, balancing, heavy machine tool, upper gantry



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

GÖBEL, L. *Konstrukční návrh lineární osy pro těžký obráběcí stroj*, Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. 2017, 93 s., Vedoucí diplomové práce Ing. Dominik Hermanský



## **PODĚKOVÁNÍ**

Děkuji tímto vedoucímu diplomové práce, Ing. Dominiku Hermanskému za poskytnuté cenné informace, rady a připomínky k této práci.



## **ČESTNÉ PROHLÁŠ ENÍ**

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Dominika Hermanského a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. 5. 2017

.....  
Bc. Göbel Lukáš



# OBSAH

<b>1</b>	<b>ÚVOD</b> .....	<b>15</b>
<b>2</b>	<b>TĚŽKÝ OBRÁBĚCÍ STROJ</b> .....	<b>17</b>
<b>3</b>	<b>VEDENÍ</b> .....	<b>18</b>
3.1	Kluzné vedení .....	19
3.1.1	Hydrodynamické vedení .....	19
3.1.2	Hydrostatické vedení .....	20
3.1.3	Aerostatické vedení .....	22
3.2	Magnetické vedení .....	22
3.3	Valivé vedení .....	23
3.4	Kombinované vedení .....	26
3.5	Porovnání jednotlivých typů .....	26
<b>4</b>	<b>POHON</b> .....	<b>27</b>
4.1	Kuličkový šroub a matice .....	27
4.1.1	Profily závitů .....	28
4.1.2	Převádění kuliček .....	28
4.1.3	Systémy předeptnutí .....	30
4.1.4	Uložení šroubu .....	31
4.1.5	Pohon kuličkového šroubu .....	32
4.1.6	Spojky .....	32
4.2	Hřeben a pastorek .....	33
4.2.1	Systémy předeptnutí .....	33
4.2.2	Uspořádání pastorku a hřebene .....	35
4.3	Lineární pohon .....	35
4.4	Hydrostatický šnekový převod a ozubený hřeben .....	36
4.5	Motory lineárních os .....	37
4.5.1	Krokové motory .....	38
4.5.2	Servomotory .....	38
4.6	Brzda lineární osy .....	39
4.7	Řídicí systém .....	39
<b>5</b>	<b>VYVAŽOVÁNÍ</b> .....	<b>41</b>
5.1	Mechanické vyvažování .....	41
5.2	Vyvažování pomocí akumulátoru .....	41
5.3	Elektronické vyvažování .....	41
<b>6</b>	<b>ODMĚŘOVÁNÍ</b> .....	<b>42</b>
6.1	Metody snímání polohy .....	42
6.2	Způsob odečítání polohové souřadnice .....	43
6.3	Fyzikální principy snímačů .....	43
<b>7</b>	<b>KONSTRUKČNÍ NÁVRH</b> .....	<b>45</b>
7.1	Sahos BR <sup>A</sup> XL .....	45
7.2	Vytipované konstrukční varianty .....	46
7.3	Návrh kuličkového šroubu bez vyvažování vřeteníku .....	51
7.3.1	Návrh kuličkového šroubu .....	52
7.3.2	Kontrola kuličkového šroubu .....	53
7.3.3	Stanovení životnosti .....	54

7.3.4	Návrh motoru a převodovky .....	55
7.4	Návrh kuličkového šroubu s vyvažováním vřeteníku .....	58
7.4.1	Kompenzace hmotnosti .....	58
7.4.2	Návrh kuličkového šroubu .....	58
7.4.3	Návrh motoru a převodovky .....	59
7.5	Návrh dvojice pastorků a ozubených hřebenů bez vyvažování vřeteníku .....	60
7.5.1	Návrh motoru .....	60
7.5.2	Návrh převodovky .....	62
7.6	Návrh dvojice pastorků a ozubených hřebenů s vyvažováním vřeteníku .....	63
7.7	Návrh pastorku a ozubeného hřebene bez vyvažování vřeteníku .....	63
7.8	Návrh pastorku a ozubeného hřebene s vyvažováním vřeteníku .....	63
7.9	Návrh lineárního vedení pro pohon bez vyvažování vřeteníku .....	63
7.9.1	Určení typu vedení .....	64
7.9.2	Výpočet zatížení .....	64
7.9.3	Kontrola vedení .....	67
7.9.4	Určení životnosti .....	68
7.10	Návrh lineárního vedení pro pohon s vyvažováním vřeteníku .....	68
7.11	Vyhodnocení variant pohonů .....	69
7.11.1	Metodika vyhodnocení .....	69
7.11.2	Vyhodnocení pohonů .....	70
<b>8</b>	<b>VÝSLEDNÉ ŘEŠENÍ .....</b>	<b>73</b>
8.1	Pohon .....	73
8.2	Uložení .....	74
8.3	Axiální tuhost osy .....	75
8.4	Motor .....	76
8.5	Spojka .....	76
8.6	Lineární vedení .....	78
8.7	Odměřování .....	78
8.8	Neřešené konstrukční uzly .....	79
8.9	Kompletní sestavení lineární osy a výsledná vizualizace .....	80
<b>9</b>	<b>ZÁVĚR .....</b>	<b>81</b>
<b>10</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....</b>	<b>83</b>
<b>11</b>	<b>SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK .....</b>	<b>87</b>
11.1	Seznam použitých zkratk .....	87
11.2	Seznam použitých symbolů .....	87
11.3	Seznam tabulek .....	89
11.4	Seznam obrázků .....	90
<b>12</b>	<b>SEZNAM PŘÍLOH .....</b>	<b>93</b>

# 1 ÚVOD

Obrábění CNC stroji je progresivní obor, kde jsou využívány velmi moderní technologie. Historické počátky jakéhokoliv obrábění přecházejí od prvních ručních nástrojů na opracování dřeva, kamene a v pozdějších dobách kovů v první mechanizmy pomáhající při opracovávání materiálu. Tím byly například první jednoduché pily na dřevo či šlapací soustruh. V této době se však kovy ještě obráběly výhradně ručními nástroji. Rozvoj obrábění kovů se uskutečnil ve středověku ve 14. století s objevením střelného prachu. Tehdejším úkolem bylo vymyslet válečné zařízení, které by bylo schopné využít potenciál střelného prachu. S tímto vznikla první děla a zároveň první vrtačky a soustruhy na obrábění jejich hlavních. Za další důležité milníky v tomto odvětví lze považovat první klikový mechanismus objevený v 15. století či první vyvrtávací stroj poháněný vodním kolem. V Evropě nastal velký rozvoj v oblasti třískového obrábění po období průmyslové revoluce. Ten se udál v 18. a 19. století a je spjat s objevením parního stroje. [12] Velký rozvoj samozřejmě probíhal i ve století dvacátém a do dnešní doby vývoj a výzkum v oblasti obrábění a obráběcích strojů nezpomaluje.

Jedním z důležitých znaků první průmyslové revoluce je i vznik a rozvoj strojírenství. To je disciplína, která je postavena na základech fyziky a nauky o materiálech. Jedná se o obor, který zahrnuje návrh, výrobu a provoz strojů a je to jeden z nejstarších a nejrozšířenějších technických oborů. Neustále (v minulosti i v současnosti) jsou na stroje, kterými se tento obor zabývá, kladeny čím dál větší požadavky na přesnost, zároveň jsou vyžadovány velké výkony při hrubování a velká přesnost při obrábění na čisto. Tím rostou nároky na nástroje, statické a dynamické nároky na nosnou konstrukci, ale i na celou pojezdovou soustavu, a právě tato část stroje je předmětem této závěrečné práce.

Hlavními příčinami zvyšování nároků na lineární osy je trh, konkurence, zákazník, ale i vysoká úroveň nástrojů, kterým současné stroje „nestačí“ a často je problém využít jejich plný potenciál. V průmyslovém odvětví je nespočet možností využití lineární osy. Je využita všude tam, kde musí být vykonán přesný lineární pohyb. Lineární posuvové osy se při stavbě obráběcích strojů používají k polohování komponentů obráběcího stroje nesoucí řezný nástroj nebo obrobek, a proto jejich přesnost a rychlost polohování určuje kvalitu a efektivitu stroje. Zároveň musí být schopny přenášet síly a momenty od zatížení s co nejmenší deformací. Obvykle se pohon os dělí na rotační a lineární, ovšem tato práce se zabývá pouze lineárním posuvem. Vedení rotačních částí, jako například vedení rotačního polohového stolu, zde není řešeno.

Obecně existuje několik základních a běžně používaných typů lineárních os. V principu se mezi sebou liší především způsobem přenosu posuvové síly z motoru na poháněnou část. Mezi hlavní stavební prvky těchto os patří jejich motor (případně i s převodovou skříní), což je výkonná část posuvové osy. Dále je to způsob převodu síly z motoru na posuvovou část stroje. Stěžejním prvkem každé osy je i její lineární vedení, které zajišťuje přesný pohyb a dostatečnou tuhost pohybujících se komponentů. Pro řízení a kompenzaci výrobních mechanických nepřesností slouží řídicí systém společně s odměřováním, jež jsou také nezbytnou součástí každého CNC obráběcího stroje. Mezi dalšími prvky v oblasti posuvových os může být například vyvažování, dorazy, způsob mazání, chlazení, bezpečnostní prvky, krytování či jiné zábrany proti vnikání nečistot. Popis těchto komponentů, jejich dělení a seznámení s výhodami, nevýhodami a vhodností použití je hlavním cílem první části této práce. Na základě této rešeršní části budou vytipována a částečně navržena některá konkrétní konstrukční řešení, která jsou

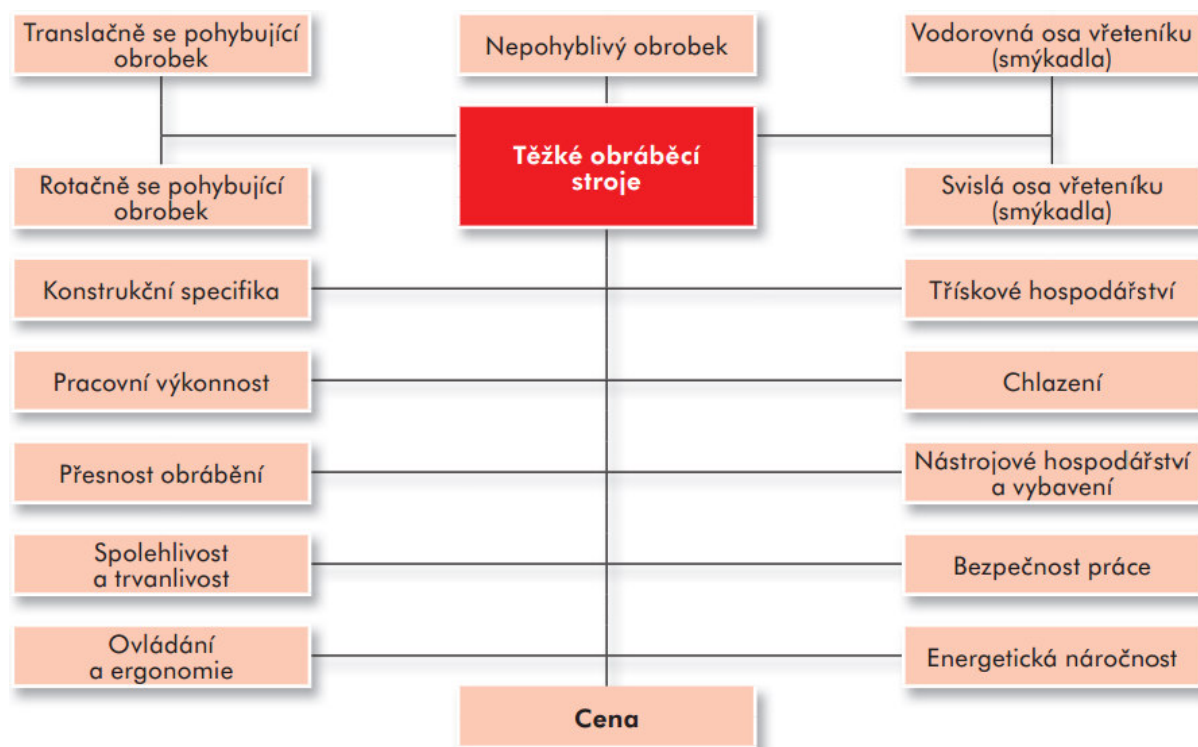
hlavním předmětem začátku praktické části práce. Jednotlivé varianty budou porovnány pomocí multikriteriální analýzy, na jejímž základě bude vybráno nejvhodnější řešení, které bude dopracováno do finální podoby.

Pro návrh lineární osy byl vybrán stroj od českého výrobce Sahos, který nese označení BR<sup>A</sup>XL. Návrh se zabývá pohonem jeho lineární osy Z, tedy posuvovou osou vřeteníku. Podle výsledného návrhu bude vytvořen 3D model, a také výkresová dokumentace sestavy. 3D model ve formě .step, výkresová dokumentace a výpočty provedené v programu MathCad budou součástí přílohy.

## 2 TĚŽKÝ OBRÁBĚCÍ STROJ

Těžké CNC obráběcí stroje se uplatňují především k výrobě velkých a těžkých obrobků, u kterých je vyžadována vysoká kvalita a zároveň přesnost opracovaných ploch. Obrobené součásti na těchto strojích bývají velké a těžké. Hmotnosti některých obráběných částí dosahují desítek až stovek tun. Od toho se také odvíjí cena obrobku, a pokud by kvůli špatné rozměrové přesnosti nebo kvalitě povrchu musely být sešrotovány, vedlo by to k obrovskému odpadu a finančním ztrátám. Příkladem může být firma Buderus Edelstahl obrábějící především velké výkovky, např. hřídele turbín o hmotnosti přibližně 100 tun, z čehož se více než polovina materiálu odebere obráběním [9]. Z těchto důvodů jsou na tyto stroje kladeny přísné nároky na jejich tuhost, přesnost a spolehlivost. Dalšími důležitými parametry jsou vysoké řezné a posuvové rychlosti. V současnosti je velká poptávka po obrábění velkých a přesných obrobků v několika hlavních sektorech. Těmi jsou železnice, běžné a jaderné elektrárny a elektrárny využívající obnovitelné zdroje, letectví, vrtné plošiny a lodní doprava. [28] [58]

Jedním z možných řešení pro tvorbu takových dílců je stavba těžkých obráběcích strojů. Výčet základního dělení a jejich specifik jsou vypsány v obrázku 1.



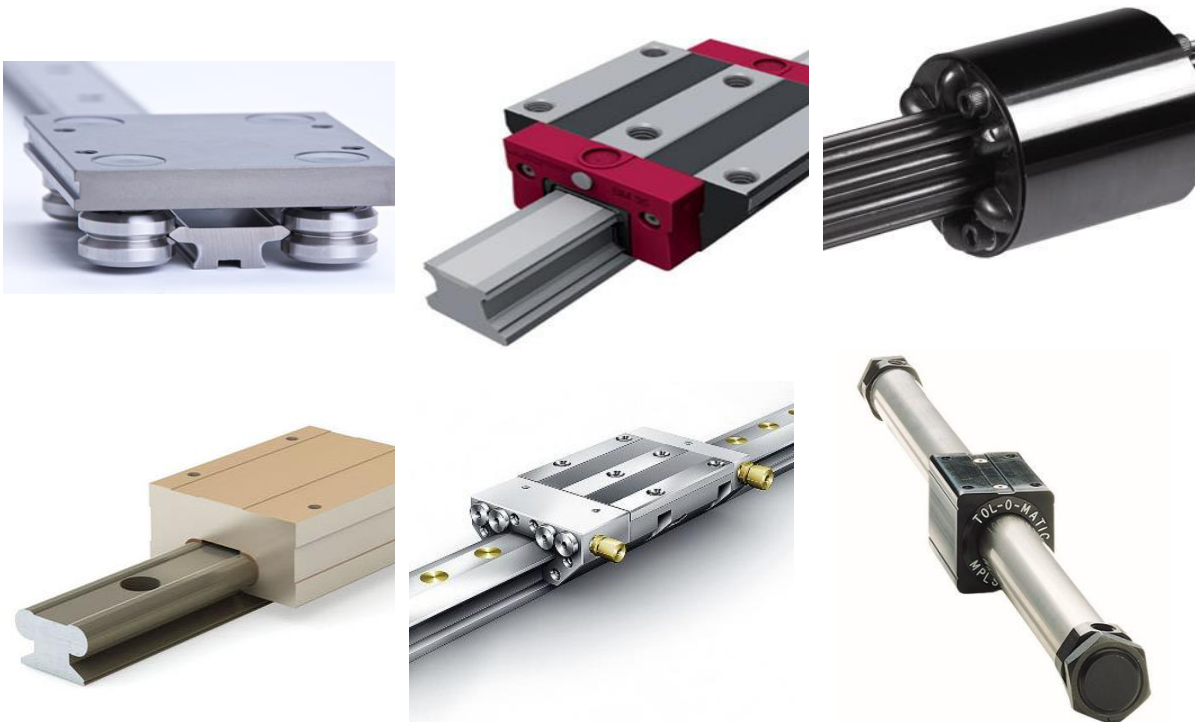
Obr. 1) Těžké obráběcí stroje a jejich specifika [28]

Klasická a nejčastější konfigurace těchto strojů je řešena sériovou kinematikou se 3 nebo 5 stupni volnosti. Kromě sériové kinematiky existuje i o hodně „mladší“ paralelní kinematika, u které je atraktivní vlastností nízká hmotnost posouvajících se částí. To teoreticky vede ke zvýšení celkové dynamiky stroje. Ve skutečnosti však u těchto strojů není možné dosáhnout požadované přesnosti a rychlosti. Ale i takové stroje existují a mají své místo na trhu. [1]

### 3 VEDENÍ

Prvním popsaným prvkem je lineární vedení. Jeho hlavní funkcí je přenášet zatížení a zajistit přesný pohyb součásti po dané trajektorii. Zatížení může být například od hmotností nesoucího objektu nebo také od řezných sil vyvolaných obráběcím procesem. Několik příkladů, jak takové vedení může vypadat, je na obrázku 2. Při konstrukci a výrobě obráběcích strojů jsou na vodící plochy kladeny následující požadavky:

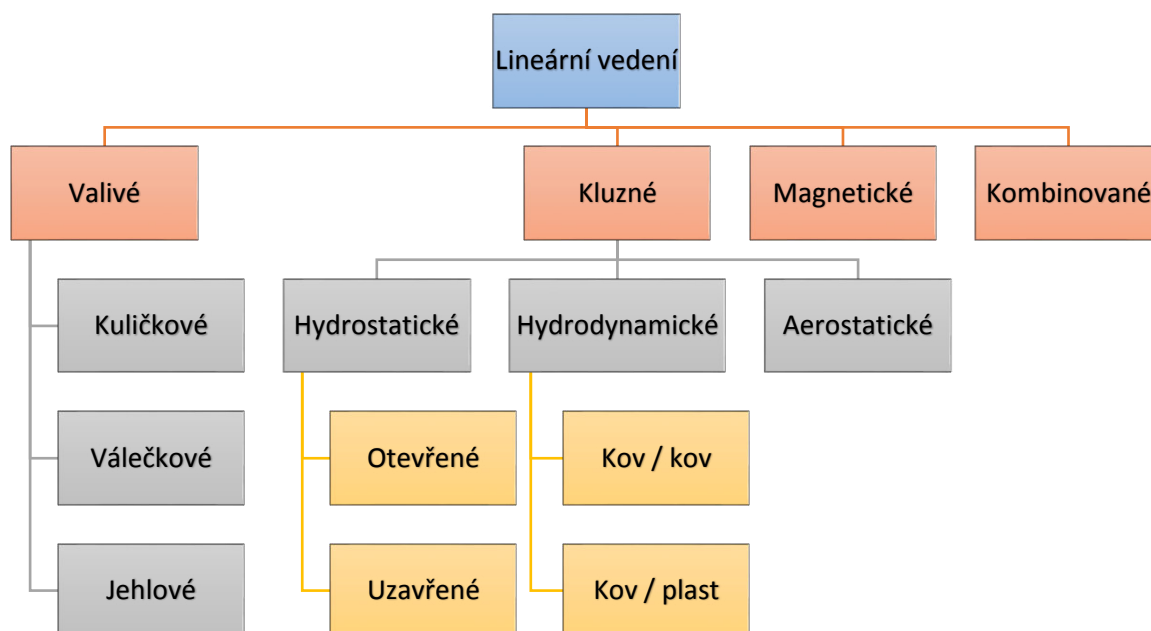
- eliminace přenosu sil a momentů na pohon soustavy lineární osy (to především při použití šroubu a matice, jelikož tyto součásti mohou být zatíženy pouze silou v axiálním směru)
- vysoká účinnost
- vysoká tuhost, aby odolalo obráběcím procesům a setrvačným silám s minimální deformací
- vedení musí dlouhodobě a správně fungovat i při vysokém zatížení a neoptimálním pracovním prostředí, například při výskytu chladicí kapaliny nebo třísek z obrábění
- geometrická přesnost, jelikož musí přesně vést nástroj či obrobek tak, aby bylo dosaženo ideální dráhy v požadované přesnosti
- povrch musí být dostatečně tvrdý a mít malý součinitel tření, aby se zabránilo trhavým pohybům a znehodnocování povrchu
- je vhodné, aby vedení bylo vybaveno i ochranou proti vnikání prachu a jiných nečistot, aby nedocházelo ke zvýšenému opotřebení, popřípadě zadření
- možnost vymezení vůle vzniklé opotřebením
- kvalitní mazání, pro snížení ztrát a opotřebení [51]



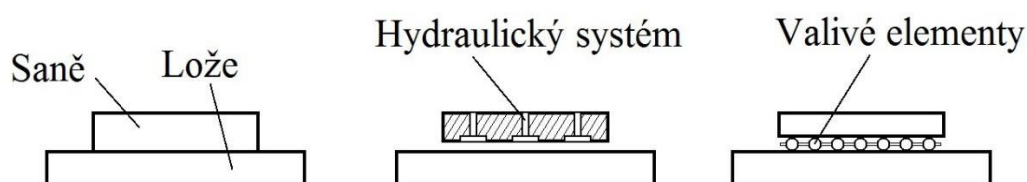
Obr. 2) Příklady lineárního vedení [45], [8], [47], [32], [16], [29]

### 3.1 Základní dělení

Vedení je rozdělováno především podle způsobu přenášení sil mezi pohybujícími se prvky. Stejně jako u klasických ložisek se i zde v první řadě určuje, zda se jedná o vedení kluzné či valivé. Může být ale i magnetické nebo lze jednotlivé typy kombinovat. Na obrázku 3 jsou vypsány základní typy vedení a na obr. 4 je schematicky znázorněn princip některých z nich.



Obr. 3) Druhy lineárních vedení [3]



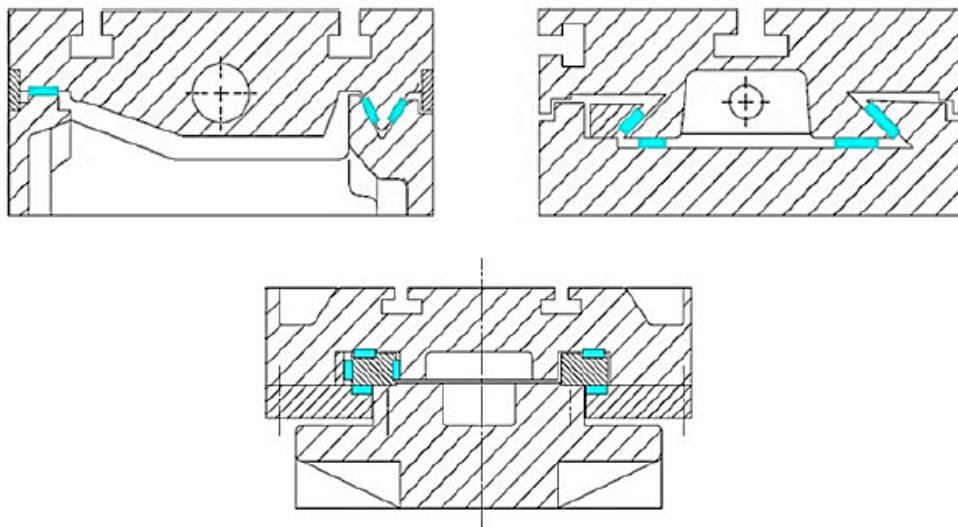
Obr. 4) Lineární vedení – zleva hydrodynamické, hydrostatické a valivé [2]

### 3.2 Kluzné vedení

#### 3.2.1 Hydrodynamické vedení

Jedná se o nejstarší, nejjednodušší a nejméně nákladný typ lineárního vedení, který ale stále nachází své uplatnění. Obecně lze říci, že hydrodynamická vedení mají vyšší koeficient tření než níže popsané typy. Hodnoty koeficientu tření jsou především závislé na použitých materiálech a pohybují se v rozmezí 0,1 – 0,3. K výrobě se využívá různých párů materiálu. Používá se ocel, litina, bronz a některé typy polymerů. Existuje také celá řada tvarů ploch a jejich vzájemných poloh. Na obrázku 5 jsou tři tvarová řešení, která jsou u obráběcích strojů nejběžnější.

Kluzná vedení mají obvykle vysokou tuhost, jsou ale považována za horší typ vedení vzhledem k jejich špatné přesnosti polohování. I když se již dlouho používají, tak je jejich pozice nahrazována valivými ložisky. Důvodem je, že hydrodynamická ložiska mají pro dnešní potřeby, jako jsou vysoká rychlost, přesnost a kvalita, dlouhá životnost a bezúdržbový provoz, mnoho nevýhod způsobených vysokým koeficientem tření a zároveň velkým rozdílem mezi statickým a dynamickým třením. Velký rozdíl ve tření může při malých rychlostech způsobovat trhavý pohyb, což negativně ovlivňuje schopnost polohování. Při vysokých rychlostech může vznikat tzv. olejový klín. To znamená, že ve vodících plochách dochází k částečnému nadnášení pohyblivé části, což má negativní vliv na přímočarost chodu. Toto vedení tedy není vhodné pro extrémně pomalé nebo naopak vysokorychlostní aplikace. Také se obtížně zjišťuje jeho tuhost a životnost. S tím je spojeno nesnadné dosažení optimální konstrukce. [34], [39]



Obr. 5) Typy vodících ploch hydrodynamického vedení – vlevo nahoře je vedení prizmatické, vpravo rybinové a dole ploché [1]

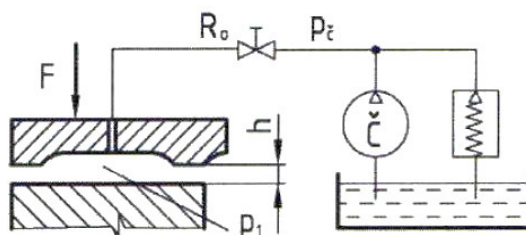
### 3.2.2 Hydrostatické vedení

Má-li být dosaženo extrémně přesného a tichého chodu, tak se obvykle volí vedení bez mechanického kontaktu mezi pohybujícími se komponenty. V závislosti na typu tekutiny se dále dělí na hydrostatické a aerostatické. U hydrostatického vedení je zatížení přenášeno tenkou vrstvou tlakového oleje, který je přiváděn mezi plochy navzájem se pohybujících komponentů. To vytváří olejový film, a tak dochází pouze ke kapalinovému tření. Tento způsob vedení se vyznačuje velmi malým koeficientem tření, který se pohybuje v rozmezí 0,000 1 – 0,000 01. Výsledkem je, že nedochází k přímému kontaktu vodících ploch, což vede k mimořádně dlouhé životnosti. Nevýhodou je potřeba velmi tuhých částí vedení a speciálních čerpadel. Také je vyžadovaná neustálá filtrace oleje. Ačkoliv je tento typ vhodný pro zvláštní účely, je obvykle velmi složitý na výrobu, nákladný na pořízení i provoz, a také vyžaduje drahé pomocné zařízení. Přesto bývá občas využíváno u velmi přesných strojů. Hydrostatické vedení se dále dělí na otevřené a uzavřené.

#### Otevřené hydrostatické vedení

Otevřený typ je vhodný pro rovnoměrně zatížené pohyblivé části, ale nevhodné pro přenášení velkých klopných momentů. Využívá se v případech, kde je zajištěno vysoké počáteční zatížení (například jako vedení stojanu těžké vyvrtávačky), jelikož je důležité, aby

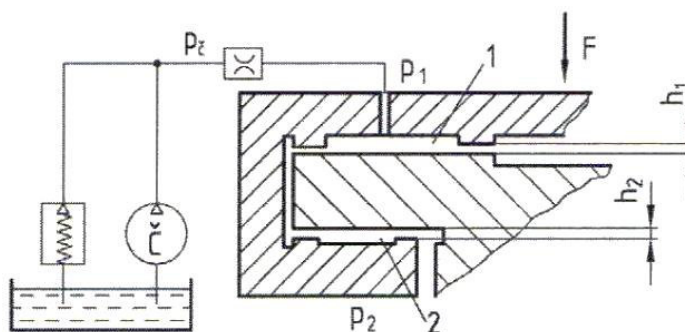
zatížení zabezpečovalo dostatečnou počáteční tuhost olejové vrstvy. Pokud tato podmínka není splněna, pak je lepší využít uzavřeného vedení. Schéma otevřeného hydrostatického vedení je na obrázku 6. [28]



Obr. 6) Otevřené hydrostatické vedení [28]

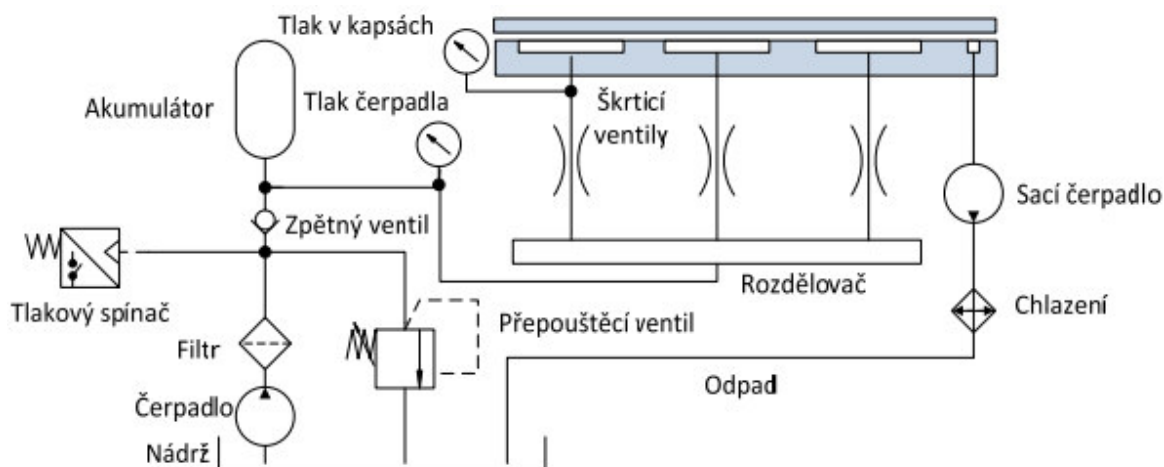
### Uzavřené hydrostatické vedení

V případě uzavřeného vedení je tlak přiváděn do tlakových jednotek na hlavní vodící plochy a do tlakových jednotek na doplňujících plochách. Schematické zobrazení je na obrázku 7, kde číslo 1 značí hlavní vodící plochy a číslo 2 doplňující plochy. [28]



Obr. 7) Uzavřené hydrostatické vedení [28]

Hydrostatické vedení potřebuje ke své správné funkci alespoň tři ložiskové kapsy umístěné na jedné z vodících ploch vedení. Druhá plocha je zcela hladká. Schematický hydrostatický obvod zajišťující správný tlak v těchto kapsách je znázorněn na obrázku 8.



Obr. 8) Schéma obvodu hydrostatického vedení [31]

Zásobování kapes olejem je zajištěno hydraulickým obvodem a pro správnou funkci je důležité, aby každá kapsa byla regulovaná samostatně a navzájem se neovlivňovaly. Může totiž

docházet k nerovnoměrnému zatížení při pracovním procesu. Proto se používají různé způsoby zásobování olejem:

- každá kapsa má své vlastní čerpadlo
- skupina kapes má své čerpadlo a škrcení na vstupu do kapsy
- jedno čerpadlo na celý systém a škrcení na vstupu do kapsy (v praxi se jedná o nejběžnější způsob a lze ho vidět na obr. 8)
- systém se stavitelným škrcením průtoku

Většina výrobců obráběcích strojů preferuje profilové valivé vedení (to je popsáno v kapitole 3.4), které poskytuje dobrou kombinaci výkonu a snadné montáže. Hydrostatické vedení je poměrně nákladné, časově náročné na montáž a má také větší zástavbové rozměry než valivé vedení. Firma Paepenmüller zkombinovala pozitivní vlastnosti profilového a hydrostatického vedení pro vytvoření kompaktního hydrostatického vedení, které bylo již zobrazeno na obr. 2 – dole uprostřed. [34], [39], [28], [1]

### 3.2.3 Aerostatické vedení

Základní rozdíl od hydrostatického vedení je v přiváděném médiu. Aerostatické vedení je méně tuhé a používá se proto u menších strojů. Výhody i nevýhody jsou téměř stejné jako u hydrostatického vedení. Jen tuhost a schopnost tlumení je nižší. [39]

### 3.3 Magnetické vedení

Magnetický způsob vedení se používá u velmi přesných polohovacích zařízení. Mají tu výhodu, že dosahují nulového tření, nevykazují žádné opotřebení a nevyžadují mazání. V kombinaci s lineárním pohonem (popsaný v kapitole 4.3) lze zcela zabránit mechanickému kontaktu mezi pevnou a pohybující se částí stroje. Jejich hlavní nevýhodou je malý rozsah pohybu, nedostatečné tlumení a složitost kontrolního systému, který se snaží řídit pět stupňů volnosti. Tento systém tedy není vhodný pro těžké obráběcí CNC stroje. Obrázek 9 představuje dvourozměrnou magnetickou jednotku, kde se může pohybující se část posouvat bez jakéhokoliv kontaktu a drátů. [1]

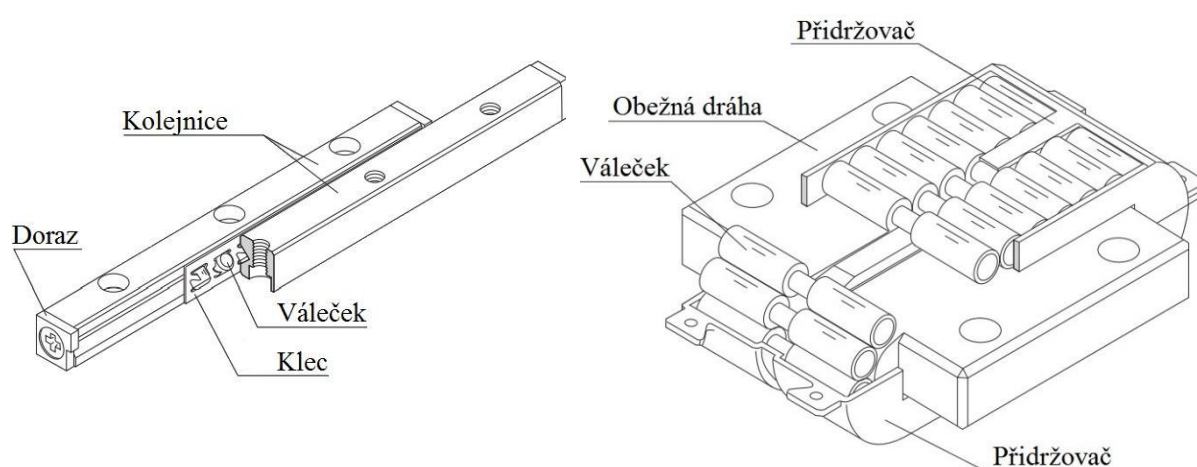


Obr. 9) Magnetické vedení [1]

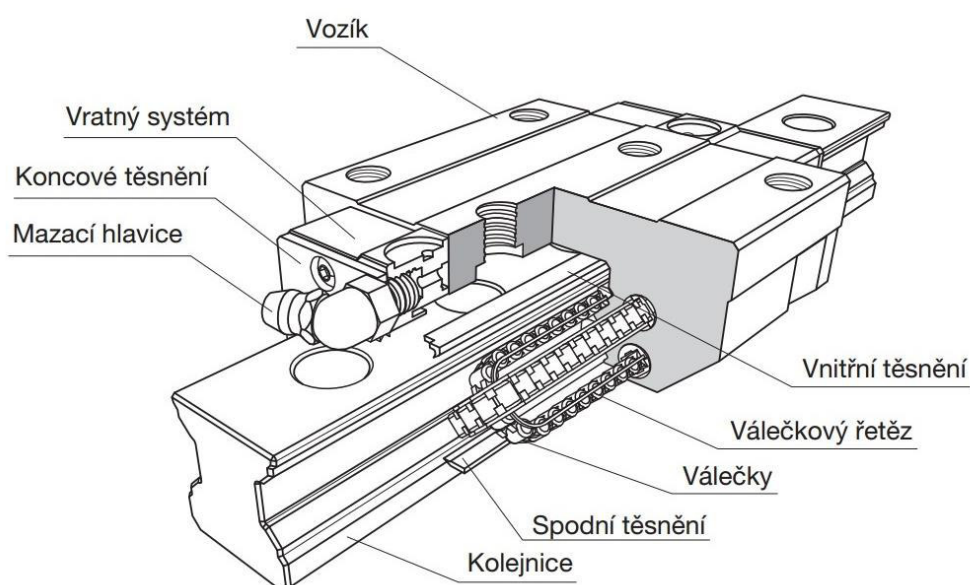
(Tato jednotka má pracovní rozměry 100 x 100 mm, dosahuje rychlosti 60 m/min, maximálního zrychlení 20 m/s<sup>2</sup>, lineární přesnost je 0,2 μm, rozlišení 60 nm a unese až 120 kg.) [1]

### 3.4 Valivé vedení

V této kapitole se mluví o vedení přenášející síly přes valivé segmenty (kuličky, válečky atd.), které jsou umístěny mezi dvěma vůči sobě pohybujícími se částmi. Vzhledem ke svým výhodám oproti kluznému vedení je tento typ využíván u aplikací vyžadujících vysoce přesné polohování a bývá používáno u široké škály obráběcích strojů a nosných zařízení. Daný typ vedení má vysokou přesnost polohování, nízký součinitel tření (0,001 – 0,005), a také dobré možnosti údržby. Proto jsou valivá lineární vedení klíčovým prvkem CNC obráběcích strojů. Právě nízký součinitel tření je velkou výhodou oproti hydrodynamickému vedení. Také malý rozdíl mezi statickým a dynamickým součinitelem tření značí velkou výhodu. Právě díky této vlastnosti nedochází k trhavému pohybu při rozjíždění z nulové rychlosti. To má přímý vliv na opotřebení, a tím i na životnost vedení. Oproti tomu mezi nevýhody patří malá schopnost tlumení chvění, větší rozměry, náročnější výroba, a také vyšší pořizovací náklady. [51]



Obr. 10) Vedení s omezeným zdvihem, valivý blok [54]

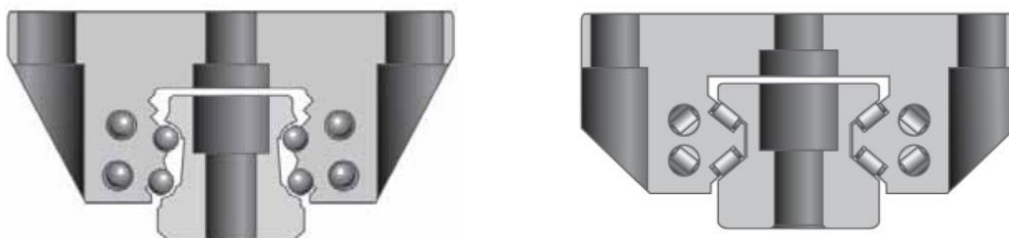


Obr. 11) Profilové vedení [37]

Valivé vedení je možné dělit na vedení s omezenou a neomezenou délkou zdvihu (recirkulační). Příklad s omezeným zdvihem je na obrázku číslo 10 – vlevo. Jeho princip

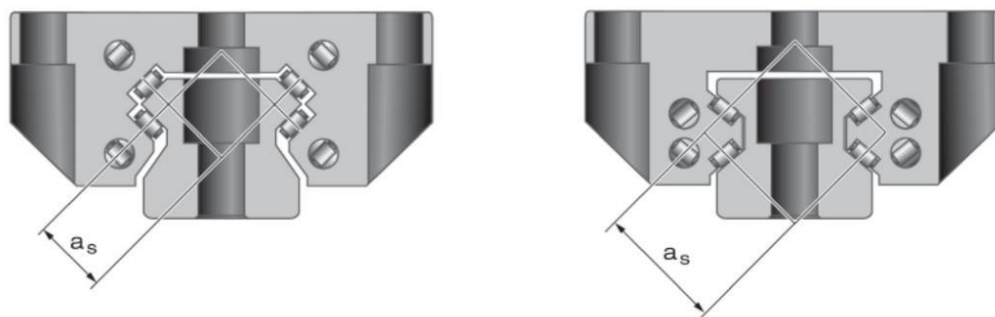
spočívá ve dvou po sobě se pohybujících kolejnicích, mezi nimiž je umístěná klec s valivými elementy. Příkladem vedení s neomezeným zdvihem je tzv. valivé hnízdo (valivý blok), viz obr. 10 – vpravo. Princip spočívá v tom, že určitý počet válečků vedených klecí obíhá po dráze vytvořené v tělese hnízda. Tento blok je připevněn na posuvnou část, která se přes sérii těchto bloků pohybuje po stacionární ploše. Nejpoužívanějším typem je profilové lineární vedení, jehož složení je zobrazeno na obrázku 11. Skládá se z vodící profilové kolejnice a vozíku, ve kterém recirkulačně obíhají valivé elementy. Výhody spočívají v nízkém součiniteli tření a jeho nezávislosti na rychlosti pohybu (při malých rychlostech nedochází k trhavému pohybu). Také má dobré možnosti předepínání, dosahuje vysoké přesnosti a tuhosti. Nevýhodou jsou vyšší nároky na přesnost, od čehož se odvíjí i vyšší cena. Je potřeba ochranných prostředků proti vnikání nečistot, a kvůli valivým elementům má trochu větší zástavbové rozměry než jiné typy.

Vedení lze rozlišit i podle použitého valivého elementu na kuličkové, válečkové a jehličkové, viz obr. 12. Obecně platí, že pro vyšší rychlosti jsou vhodnější kuličky a pro větší únosnost je naopak vhodnějším elementem váleček. [37]



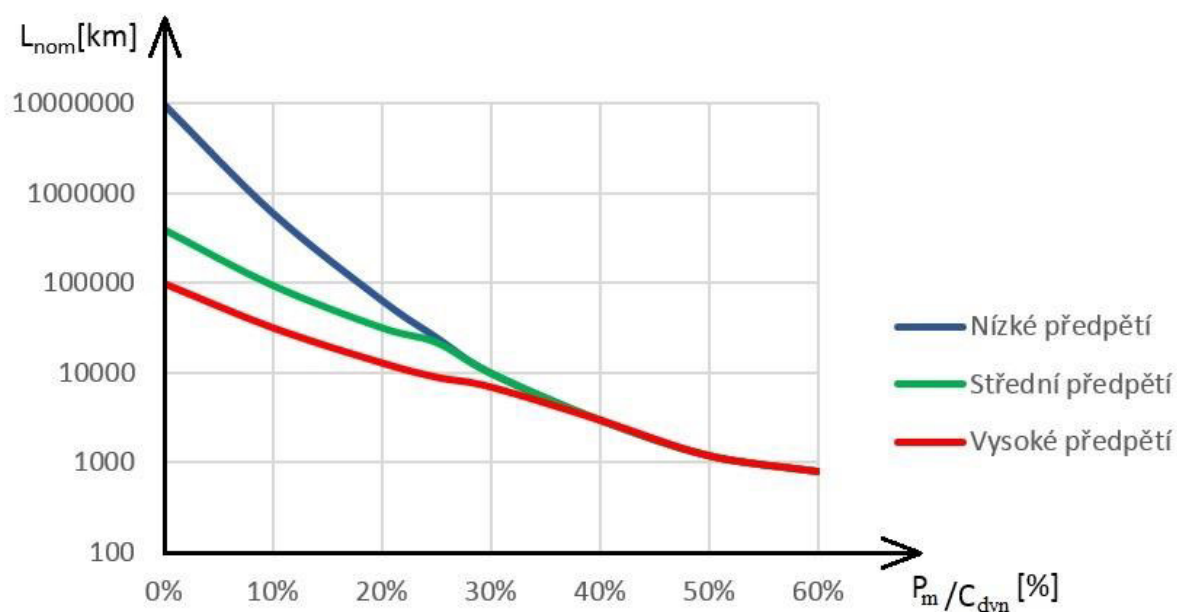
Obr. 12) Typů valivých elementů a) kuličkové vedení, 4 řadové s dvoubodovým kontaktem – vlevo, b) válečkové vedení, 4 řadové s lineárním kontaktem – vpravo [44]

Valivé elementy mohou být uspořádány do dvou základních tvarů X a O, to je dáno nositelkami přenášených sil. Obě varianty zobrazuje obrázek č. 13. Výběr geometrického uspořádání má podstatný vliv na schopnost přenášení klopných momentů. V tomto vykazuje lepší vlastnosti vedení s uspořádáním do tvaru O, jelikož má větší vnitřní vzdálenost podpěr. [14]

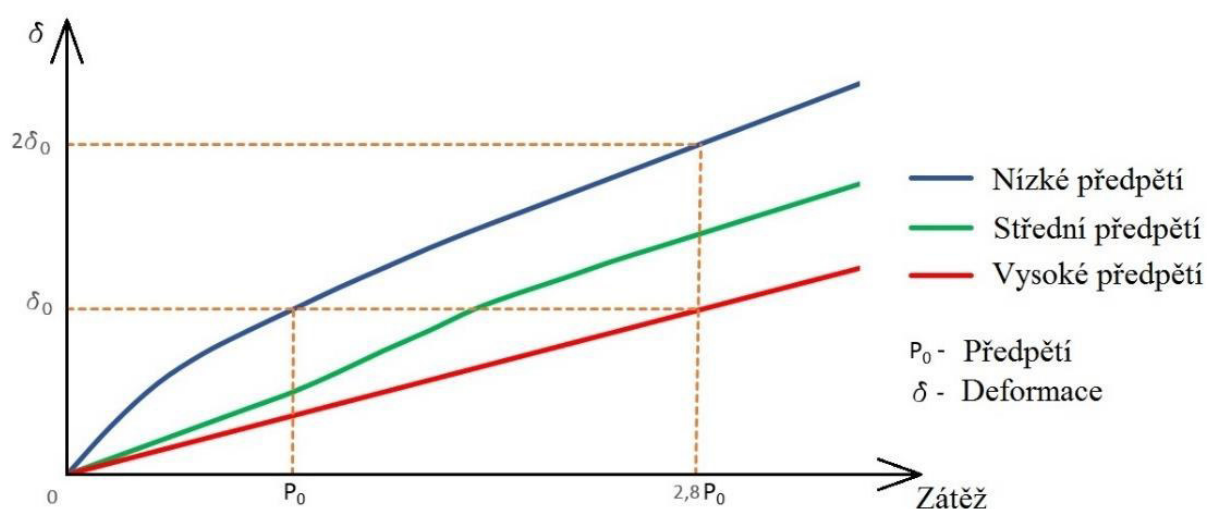


Obr. 13) Uspořádání valivých elementů a) do tvaru X – vlevo b) do tvaru O – vpravo [44]

Profilové vedení se standardně vyrábí v pěti třídách přesnosti: normální – N, vysoké – H, přesné – P, super přesné – SP a ultra přesné – UP. Pro zvýšení přesnosti a tuhosti systému lze také součást předepnout. To se provádí zvětšením průměru valivého elementu, což způsobuje, že vůle mezi kuličkou a oběžnou drážkou je záporná. Křivka na obr. 15 zobrazuje závislost deformace na zatížení u odlišných stupňů předpětí. S předepnutím vedení se zároveň zvyšuje posuvový odpor, a také zátěž působící na vozík. Zároveň se redukuje nominální životnost viz obr. 14. Z tohoto důvodu se předpětí musí zahrnout do výpočtů jako přídavná síla. Podle zatížení a náročnosti na přesnost lze volit i mezi předepnutým či nepředepnutým vedením, kde předpětí lze obvykle rozlišit podle jeho velikosti na lehké, střední, vysoké a ultra vysoké. [44]



Obr. 14) Grafické znázornění vlivu předpětí na životnosti a poměru zatížení ku dynamické únosnosti [44]



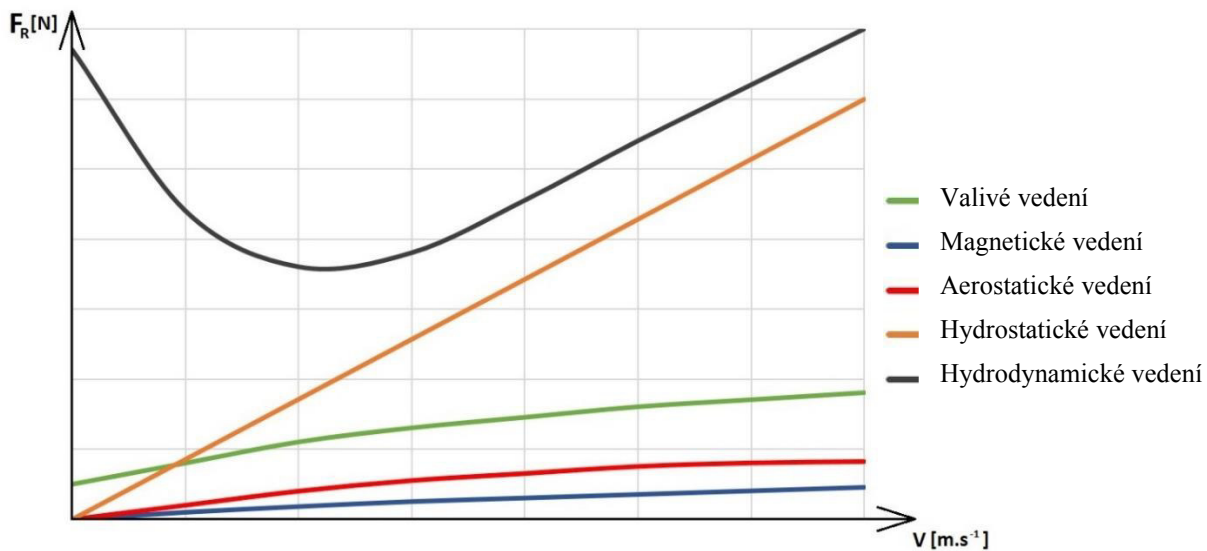
Obr. 15) Vliv předpětí na deformaci profilového vedení [14]

### 3.5 Kombinované vedení

Možná je i kombinace jednotlivých typů vedení. Mezi nejpoužívanější patří vedení kluzně valivé a valivě hydrostatické.

### 3.6 Porovnání jednotlivých typů

Následující graf porovnává působení třecí síly  $F_R$  v závislosti na rychlosti posuvu  $v$  jednotlivých typů vedení. Z grafu je vidět zásadní nedostatek hydrodynamického vedení, a tedy výrazný rozdíl mezi statickým a dynamickým koeficientem tření.



Obr. 16) Velikost třecí síly v závislosti na rychlosti posuvu [44]

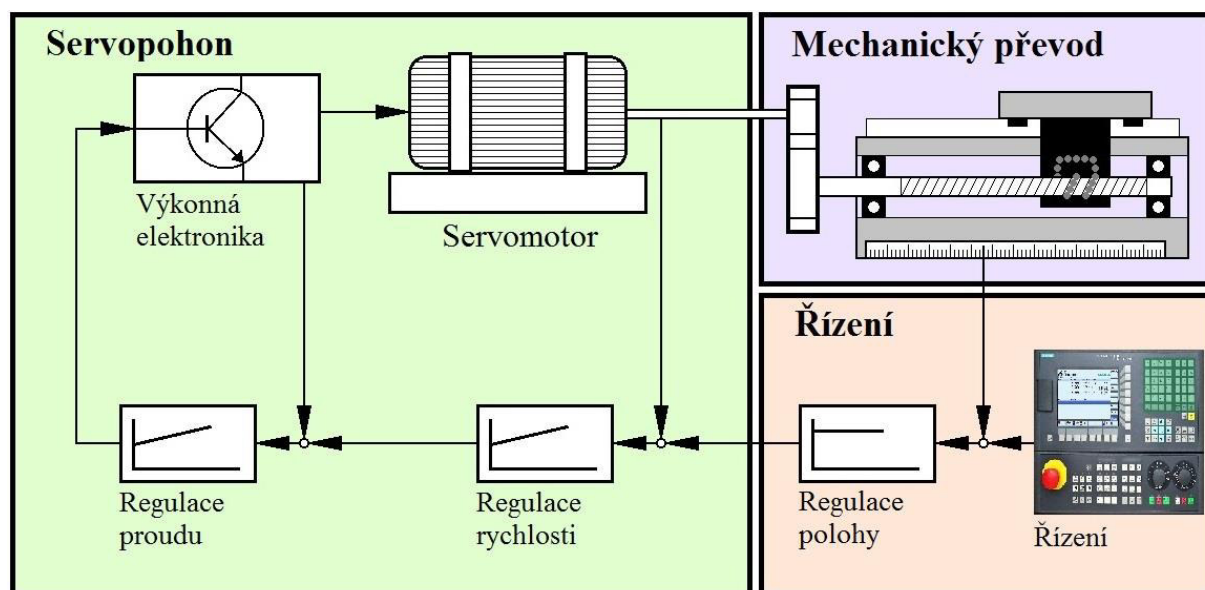
V následující tabulce jsou srovnány základní vlastnosti hydrostatického, hydrodynamického a valivého vedení.

Tab 1) Vlastnosti vedení [2]

Vlastnosti	Valivé vedení	Hydrostatické v.	Hydrodynamické v.
Tlumení	Nízké	Vysoké	Vysoké
Přesnost chodu	Střední	Vysoká	Vysoká
Rozsah rychlostí	Střední	Vysoký	Nízký
Odolnost proti opotřebení	Střední	Vysoká	Střední
Ztrátový výkon	Nízký	Střední	Vysoký
Požizovací náklady	Nízké	Vysoké	Střední
Možnost chlazení	Střední	Vysoká	Střední
Provozní spolehlivost	Vysoká	Nízká	Vysoká

## 4 POHON

Lineární osy mohou být poháněny buď lineárními motory přímo nebo přes určitý převod prostřednictvím rotačních motorů, např. přes pohybový šroub či přes ozubený hřeben s pastorem. Rychlost a přesnost polohování je ovlivněna trajektorií pohybu, řídicím systémem, mechanickými pohony, vedením, zesilovačem, motory a senzory. Obecnou architekturu celého pohonu soustavy a jeho řízení zobrazuje obrázek 17.



Obr. 17) Architektura pohonu soustavy [1]

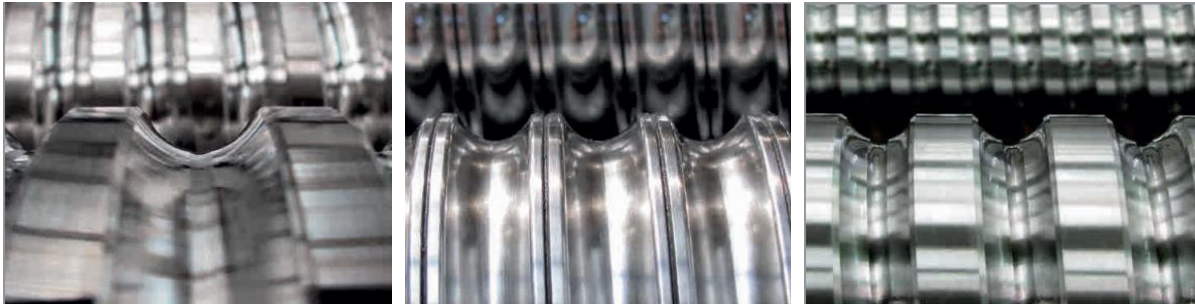
### 4.1 Kuličkový šroub a matice

Kuličkový šroub a matice (v české literatuře často označováno jen jako KŠM) je jedním z typů pohybového šroubu, který má za úkol převést rotační pohyb od motoru na lineární posuv. Jiným příkladem pohybového šroubu může být šroub trapézový, který má ale velký koeficient tření a má tak daleko menší účinnost. Je tedy velkým zdrojem tepla. V současnosti se pro pohon obráběcích strojů používají právě kuličkové šrouby. Vyznačují se vysokou účinností (obvykle se udává hodnota kolem 90 %, může ale dosahovat až hodnoty 98 %), spolehlivostí a životností. Nedochozí k trhavému pohybu a snadno se vymezují vůle. Třecí síly jsou téměř nezávislé na rychlosti šroubu, mají hladký pohyb přes celý rozsah šroubu, a také plynulý chod i při velkém zatížení.

Skládají se ze šroubové hřídele, matice, kuliček a z mechanismu pro oběh kuliček. Kinematika může být řešena buď rotací šroubu, nebo rotací matice. Šrouby mohou dosahovat délek převyšujících 10 m, jejich průměry se pohybují v rozmezí 16 až 160 mm a stoupání 5 až 40 mm a umožňují dosahovat rychlostí až 100 m/min se zrychlením 2g. Šrouby jsou ale nesamosvorné a musí být opatřeny bezpečnostní brzdou. Mají tendenci vibrovat, vnikání nečistot snižuje jejich účinnost a zkracuje životnost a vyžadují vysokou kvalitu mazání.

Existují tři základní třídy kuličkových šroubů, které se liší především svým zpracováním, svou přesností, a také cenou. Prvním typem je šroub válcovaný, který je nejlevnější variantou kuličkových šroubů. Nedosahuje ovšem takových přesností (firma

HIWIN udává maximální úchylku stoupání 0,052 mm na 300 mm, což odpovídá třídě přesnosti IT7) a mají mírně nižší životnost. Dále mohou být šrouby okružované, jejichž přesnost se pohybuje na hodnotách IT7 – IT5 (pro IT5 je maximální třída přesnosti 0,023 mm na 300 mm). Tyto šrouby jsou vhodnější pro obráběcí stroje. Posledním typem jsou šrouby broušené. Jsou nejpřesnější, ale také nejdražší. Dosahují třídy přesnosti IT5, IT3 až IT1 (max. úchylka stoupání je pro IT3 0,012 mm a pro IT1 0,006 mm na 300 mm). Tento typ je nejvhodnější pro přesné obráběcí stroje. Následující obrázek umožňuje pohled na jednotlivé profily závitů. [13], [6], [1]



Obr. 18) Profily drážek kuličkových šroubů – zleva okružovaný, válcovaný a broušený profil [23]

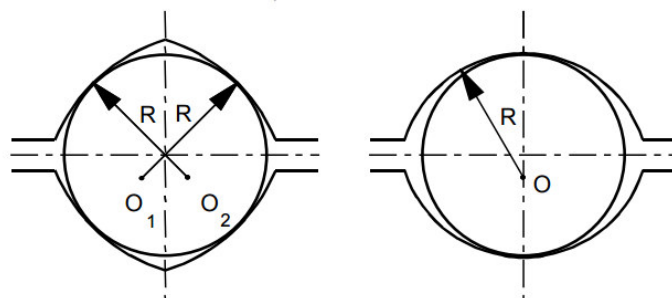
#### 4.1.1 Profily závitů

##### Gotický profil

Jedná se o častější provedení. Dosahuje vyšší přesnosti, tuhosti, umožňuje snadnější vymezení vůle a předepnutí. Ve svém profilu, který je znázorněn na obr. 19, má vytvořený „žlábek“, který slouží k vedení mazacího média. Ten dopomáhá k lepšímu odvalovacímu účinku mechanismu.

##### Kruhový profil

Jedná se o výrobně jednodušší a levnější profil, který má horší účinnost a z důvodu malé plochy styku dochází k většímu zatížení kuliček. Také dochází pouze ke dvoubodovému styku, to znamená, že přenos stejných sil jako u čtyřbodového styku musí zajistit více valivých elementů. [6]



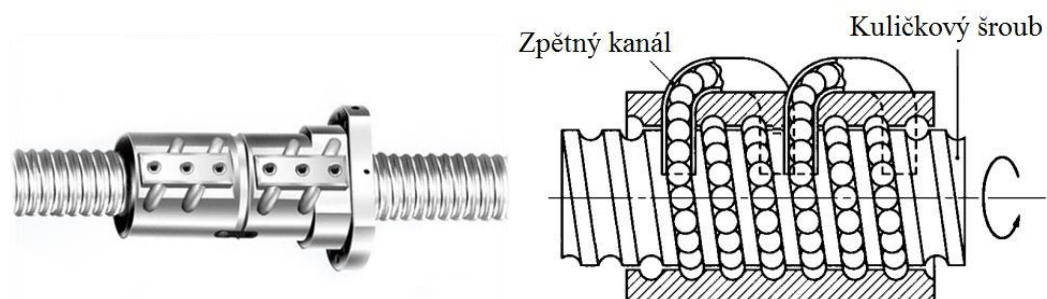
Obr. 19) Typické tvary závitů kuličkových šroubů vlevo gotický, vpravo kruhový [34] (R značí poloměr části závitů a O střed kružnice)

#### 4.1.2 Převádění kuliček

Kuličkový šroub je založen na principu vnitřní nebo vnější recirkulaci valivých elementů. Oběh kuliček bývá standardně řešen následujícími základními způsoby:

### Převáděcí kanál

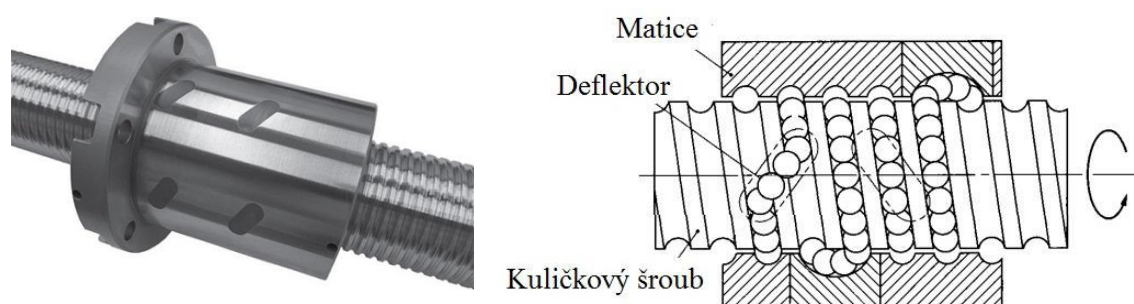
Jedná se o nejpoužívanější způsob recirkulace kuliček. Je vhodný pro masovou výrobu. Kuličky jsou obvykle převáděny mezi 1,5 až 3,5 závitem. Dá se přizpůsobit různým specifikacím. Matice i její průřez je zobrazena na obr. 20. [33]



Obr. 20) Matice s převáděcími kanálky (vlevo) [18] a její průřez (vpravo) [33]

### Deflektor

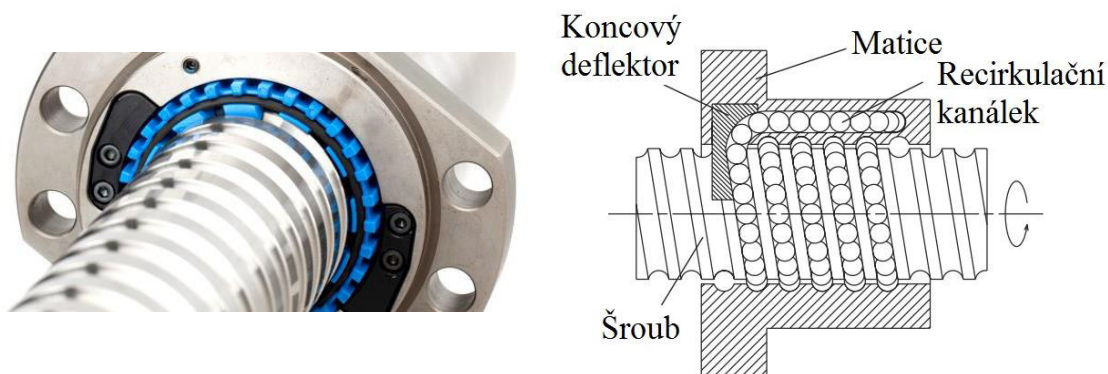
Převádění kuliček je v rámci jednoho závitu, což zobrazuje obr. 21. Jedná se o řešení pro malá stoupání. Daný typ má malý vnější průměr matice a je vhodný pro jemné vedení kuličkových šroubů. [33]



Obr. 21) Matice s deflektorem (vlevo) [5] a její průřez (vpravo) [33]

### Koncový deflektor

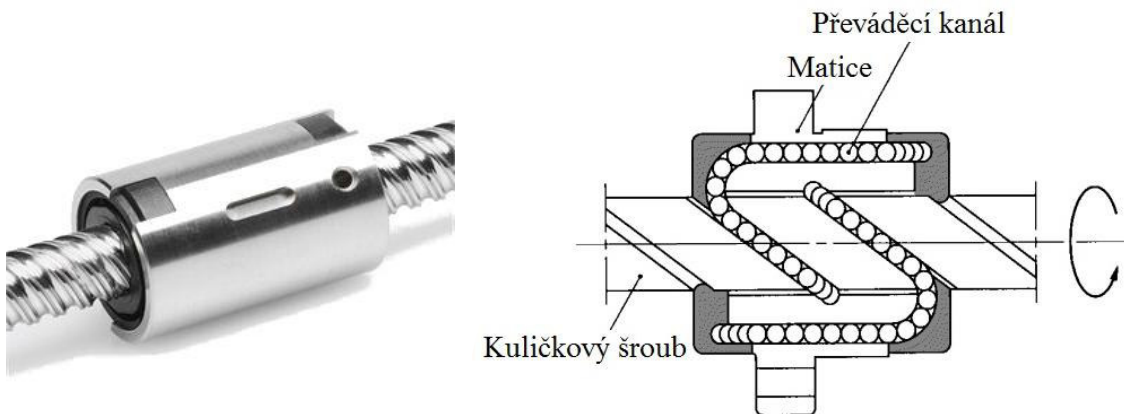
Zde jsou kuličky vraceny až na konci matice, viz obrázek 22. Recirkulace probíhá přes vnitřní otvor v matici. I tento typ má menší vnější průměr matice, je také méně hlučný a může dosahovat vysokých rychlostí. [34]



Obr. 22) Matice s koncovým deflektorem (vlevo) [10] a její průřez (vpravo) [33]

## Vracení koncovým uzávěrem

Vracení kuliček probíhá přes převáděcí kanál pomocí koncových uzávěrů. Převádění kuliček zpět je obvykle prováděno od 0,7 až po 1,7 závit. Tento typ je vhodný pro velké stoupání, ale kvůli složité recirkulaci se nejedná o univerzální řešení. Na následujícím obrázku je opět zobrazen princip převádění.

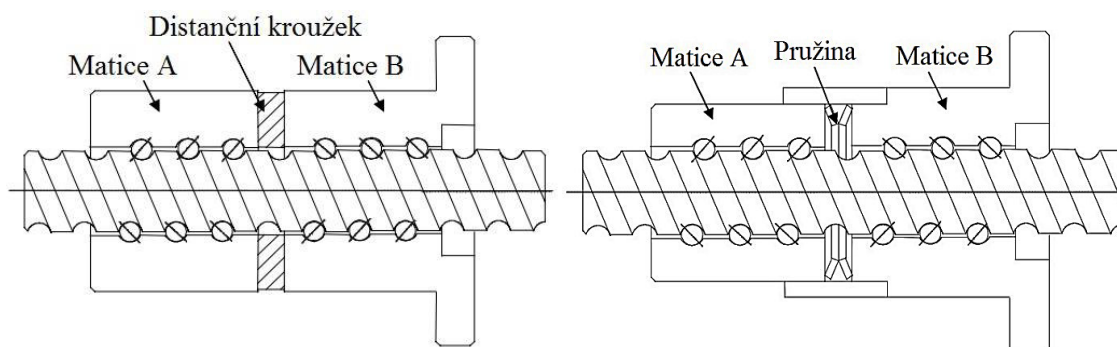


Obr. 23) Matice s koncovým uzávěrem (vlevo) [7] a její průřez (vpravo) [33]

### 4.1.3 Systémy předepnutí

Aby byl umožněn přesný pohyb v obou směrech, musí být vymezena vůle mezi šroubem a maticí. Předepnutí může být vyvoláno tahem nebo kompresí. Na obrázku 24 – vlevo je vidět vymezení vůle vložení distančního kroužku mezi dvě matice. Distanční kroužek může být dvojího typu. V prvním případě je vložený distanční kroužek větší než skutečný prostor mezi dvěma maticemi (tahové předpětí). Druhý, jen zřídka používaný způsob, má naopak kroužek tenčí a vzniká přepětí tlakové. Tento systém předepínání je vhodný pro širokou řadu předpětí a používá se pro delší matice s vysokou tuhostí. [33]

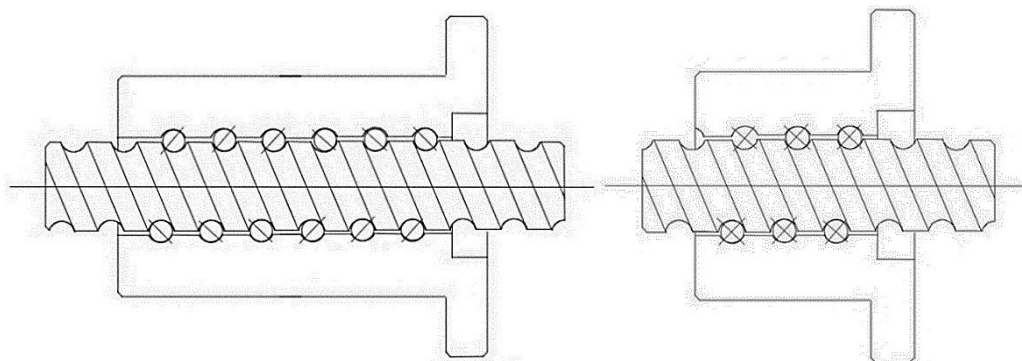
Další možností je vložení pružného prvku. Princip je podobný jako v předchozím případě, jen je místo pevného kroužku vložena pružina (talířová nebo vinutá), viz obr 24 – vpravo. Výhodou je, že lépe zachycuje rázy a při opotřebení valivého elementu stále plní svou funkci. Dosahuje ale menší tuhosti než předchozí případ, proto je vhodnější pro menší zatížení. [33]



Obr. 24) Předepnutí matice distančním kroužkem (vlevo) a pružným prvkem (vpravo) [33]

Předpětí lze také dosáhnout diferencí stoupání závitu. Změna stoupání je ve středu matice a funkce je obdobná jako v prvním případě. Systém je zobrazen na obrázku 25 – vlevo.

Poslední běžnou metodou je předpětí vyvoláno zvětšením velikosti kuliček. Výhodou je čtyřbodový kontakt kuliček, viz obr. 25 – vpravo. Tento systém je vhodný pro krátké matice s malou tuhostí. Nelze zde vytvořit příliš velké předpětí, to je omezeno vlastnostmi kuliček. [33]

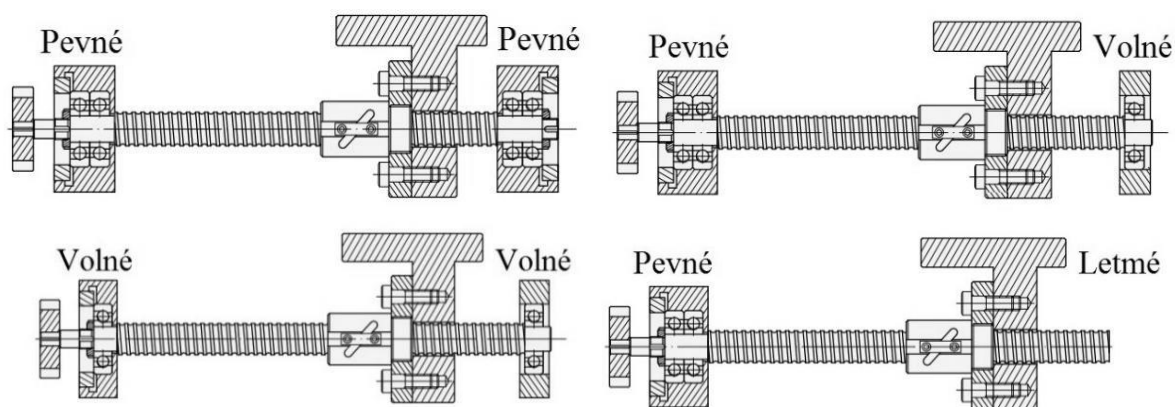


Obr. 25) Předpětí matice změnou stoupání (vlevo) a zvětšením kuliček (vpravo) [33]

Vymezení vůle a předpětí je možné vytvořit nejen při výrobě, ale lze jej dosáhnout i po montáži. Jedná se o pružné vymezování vůle a lze jej vytvořit pomocí tlakového oleje, pootočením dvou matic s čelním ozubením, nebo v případě dělené matice je předpětí vyvoláno svěrným spojením. Zvýšení předpětí má pozitivní vliv na tuhost a přesnost lineární osy. Ovšem s vysokým předpětím se snižuje životnost a účinnost, jelikož dochází k většímu tření, a tím i ke ztrátám ve formě tepla. [56]

#### 4.1.4 Uložení šroubu

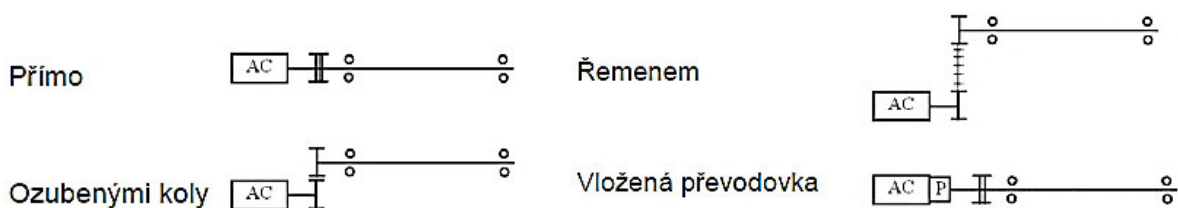
Na tuhost celé soustavy má zásadní vliv i uložení kuličkového šroubu, především uložení v axiálním směru. Uložení šroubu může být pevné, volné a letmé. Pevné uložení značí uložení v axiálním i radiálním směru. Volné uložení pouze podepírá hřídel v radiálním směru a letmé uložení označuje nepodepřený konec hřídele. Jsou možné i jejich kombinace, které jsou schematicky zobrazeny na obrázku 26. To mimo jiné ovlivňuje i kritické otáčky šroubu, jež by pro správnou funkci neměly být překročeny. Uložení bývá standardně řešeno čtyřmi základními způsoby: pevné – pevné, pevné – volné, volné – volné a pevné – letmé. Jmenované typy určují takzvaný koeficient uložení, který je důležité zahrnout do výpočtu. [23]



Obr. 26) Uložení kuličkových šroubů [53]

#### 4.1.5 Pohon kuličkového šroubu

Kuličkový šroub může být s motorem spojen přímo nebo prostřednictvím převodové redukce. Převod se vkládá za účelem redukce otáček a zvýšení točivého momentu. Běžně jsou používány čtyři základní propojení motoru a kuličkového šroubu. První z nich je přímé spojení, tedy spojení bez jakéhokoliv vloženého převodu. Další variantou je přímé spojení s vloženou převodovkou. Pohon může být realizován také přes ozubená kola či ozubený řemen, který dokáže zajistit bezvúlový převod. Výhoda řemenu také spočívá v tom, že motor může být vzdálen více od šroubu než u jiných případů. Nevýhodou je, že může dojít k přetržení řemenu, což v případě svislé osy vede ke kolizi a poškození obrobku či stroje. Schematické propojení motoru a kuličkového šroubu je vyznačeno na obr. 27.



Obr. 27) Schéma spojení motoru a kuličkového šroubu [28]

Rozlišuje se také kinematika kuličkového šroubu. Poháněná může být matice nebo šroub. Lze také využít sdruženého pohybu, kdy se otáčí jak šroub, tak i matice. Poháněná matice je řešením spíše pro kuličkové šrouby velkých průměrů. Samotné motory pohánějící kuličkové šrouby či matice jsou popsány v kapitole 4.6. [28]

#### 4.1.6 Spojky

Ke spojení hnací a hnané hřídele se využívá tzv. hřídelových spojek. V tomto případě se jedná o spojení hřídele elektromotoru a kuličkového šroubu. Hřídelových spojek existuje široké spektrum. Mohou být spirálové, vlnovcové, pružné, zubové, spojky Oldham, membránové, ale také pojistné, třecí nebo magnetické.



Obr. 28) Hřídelová spojka zubová (vlevo nahoře) [49], membránová (vpravo nahoře) [49], spirálová (vlevo dole) [15] a vlnovcová (vpravo dole) [49]

Při výběru spojky pro kuličkový šroub a elektromotor je důležité, aby byla bezvůlová. Tato podmínka omezuje výběr na spojky pružné, vlnovcové, membránové a spirálové, které jsou zobrazeny na obr. 28.

Pružné spojky jsou nejčastější variantou při pohonu kuličkovým šroubem. Zajišťují přenos kroutícího momentu, tlumí vibrace, vyrovnávají úhlové odchylky a axiální posunutí spojovaných dílů, které mohou být způsobeny například montážní nepřesností. Tato spojka se skládá ze dvou nábojů a pružného členu. Výběr pružného členu určuje torzní tuhost spojky. Dané spojky ale nepřenášejí takové silové a teplotní zatížení jako spirálová, vlnovcová nebo membránová spojka. [49]

## 4.2 Hřeben a pastorek

Pohon s využitím hřebenu a pastorku se využívá tam, kde už použití kuličkového šroubu není vhodné. To může být například z důvodu špatné tuhosti dlouhého šroubu nebo jeho vysokých otáček. Tyto mechanismy se využívají například na portálových obráběcích centrech pro pohon osy X. Velkou výhodou je, že vlastnosti jako například axiální tuhost a maximální rychlost nejsou závislé na délce posuvu. Z toho důvodu mohou být teoreticky použity pro neomezenou délku. Mají také lepší účinnost, ale vyznačují se menší tuhostí než pohony s kuličkovým šroubem. Celková tuhost je dána převážně torzní tuhostí hřídele a pastorku, a také kontaktní tuhostí pastorku s hřebenem. Přenos výkonu na pastorek se vyznačuje nízkými otáčkami a vysokým točivým momentem. Tyto pohony je vždy potřeba vybavit převodovkou. Stejně jako kuličkový šroub není ani pastorek s hřebenem samosvorný a musí být opatřen motorem s brzdou, popřípadě jiným typem brzdného mechanismu.

### 4.2.1 Systémy předeprnutí

Pro vymezení vůle mezi pastorkem a hřebenem se využívá těchto principů: [28]

#### Dělený pastorek

Pastorek je podél rozdělen na dvě části a mezi jednotlivými částmi je umístěna pružina, která pootáčí vůči sobě obě poloviny pastorku, a tím dochází k vymezení vůle viz obr 29.

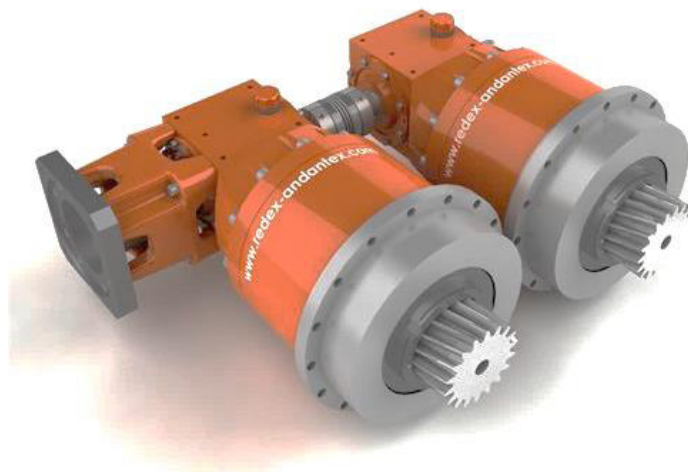


Obr. 29) Dělený pastorek [52]

#### Předeprnutí pomocí dvou pastorků a jedním motorem

Tento pohon se skládá ze dvou pastorků, z nichž každý má svou vlastní převodovou skříň, ale mají jen jeden společný motor. Vůle je vymežována hydraulicky, nebo pomocí

mechanické pružiny umístěné mezi hnacími hřídelemi, viz obr. 30. Nevýhodou je, že předpětí působí neustále, i když ho není potřeba, například u rychloposuvu. To má nepříznivý vliv na životnost a celkovou účinnost systému. Předepnutí pružinami je vhodné pro lehčí aplikace, například malé obráběcí stroje, laserové řezačky apod. [17]



Obr. 30) Mechanické předepnutí pružinou [22]

#### Master-slave (elektronické vymezení vůle)

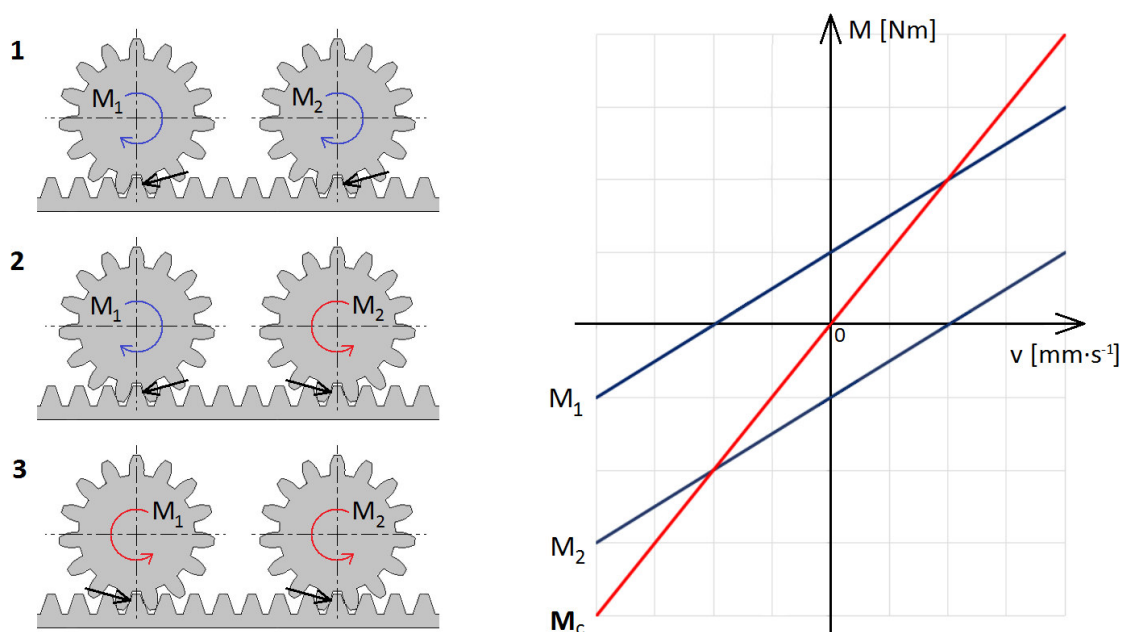
V současnosti se nejvíce využívá elektronické vymezování vůle neboli master-slave. Princip spočívá v řízení dvou shodných a samostatných motorů řízených současně v režimu master-slave. Na jeden hřeben tak připadají dva motory, viz obr 31. Pastorky jsou naháněny servomotory přes vložené planetové převodovky.



Obr. 31) Systém elektronického vymezení vůle – metoda master-slave [21]

Jeden z motorů bývá hlavní a vyvíjí moment (master), zatímco druhý je závislý (slave) a zajišťuje vymezení vůle v mechanismu. Při nulovém zatížení vyvíjejí oba motory moment o stejné velikosti, ale v opačném směru. Během rozběhu závislý motor vyvíjí moment ze

záporné hodnoty až na nulu, a pak oba motory působí ve stejném smyslu, jak je znázorněno na obr 32. Při rychloposuvech mohou posuvovou sílu vyvolávat i oba motory. [28]

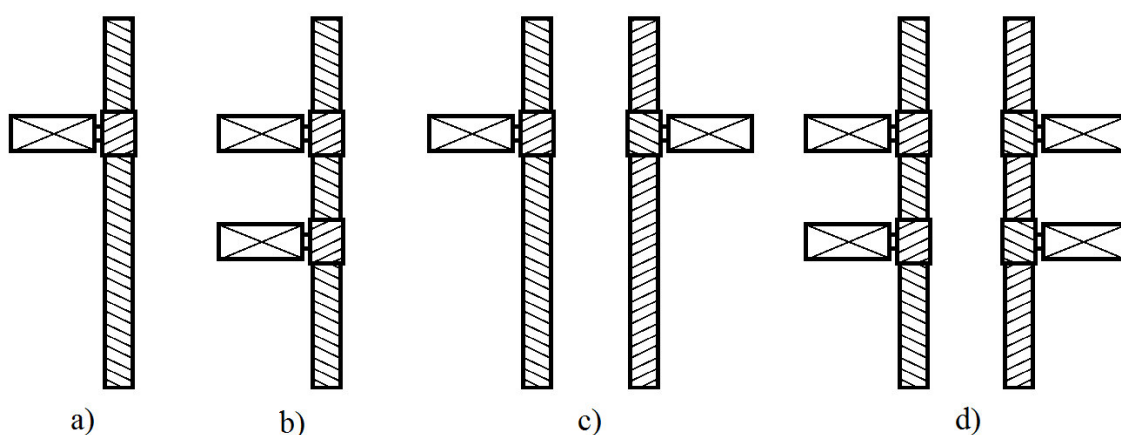


Obr. 32) Bezvúlový pohon pastorku a ozubeného hřebene s elektricky řízeným předpětím

#### 4.2.2 Uspořádání pastorku a hřebene

Při využívání těchto pohonů se využívá čtyř základních uspořádání pastorku a hřebene:

- pohon samostatným pastorkem
- pohon dvěma pastorky a jednoho hřebene – metoda master-slave
- pohon dvěma pastorky a dvou hřebenu – gantry
- kombinace případů b) a c) – gantry master-slave [28]



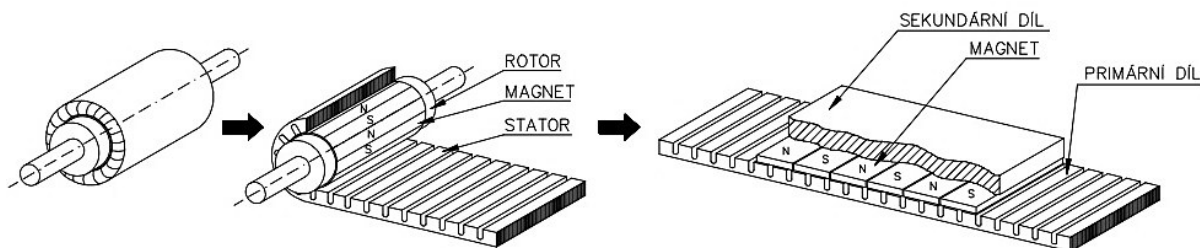
Obr. 33) Uspořádání hřebene a pastorku [28]

#### 4.3 Lineární pohon

Jelikož jde vývoj servomotorů rychleji dopředu než zmíněné převody, tak jsou právě mechanické převody často limitujícím komponentem. Z toho důvodu se čím dál více využívá

přímých pohonů řešených lineárním motorem. Obecně lze říci, že se v dnešní době CNC stroje pohybují mezi dvěma krajními hodnotami, a to mezi vysokorychlostním obráběním HSC a výkonným obráběním HPC. Lineární pohon je vhodný spíše pro aplikaci v HSC, zatímco pro HPC je používanější pohon kuličkovým šroubem.

Lineární motor si lze představit i jako klasický synchronní nebo asynchronní motor, který je složen z rotoru a statoru, ty jsou ale rozvinuty do roviny, jak je zobrazeno na obr. 34. Primární část lineárního motoru obvykle označuje stator a „rotor“ bývá označován jako část sekundární. U synchronních motorů je proti statoru konstrukčně uspořádána sekundární část, která je tvořena permanentními magnety nalepenými na ocelové podložce. Po přivedení proudu do primární části (statoru) vzniká magnetické pole a dochází k pohybu. Síla a rychlost tohoto pohybu je určena úrovní dodávaného proudu. Sekundární část (často označována i jako magnetická dráha) tvoří zpravidla delší část systému, a ten může být sestaven do libovolných délek. Primární i sekundární část může tvořit jak pohyblivou, tak i statickou část pohonu. Ve většině případů se ale pohybuje primární část mechanismu po dráze tvořené libovolným počtem sekundárních dílů. To umožňuje zkonstruovat libovolnou délku posuvu. Motor je ale nutné opatřit pohyblivým napájecím kabelem a v případě vodního chlazení i pohyblivým přívodem a odvodem chladicí kapaliny. [55], [28]



Obr. 34) Schéma lineárního motoru [55]

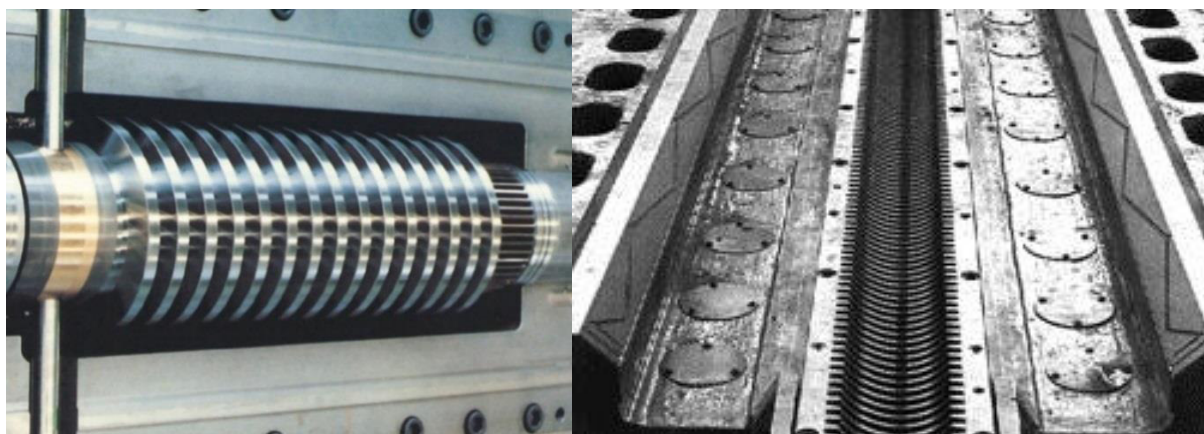
Jak již bylo řečeno, daný typ pohonu je vhodnější spíše pro vysokorychlostní obrábění a uplatní se zejména tam, kde je potřebná vysoká dynamika více než velké posuvové síly. Pro zvýšení posuvových sil lze využít zdvojení motoru.

Mezi největší výhody těchto pohonů patří výborné dynamické vlastnosti, velmi přesné polohování, výborná opakovatelnost, neomezená délka zdvihu. A další velkou výhodou je i absence mechanických převodů jako jsou ozubená kola, řemeny, pohybové šrouby apod. Následkem je snížení vibrací a hluku. Dochází k menšímu opotřebení než v případě kuličkového šroubu a matice a soustava má menší setrvačné hmoty. Oproti tomu se mezi nevýhody řadí vyšší cena, obtížnější uchycení motoru a dodržení vzduchové mezery, která je nutná pro správnou funkci. Také působení magnetických sil, které jednak způsobují větší zatížení vedení, ale také komplikují odvod třisek. Je-li pohyblivou částí rotor, může být při vysokých rychlostech problematické přivádění energií. Také dochází k velkému zahřívání motoru, které nastává především při malých rychlostech [36]

#### 4.4 Hydrostatický šnekový převod a ozubený hřeben

Dalším z možných převodů je i ozubená šneková tyč opatřena olejovými kapsami, což je nazýváno hydrostatický šnekový převod. Tento převod nachází uplatnění u velkých obráběcích strojů pro pohon pracovních stolů. Jeho výhodou je nízké tření a velká tuhost, která není závislá na délce posuvu. Proto se využívá především pro velké silové posuvy, například u velkých

obráběcích strojů pro posuv pracovního stolu. Na obrázku níže lze vidět šnekovou hřídel i ozubený hřeben. [28], [20]



Obr. 35) Hydrostatický šnek (vlevo) [57] a šnekový hřeben (vpravo) [1]

#### 4.5 Motory lineárních os

Každá lineární osa musí být osazena vhodným motorem. Výběr motoru závisí především na jeho aplikaci, kroku, toleranci a životnosti. Všechny průmyslové CNC motory využívají zpětných vazeb, a tak mohou být klasifikovány jako servomotory. Základní rozdělení motorů je podle typu využívané energie. Mohou být elektrické, hydraulické nebo pneumatické.

První kategorií jsou elektrické pohony. Jedná se o motory využívající stejnosměrný (DC) nebo střídavý (AC) proud.

Hydraulické motory mají velmi dobrý poměr velikosti ku výkonu, disponují plynulým pohybem a velkou přesností. Jsou ovšem objemné a náročné na údržbu. Obecně platí, že se využívá hydraulického oleje, u kterého hrozí nebezpečí vznícení při vyšší úrovni pracovních teplot. Hydraulické prvky také potřebují zvláštní zacházení, například ochranu proti korozi.

Pneumatické motory využívají vzduch jako pracovní médium, který je volně k dispozici a je nehořlavý. Tyto motory jsou jednoduché a poměrně levné, nicméně nemohou generovat vysoký výkon, mají menší přesnost polohování a jsou hlučné.

V CNC strojích se obvykle používají AC či DC servomotory, krokové elektrické motory nebo lineární motory (ty byly již popsány v kapitole 4.3 a nebudou zde znovu rozváděny). Jednotlivé motory používané v CNC strojích lze obecně rozdělit do dvou kategorií. Těmi jsou motory pro pohon vřeten a pro pohon posuvových os. V současnosti se pro pohon lineárních soustav využívá převážně synchronních servomotorů s permanentními magnety. Typické pohony posuvů mají jmenovitý výkon až 30 kW a rychlost v rozsahu do 8000 otáček za minutu. ~~Proti tomu~~ typickým motorem pro pohon vřeten jsou asynchronní motory, které mohou dosahovat 100 kW výkonů a rychlostí 20 – 60 000 otáček za minutu. Výhodou asynchronních motorů je jejich možnost přetěžování a synchronní motory se využívají pro svou vysokou účinnost, se kterou souvisí i menší ohřev. Synchronní motory se pro posuvy staly dominantními až v 70. letech minulého století s možností jejich kvalitnějšího řízení. Při návrhu motoru pro posuvovou osu je důležité zohlednit následující požadavky. Konstantní vlastnosti točivého momentu k překonání tření a pracovní síly. Motor musí běžet plynule a musí mít extrémně malé rozlišení polohy. Další požadavky zahrnují vysoký točivý moment, malý moment setrvačnosti a vysoké hodnoty zrychlení i zpomalení. [26], [6], [1]

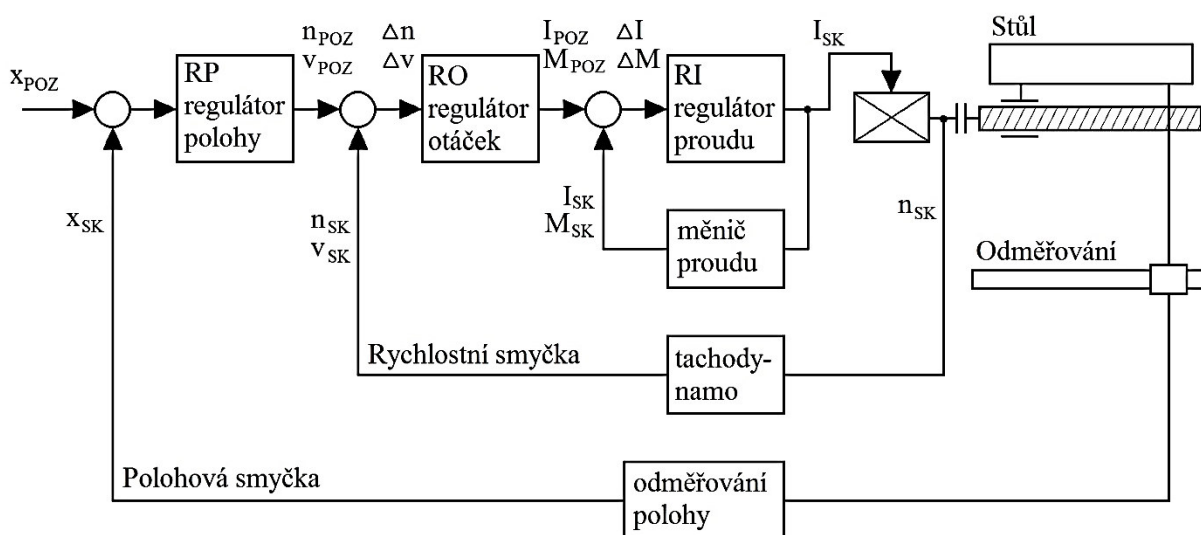
### 4.5.1 Krokové motory

Krokový motor je pulzně řízený motor, který mění svou polohu v krocích. Standardně se množství kroků na jednu otáčku pohybuje v řádu stovek, u speciálních motorů až v řádu tisíců. Počet kroků na jednu otáčku pak udává rozlišení motoru. Konstrukce a funkce motoru umožňuje fungovat i bez dalších snímačů, a tedy bez zpětné vazby, což vzhledem k možné ztrátě kroku vlivem přetížení není vhodné řešení. Jedná se o levnější variantu pohonu lineární osy. Disponují velmi přesným polohováním a používají se pro posuvové mechanismy, které nevyžadují vysoký krouticí moment ani vysoké otáčky.

Z konstrukce těchto motorů vychází několik výhod. Jedná se o poměrně jednoduchou konstrukci, od čehož se odvíjí i nízká cena. Tyto motory jsou robustní, mají nízké nároky na údržbu a mohou pracovat téměř v jakémkoliv prostředí. Disponují dobrou zpětnou vazbou, jednoduchým ovládním a je velmi malá pravděpodobnost poškození přetížením. Oproti tomu mají nízký točivý moment, nižší účinnost než servomotory a omezenou rychlost pohybu. Nelze je přetěžovat, při vysoké rychlosti mohou vibrovat a být hlučné a při navyšování otáček dochází k výraznému poklesu krouticího momentu. [22 a 23]

### 4.5.2 Servomotory

Servomotory jsou speciální elektromechanické zařízení, které produkují přesný rotační pohyb. Jedná se o nejpoužívanější typ motorů pro polohování. V podstatě jsou to synchronní nebo asynchronní motory se snímáním přesného natočení hřídele pomocí enkodéru a další zpětné vazby. Servomotory jsou také nazývány řídicími motory, protože jsou zapojeny do řídicího systému. Mohou být analogové nebo digitální, což je v současnosti běžnější varianta a liší se ve způsobu regulace polohy. Jejich výhodou je vysoká přesnost a rozlišovací schopnost, vysoký točivý moment, velký rozsah výkonů a jsou využitelné v široké škále aplikací. Ve srovnání s krokovými motory dosahují lepšího zrychlení, a také je lze na krátkou dobu přetěžovat. Jsou ale složitější a finančně náročnější než krokové motory a jsou náchylné na přehřátí při přetížení. Právě proto musí mít kvalitní chlazení.



Obr. 36) Blokové schéma rychlostně polohového servomechanismu [28]

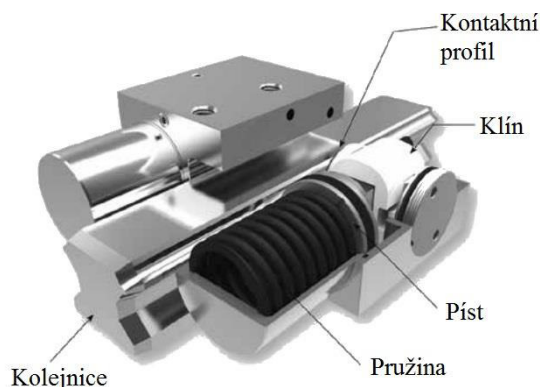
Celý elektrický servomechanismus je regulační soustava složená z elektromotoru, polovodičového měniče, regulátoru pro řízení polohy či otáček. Součástí motoru může být i odměřování rychlosti nebo polohy. Servomechanismy jsou používány v systému s uzavřenou

smyčkou, jak je znázorněno na obrázku 36. Referenční vstup je odeslán do servozesilovače, který řídí rychlost motoru. Zpětná vazba je zajištěna pomocí odměřování polohy (přímé odměřování) nebo pomocí odměřování otáček (nepřímé odměřování). Odměřování je více popsáno v kapitole 6. Tato zpětná vazba je odeslána do detektoru chyb, který porovnává aktuální operaci s tím, co vchází do referenčního vstupu. Pokud dojde k chybě, tak je odeslána do zesilovače, který použije nezbytné opravy signálu. V mnoha servosystémech je sledována jak rychlost, tak i poloha. Servopohony zajišťují přesnou rychlost, točivý moment a mají schopnost řízení polohy. I když jsou servomotory finančně náročnější, je vhodné je využívat tam, kde je potřeba dosáhnout vysokých přesností.

Na pohony pojezdového ústrojí se nejčastěji používají synchronní servomechanismy s permanentními magnety. Tyto motory lze několikanásobně přetížít a z tohoto důvodu jsou vhodné pro dynamicky náročné úlohy. Mají velmi dobrou momentovou charakteristiku v celém pracovním rozsahu. Dalším typem jsou asynchronní servomotory s kotvou nakrátko. Ty vynikají svou jednoduchou a robustní konstrukcí. Jsou spolehlivé a vyrábí se hromadně ve všech cenových a výkonových řadách. Plynulá regulace otáček je možná pouze s pomocí frekvenčního měniče. Nevýhodou je obtížné řízení velice nízkých otáček. [28], [26], [6]

#### 4.6 Brzda lineární osy

Většina pohonů lineárních os není samosvorná, a z toho důvodu je nutné pohon opatřit brzdou, aby se zabránilo kolizím či samovolnému posuvu, například při výpadku elektrického proudu. Jedná se tedy o bezpečnostní prvek stroje. Brzda bývá navržena pouze k brždění pohyblivé části v klidové pozici, a ne pro brždění posuvů. U rotačních pohonů může být brzda součástí motoru. U lineárních motorů a řešení, u kterých integrovaná brzda v motoru nedostačuje, musí být řešena samostatně. V tomto případě bývá obvykle pneumatická nebo mechanická a funguje na principu čelist'ové brzdy, kde mezi čelistmi bývá svírané lineární vedení, viz obr. 37. [14]



Obr. 37) Čelist'ová brzda na profilovém vedení [14]

#### 4.7 Řídicí systém

Řídicí systém je prvek, který se stará o správný chod a koordinaci všech pohybů stroje. Firma Sahos využívá pro řešený stroj systémy od společnosti Siemens (Sinumerik 840D SI) a Heidenhain (iTNC 530). Jedná se o systémy, které jsou velmi vespělé, jsou tvořeny ovládací obrazovkou, počítačem, operačním systémem a modulárním hardwarem řídicího systému. Obecně se jedná o univerzální systémy, které lze získat v různých variantách, podle typu obráběcího stroje a počtu řízených os a dále podle požadované přesnosti a rychlosti zpracování dat. [30]



## 5 VYVAŽOVÁNÍ

Na stroje jsou kladeny čím dál větší nároky na rychlost a zrychlení, což má přímý vliv na kvalitu vedení a velikost motorů. Právě využitím vyvažování se dají některé parametry zlepšit. Přináší to ovšem další konstrukční prvky na stroji a je důležité zvážit, zda má či nemá vyvažování v daném případě smysl. Správně navržené vyvážení by nemělo zvyšovat výrobní náklady stroje a konstrukce musí být jednoduchá na montáž i servis.

### 5.1 Mechanické vyvažování

#### Protizávažím

Jedná se o konstrukčně velmi jednoduchou záležitost. Posuvná část je spojena lanem, řemenem nebo řetězem s protizávažím. Zásadním nedostatkem je zvýšení posuvových hmot působících na motor. Nevýhodou je také nutnost vybavit rám dalším vedením a možné nebezpečí pádů protizávaží při poškození spojovacího prvku. Výhodou je ale zmíněná jednoduchá konstrukce a teoreticky neomezená velikost zdvihu.

#### Pružinou

Trochu jednodušším způsobem je nahrazení protizávaží mechanickou pružinou. Mezi výhody patří opět jednoduchá konstrukce, nízká hmotnost a vysoká spolehlivost. Mezi velké nevýhody patří nerovnoměrnost vyvažovacích sil a omezení délky zdvihu.

### 5.2 Vyvažování pomocí akumulátoru

#### Hydraulické

Jedná se o častou metodu vyvažování středně velkých a velkých obráběcích strojů. Nevýhodou je potřeba hydraulických agregátů a vysokotlakých nádob. Maximální zdvih je omezen výběrem pracovního prvku. Tím může být hydraulický plunžr, teleskopický válec nebo klasický válec. První dva typy jsou vhodné pro namáhání tlakem a klasický hydraulický válec se použije při namáhání tahem.

#### Pneumatické

Pneumatické vyvažování je ideální variantou pro malé a střední stroje. Metoda je obdobná jako u hydraulického vyvažování s tou nevýhodou, že nelze dosáhnout tak velkých sil. Další nevýhodou je potřeba tlakových nádob a omezené vyvažovací síly. Výhodou je nižší hmotnost vyvažovacích válců.

### 5.3 Elektronické vyvažování

Vyvažovat lze i přidáním dalšího pohonu libovolné konstrukce (servomotor a kuličkový šroub nebo pastorek a hřeben apod.). Jedná se o nejmodernější metodu vyvažování a přináší do systému velkou výhodu v tom, že tento pohon může sloužit i k jinému účelu než jen pro vyvažování. Může například posílit dynamiku pohybu, předepínat pohybový mechanismus apod. (podobně jako u pohonu master – slave). Jelikož se jedná o elektrický servopohon, nejsou potřeba další přídavná zařízení pro přívod jiného média. [24 a 43]

## 6 ODMĚŘOVÁNÍ

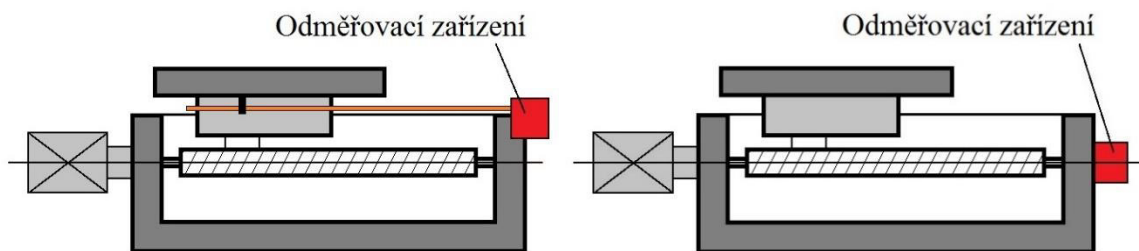
Přesnost polohování u obráběcích strojů je závislá nejen na výrobní přesnosti jednotlivých komponentů, ale také na přesnosti odměřovacího systému a jeho reakční době.

Hlavní princip každého snímače polohy je převést naměřenou veličinu na výstupní signál, ze kterého je následně určena výsledná poloha. Pro odměřovací systém jsou rozhodující dva hlavní parametry, a to rozlišení a přesnost odměřování. Mimo to je důležité posoudit i maximální rychlost posuvu, velikost snímače, odolnost proti nečistotám, či poškození a v neposlední řadě i cenu odměřovacího systému. Rozdělení je možné do několika skupin podle způsobu snímání polohy, způsobu odečítání polohy a podle fyzikálního principu snímače.

### 6.1 Metody snímání polohy

#### Přímé odměřování

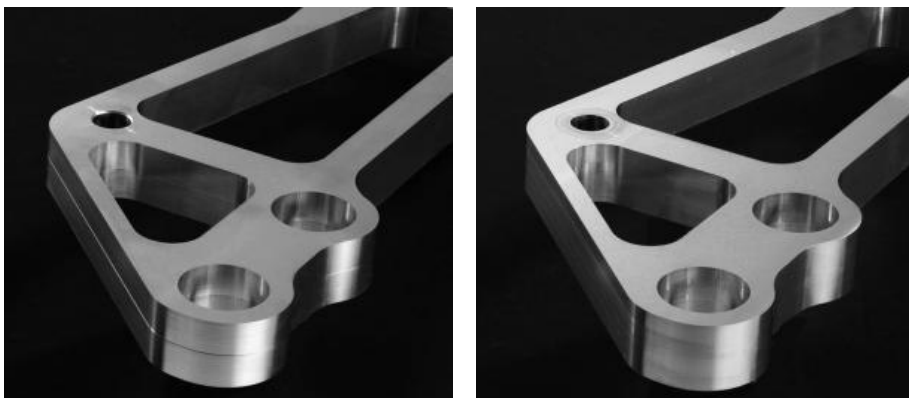
Čtecí hlava je umístěna přímo na pohybující se části stroje a pravítko je umístěné podél lineárního vedení nebo je přímo jeho součástí viz obr. 38. Pro přesné polohování nástroje či obrobku je potřeba měřit absolutní hodnotu.



Obr. 38) Schéma přímého (vlevo) a nepřímého odměřování (vpravo)

#### Nepřímé odměřování

Tato metoda sleduje nějaký přidružený pohyb ve sledované soustavě, například natočení kuličkového šroubu, od čehož je dopočítán posuv soustavy. Schéma je také znázorněno na obrázku 38. Při tomto způsobu se daleko více projeví nepřesnosti mechanických dílů, teplotní dilatace a není tedy tak přesný. Na obr. 39 lze vidět porovnání dvou obrobků vyrobených na stejném stroji a stejným postupem, pouze s rozdílným způsobem odměřování.



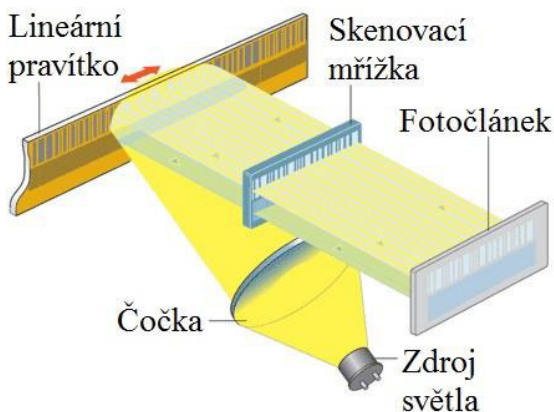
Obr. 39) Porovnání obrobků vyrobených na stejném stroji s použitím nepřímého (vlevo) a přímého (vpravo) odměřování [38]

## 6.2 Způsob odečítání polohové souřadnice

Zde existují dva možné způsoby odečítání polohy.

### Odměrování absolutní

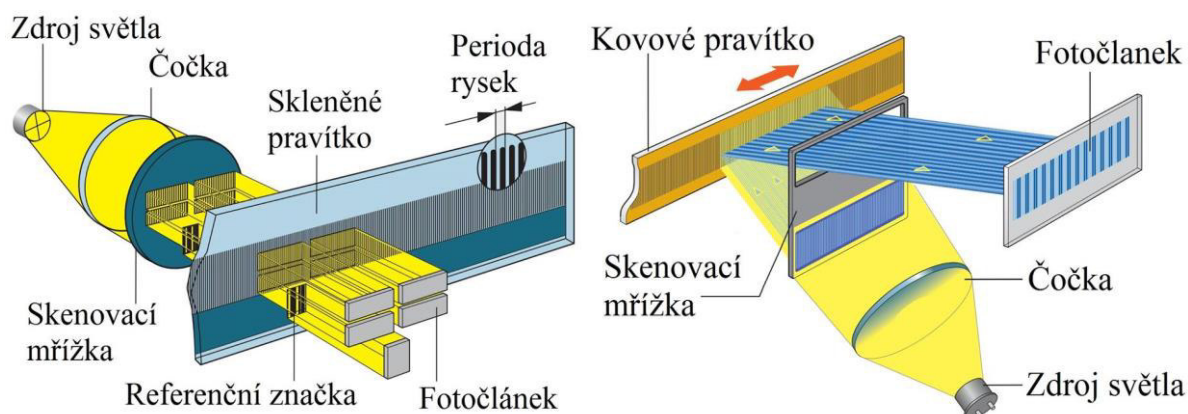
Absolutní odměrování přesně definuje každou polohu pohyblivé části, jelikož je snímáno velké množství značek a jejich kombinace je v každém bodě jedinečná. Princip zobrazuje obrázek 40.



Obr. 40) Absolutní optický snímač [2]

### Odměrování inkrementální

Při inkrementálním odměrování jsou dopočítávané přírůstky posuvu od pevně stanoveného výchozího (referenčního) bodu. Nevýhodou je, že po zapnutí stroje systém „neví“, kde přesně se nachází a prvně musí najet do referenčního bodu, aby se inicializoval souřadný systém. Zobrazený princip je na obr. 41.



Obr. 41) Inkrementální optický snímač [2]

## 6.3 Fyzikální principy snímačů

Další rozdělení snímačů je dle jejich fyzikálního principu získávání informace o poloze.

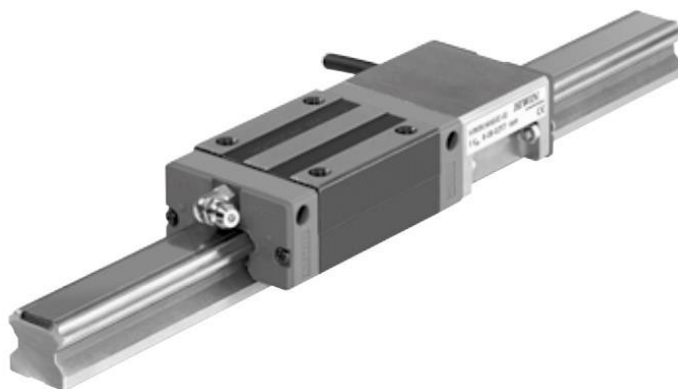
### Fotoelektrické odměrování (optická pravítka)

Optické snímače jsou založeny na principu přenosu nebo odrazu světla skleněnou nebo kovovou mřížkou. U lineárních os se obvykle jedná o skleněné nebo kovové pravítko, které je opatřeno průchozími nebo odrazovými ploškami. Dalším prvkem je optika (vysílač – zdroj

světla) a fotodioda (přijímač). Světlo vysílané optikou prochází pouze průchozími otvory a při pohybu pravítka se snímají světelné signály dopadající na fotodiody, které jsou převedeny na elektrický signál. Z tohoto signálu je určeno posunutí (inkrementální snímač – obr. 41), případně aktuální poloha (absolutní snímač – obr. 40). Velkou výhodou optických snímačů je jejich přesnost, a také rozlišení. Nevýhodou je však velká citlivost na vnikající nečistoty. [27]

### Magnetické odměřování

System je složen z magnetické měřící a krycí pásky a snímací jednotky. Měřící a krycí páska může být i integrována přímo do kolejnice lineárního vedení a snímací jednotka by v tomto případě byla součástí vozíku, viz obr. 42. Metoda je bezkontaktní, tím dosahuje dlouhé životnosti a je také odolná proti prachu, vlhkosti, oleji a třískám. [14]



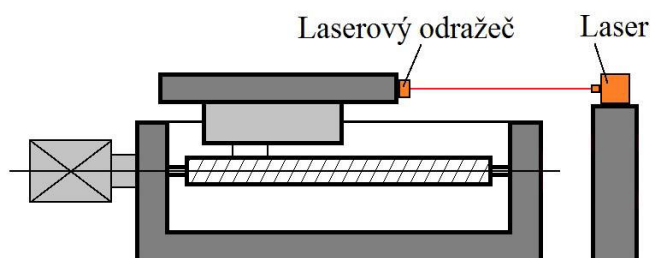
Obr. 42) Magnetický snímač polohy [14]

### Indukční odměřování

Tyto snímače fungují na vzájemném působení mezi kovovou částí a elektromagnetickým polem. Velkou výhodou těchto snímačů je, že nejsou náchylné na nečistoty.

### Laserové odměřování

Laserové systémy dosahují vysokých přesností a lze měřit i dlouhé vzdálenosti. Je ale potřeba mít dostatečnou ochranu před nečistotami. Odměřování pomocí laserového interferometru se používá v přesných strojích určených například pro výrobu optiky či elektronických obvodů. Laserové odměřování je zobrazeno na obr. 43.



Obr. 43) Schéma laserového odměřování

## 7 KONSTRUKČNÍ NÁVRH

### 7.1 Sahos BR<sup>A</sup>XL

Jedním z představitelů těžkých obráběcích strojů je vybraný stroj od firmy Sahos. Jedná se o stroj s označením Braxl, který je typu horní gantry. Klasické horní gantry je charakterizováno jako víceúčelové obráběcí centrum určené pro těžkoobrobitelné součásti složitých tvarů, velkých rozměrů i hmotností. Skládá se ze dvou pevných stojanů, což jsou nejmohutnější části, které tvoří boční stěny celého stroje. Po stojanech se ve směru osy X pohybuje příčník. Po příčníku se v ose Y posouvají saně vřeteníku nesoucí samotný vřeteník. Ten se pohybuje ve svislém směru, což představuje osa Z. Tato část, tedy posuvová osa Z, je předmětem této práce. Další část podílející se na kinematice stroje je otočná hlava. Poslední stěžejní částí každého obráběcího stroje je pracovní stůl, který je u těchto strojů obvykle pevný a nachází se po celé jejich délce.

Pohled do samotného stroje, kde lze vidět všechny výše popsané části, je na obrázku 44. Jak bylo řečeno, stroj je od firmy Sahos a nese označení BR<sup>A</sup>XL. Tento stroj představuje jejich nejvyšší řadu. Je to 5osé obráběcí centrum, které nachází využití při výrobě modelů, forem a dílů do leteckého, lodního nebo automobilového průmyslu. Většina použitých parametrů tohoto stroje je dle jejich katalogů [40]. Tento stroj slouží k obrábění lehkých materiálů jako je dřevo, plast, popřípadě hliník. Ovšem konstrukční návrh je tvořen pro obrábění kovů. Základní technické parametry stroje jsou:

- pracovní zdvih X: 3 000 – 50 000 mm
- pracovní zdvih Y: 2 000 – 6 000 mm
- pracovní zdvih Z: 1 000 – 3 000 mm
- pracovní zdvih A:  $\pm 110^\circ$
- pracovní zdvih C:  $\pm 400^\circ$
- výkon vřetená: 18 – 42 kW
- otáčky: 0 – 24 000 ot·min<sup>-1</sup> [40]



Obr. 44) Sahos BR<sup>A</sup>XL [40]

## 7.2 Vytipované konstrukční varianty

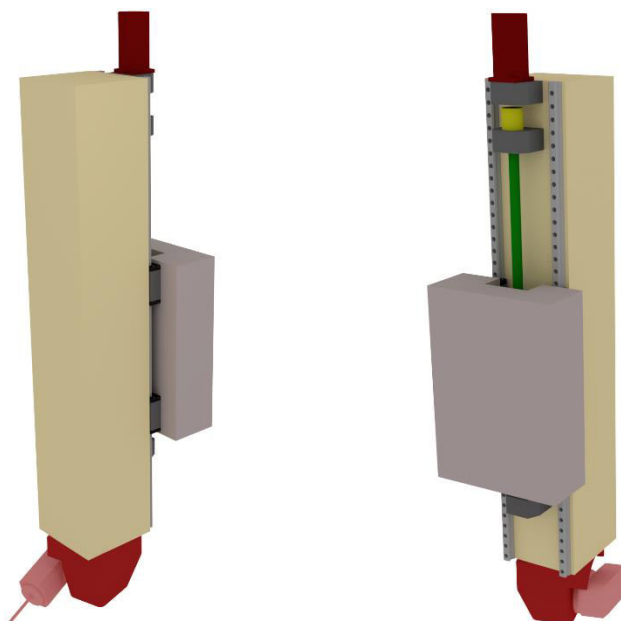
Na základě rešeršní části bylo vytipováno několik konstrukčních variant viz obr 45 až 53. V následující části budou provedeny konstrukční výpočty některých základních prvků těchto návrhů. Posléze budou návrhy porovnány a výstupem bude optimální varianta. K tomu poslouží multikriteriální analýza. Výsledné řešení bude poté dopracováno do finální verze, podle které bude vypracován 3D model a výkresová dokumentace sestavy. Pro porovnání byly vytipovány následující varianty:

- A. pohon kuličkovým šroubem bez vyvažování – poháněný šroub uložený na vřeteníku
- B. pohon kuličkovým šroubem bez vyvažování – poháněný šroub uložený na supportu
- C. pohon kuličkovým šroubem s vyvažováním – poháněný šroub uložený na vřeteníku
- D. pohon kuličkovým šroubem s vyvažováním – poháněný šroub uložený na supportu
- E. pohon kuličkovým šroubem s vyvažováním – poháněný šroub uložený na supportu v2
- F. pohon dvojicí pastorků bez vyvažování vřeteníku
- G. pohon dvojicí pastorků s vyvažováním vřeteníku
- H. pohon jedním pastorkem bez vyvažování vřeteníku
- I. pohon jedním pastorkem s vyvažováním vřeteníku

### Varianta A

Jedná se o pohon kuličkovým šroubem a kinematika šroubu je taková, že se šroub otáčí a zároveň se posouvá společně s vřeteníkem. V tomto případě není počítáno s vyvažováním vřeteníku a ve srovnání s ostatními variantami pohonu je tato konstrukčně nejjednodušší.

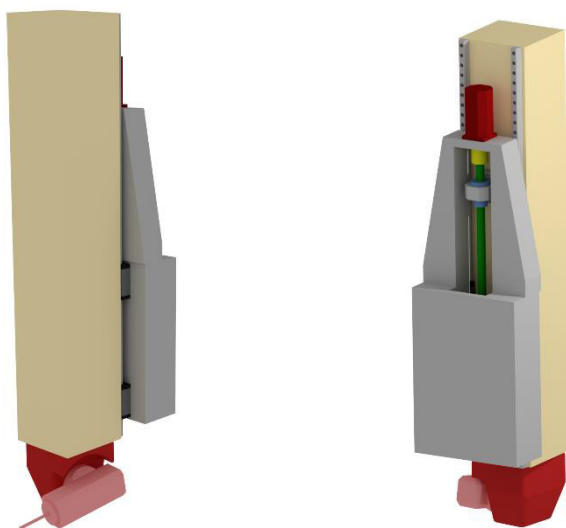
Obrázek 45 zobrazuje kompletní sestavu. Stejně jako u dalších variant nemá zobrazení přesné rozměry či tvary, jedná se pouze o konceptní návrh. Zelenou barvou je znázorněn kuličkový šroub, tmavě červenou motor s převodovkou. Žlutá barva představuje spojku, výměnná hlava je zobrazena světle červenou a černou barvou je zvýrazněno uložení. Na dalších obrázcích je modrou barvou znázorněna matice kuličkového šroubu. Ve všech návrzích je v první řadě počítáno s profilovým lineárním vedením, které má stacionární vozíky a posuvné kolejnice.



Obr. 45) Lineární osa – varianta A

### Varianta B

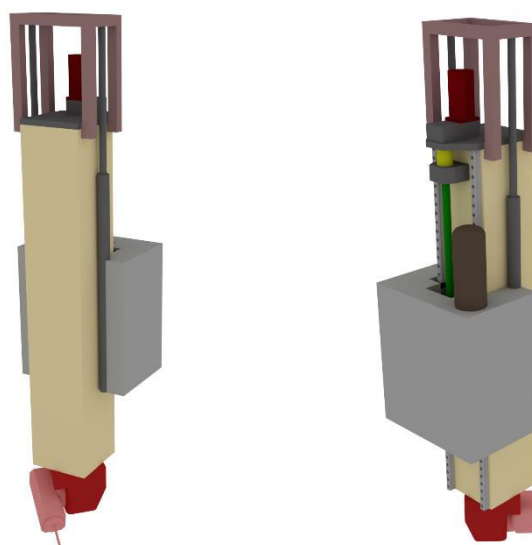
V tomto případě je pohon opět řešen kuličkovým šroubem a soustava je bez vyvažování. Zde je rozdílná kinematika KŠM, rotuje šroub, ale posouvá se matice. Konstrukce se liší především v konzoli, která je umístěna na horní části supportu, viz obr. 46. Tato konzola slouží pro uložení kuličkového šroubu a zároveň nese i motor s převodovkou. Od tohoto řešení se očekávají lepší dynamické vlastnosti vzhledem k tomu, že zvedaná hmotnost je snížena o hmotnost motoru a kuličkového šroubu. Nevýhodou je nutnost konstrukce a výroba této konzole, která zároveň zvyšuje hmotnost, se kterou musí pracovat ostatní osy stroje.



Obr. 46) Lineární osa – varianta B

### Varianta C

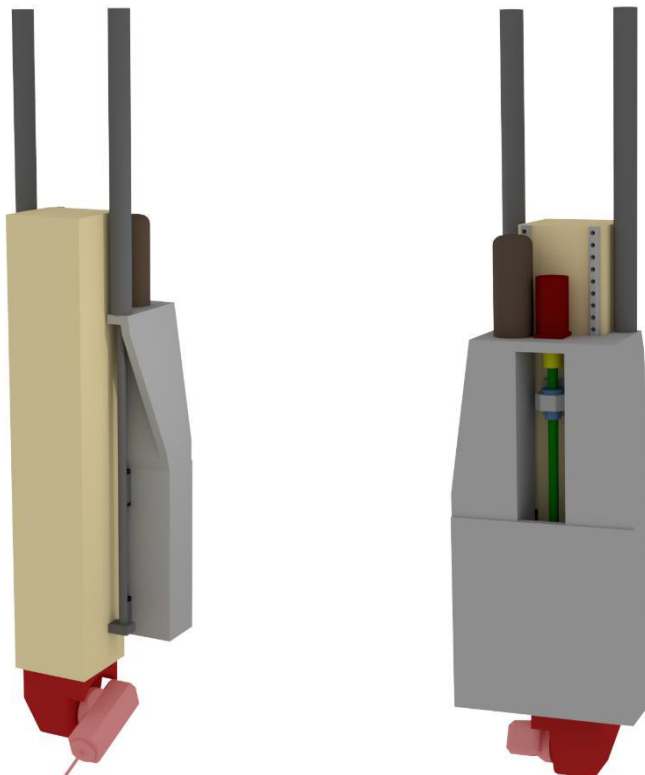
Tento případ je podobný jako varianta A, jen je využit systém hydraulického vyvažování vřeteníku. Toto je jediný případ, kde jsou vyvažovací prvky namáhané tlakem. Proto musí být použity plunžry, které mohou být takto zatíženy. Jedná se o konstrukčně složitější řešení z důvodu potřeby vyvažovacích prvků. Také musí být přidána konzola a upravený support pro uchycení uvedených prvků viz obr. 47.



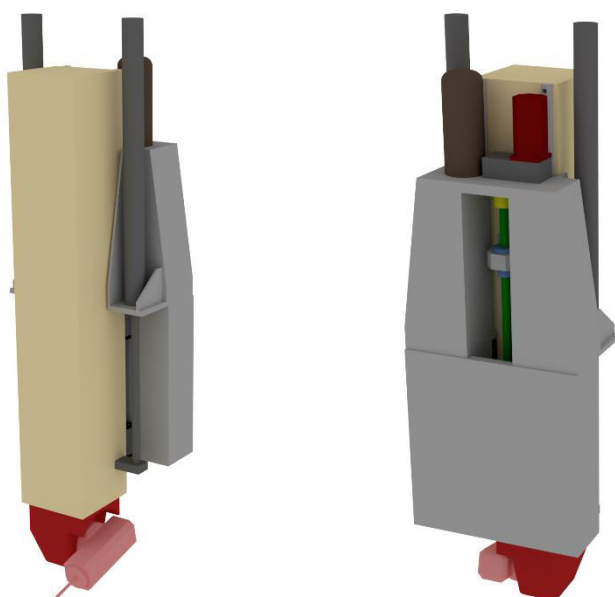
Obr. 47) Lineární osa – varianta C

### Varianta D a E

Tato řešení jsou si velmi podobná a vychází z varianty B. Zde je otočný šroub a posouvá se matice, která je připevněna k vřeteníku. Stejně jako v případě B je zde použita konzole pro uložení šroubu a motoru. V těchto případech je ale konzola odlišná, a to z důvodu upevnění vyvažovacích válců. Varianta D je zobrazena na obr. 48 a varianta E na obr. 49. Tato řešení jsou konstrukčně jednodušší než případ C. Je otázkou, zda se ve srovnání s variantami A a B vyvažování vyplatí.



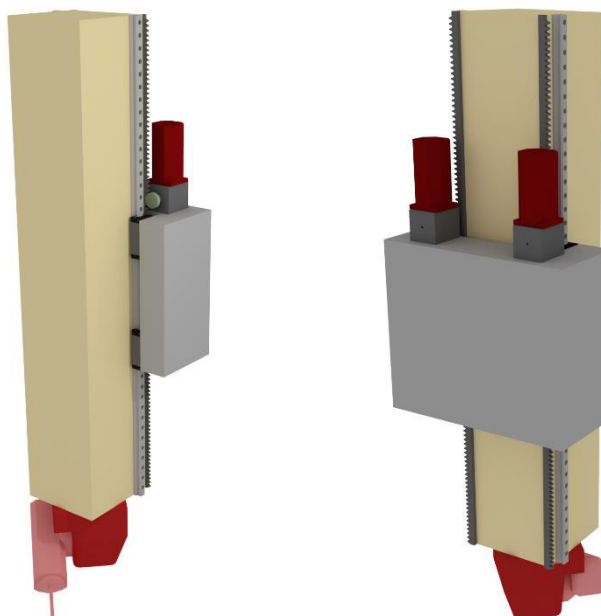
Obr. 48) Lineární osa – varianta D



Obr. 49) Lineární osa – varianta E

### Varianta F

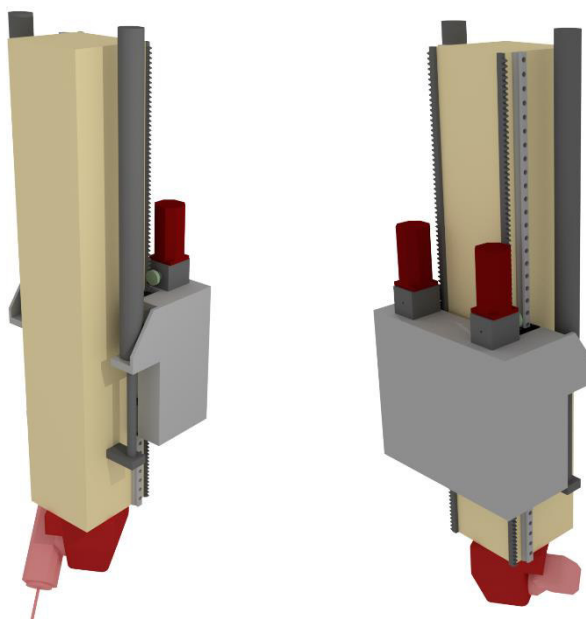
Zde se na rozdíl od předchozích případů využívá místo kuličkového šroubu dvojice ozubených hřebenů a pastorků. Je očekávána vyšší tuhost soustavy, a také nízká hmotnost ve srovnání s ostatními variantami. Pravděpodobně se jedná o finančně nejnáročnější konstrukční řešení. Ve variantách F a G bylo pozměněno umístění vedení a kolejnice jsou umístěné po stranách vřeteníku, čemuž musí být přizpůsoben i support pro umístění vozíků.



Obr. 50) Lineární osa – varianta F

### Varianta G

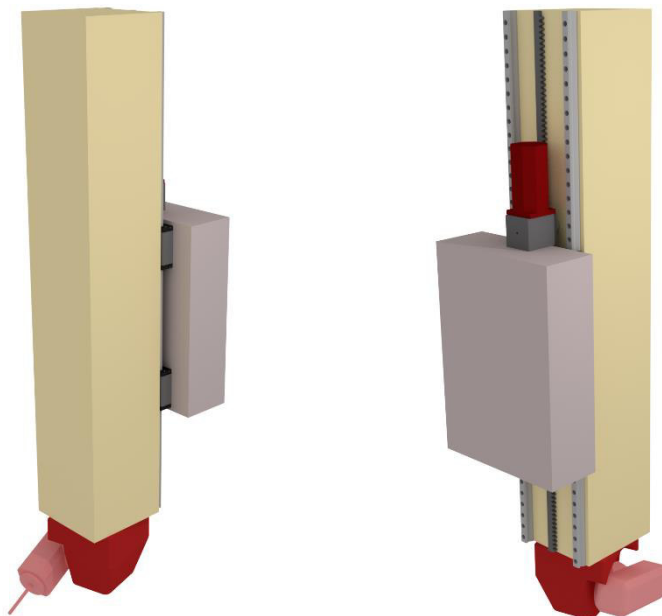
Toto řešení vychází z předchozího, jen je přidán systém vyvažování, pro který musí být upraven support nesoucí vřeteník, viz obr. 51.



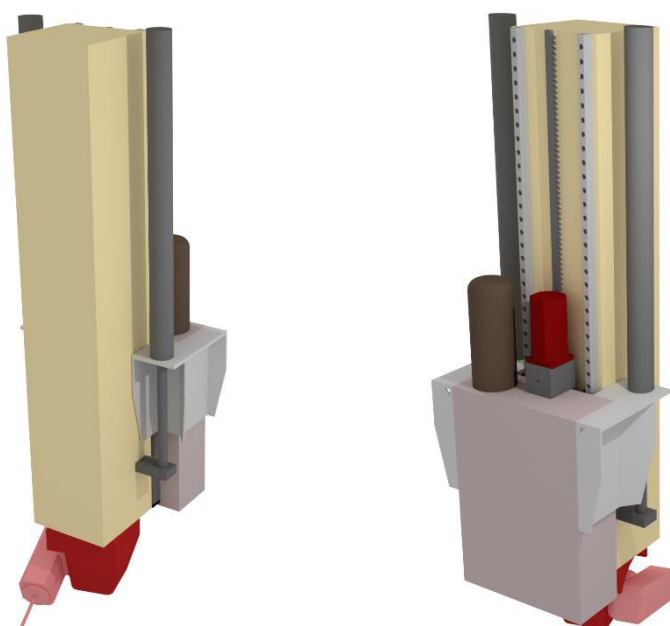
Obr. 51) Lineární osa – varianta G

### Varianta H a I

Opět se jedná o provedení využívající ozubený hřeben a pastorek. Je zde pouze jeden pastorek. Obě řešení se mezi sebou liší v systému vyvažování, což se odráží i na použitém motoru a převodovce.



Obr. 52) Lineární osa – varianta H



Obr. 53) Lineární osa – varianta I

### Další možné varianty

Mezi další zvažované varianty patřila například varianta s poháněnou kuličkovou maticí. Ta však není vhodná pro tak dynamicky namáhané situace. Také byla snaha se z bezpečnostních důvodů vyhnout řemenovému převodu, který je při pohonu matice nezbytný. Další zamítnutou variantou je pohon dvěma kuličkovými šrouby, která je konstrukčně i finančně náročnější, a jelikož je cílem dosáhnout co nejnižší ceny, nejedná se o vhodné řešení.

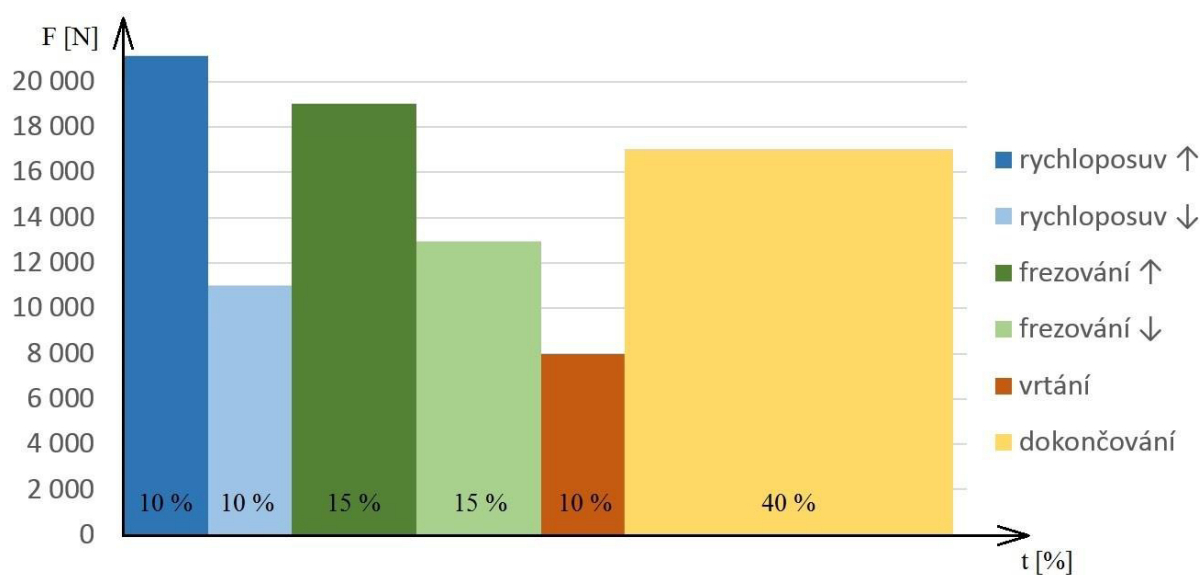
Poslední neřešenou kapitolou je pohon lineárním motorem, který je také zamítnut především z finančních důvodů, které hrají při stavbě stroje výraznou roli.

Dle výše vypsanych variant se především rozhoduje, zda je vhodnější použít ozubený hřeben s pastorkem nebo kuličkový šroub s maticí, případně způsob uložení šroubu. Také se musí určit, zda má význam nebo je dokonce nutné vyvažování vřeteníku za účelem dosažení požadované dynamiky stroje. K tomuto poslouží předběžné výpočty, které budou provedeny v následujících kapitolách. Výpočty se budou týkat převážně návrhu pohonů jednotlivých variant a vedení. Všechny varianty budou na základě teoretické části práce a těchto výpočtů porovnány multikriteriální analýzou pro výběr optimálního řešení. Všechny výpočty i provedená analýza jsou součástí přílohy.

### 7.3 Návrh kuličkového šroubu bez vyvažování vřeteníku

U stroje je předpokládáno vysoké dynamické zatížení, což společně s vysokými rychlostmi způsobuje i velké zahřívání kuličkového šroubu. Z toho důvodu je nutné šroub aktivně chladit nebo jej axiálně uložit pouze na jednom z jeho konců, aby bylo umožněné rozpínání šroubu a nedošlo tak k jeho poškození. Chlazení šroubu je ovšem velmi náročné z hlediska energií a konstrukční náročnosti řešení. Konstrukčně i finančně výhodnější je tedy šroub axiálně uložený pouze na jednom z jeho konců.

Při návrhu se vycházelo ze zátěžného spektra, které je zobrazeno na obrázku 54. V tomto obrázku jsou znázorněny výsledné síly při různých operacích působících na kuličkový šroub. Tato síla je součtem síly od obrábění společně s gravitačním zatížením:  $F = F_o + m_c \cdot g$

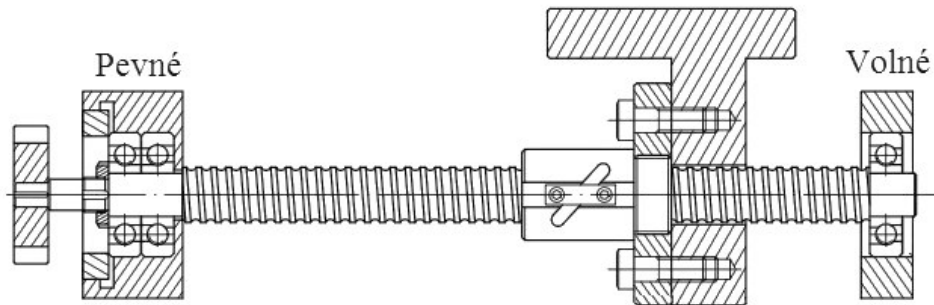


Obr. 54) Zátěžný cyklus

Rychlosti posuvů jsou:

- rychloposuv  $30\,000\text{ mm}\cdot\text{min}^{-1}$
- frézování  $12\,000\text{ mm}\cdot\text{min}^{-1}$
- vrtání  $8\,000\text{ mm}\cdot\text{min}^{-1}$
- dokončování  $10\,000\text{ mm}\cdot\text{min}^{-1}$

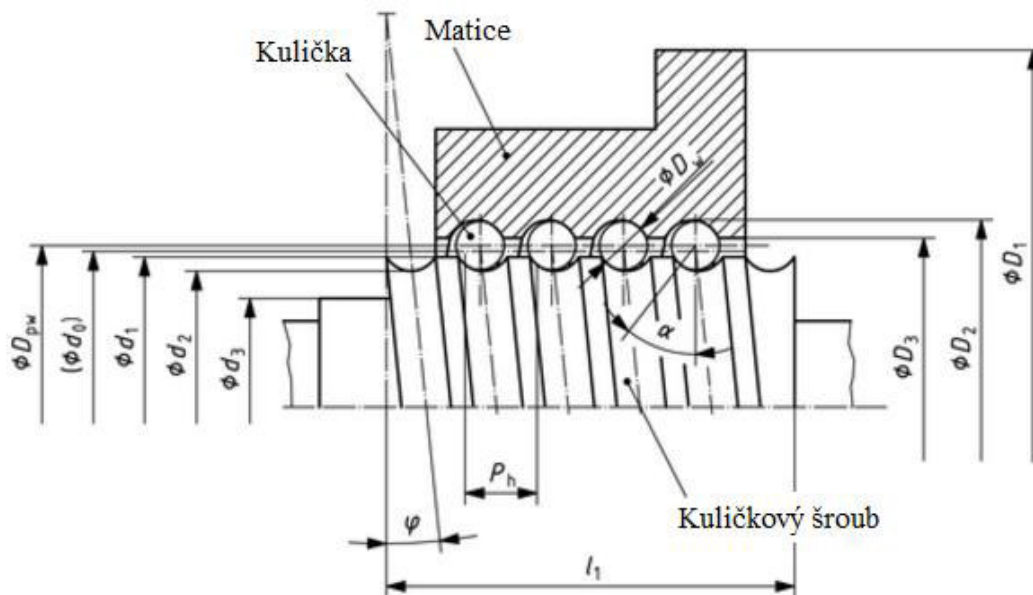
V těchto silách je zahrnuta i gravitační složka od hmotnosti vřeteníku, která činí 1 520 kg. V předběžných výpočtech se ale počítalo s hmotností 1 600 kg, aby se zahrnula i hmotnost motoru, uložení, vedení apod. (ve finální verzi bude hmotnost upravena na přesnější hodnotu). Ze zadání plynou požadavky na velikost zdvihu 1 500 mm, požadované zrychlení  $3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$  a životnost minimálně 20 000 hodin. Jak již bylo řečeno, jedná se o případ kuličkového šroubu, který je na jedné straně uložen na pevně, na straně druhé pouze v radiálním směru viz obr. 55.



Obr. 55) Schéma uložení kuličkového šroubu pevné – volné [53]

### 7.3.1 Návrh kuličkového šroubu

Největším zatížením je samotná dynamika celého systému, kdy je 1 600 kg zvedáno se zrychlením  $3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ . Právě na toto zatížení je kuličkový šroub navržen a zbytek zátěžného spektra slouží pouze k určení životnosti. Následující výpočty jsou především podle firmy THK (dle jejich katalogů Linear Motion System [53] a [54]) a podle knihy profesora J. Marka Konstrukce CNC obráběcích strojů [28] a jsou součástí přílohy. Pro tento případ byl vytipován kuličkový šroub s maticí od firmy KSK-PM. Šroub o průměru 63 mm se stoupáním 20 mm nese označení AP HL. Dle normy ISO 3408-1:2006(en) je geometrie kuličkového šroubu popsána rozměry, které jsou znázorněny na obr. 56. Pro následující výpočty je nejdůležitější jmenovitý průměr –  $\phi d_0$ , rozteč kuliček –  $\phi D_{pw}$  a vnitřní průměr závitu –  $\phi d_3$ .



Obr. 56) Rozměry kuličkového šroubu [19]

Základními rozměry šroubu a matice důležité pro výpočty:

- jmenovitý průměr šroubu  $d_0 = 63 \text{ mm}$
- vnitřní průměr šroubu  $d_2 = 49,6 \text{ mm}$
- rozteč středů kuliček  $D_{pw} = 66,5 \text{ mm}$
- stoupání  $p_h = 20 \text{ mm}$
- délka matice  $L_m = 220 \text{ mm}$
- počet nosných závitů  $p_{nz} = 6$
- moment setrvačnosti šroubu  $J_s = 1,21 \cdot 10^{-1} \text{ kg} \cdot \text{cm}^2 \cdot \text{mm}^{-1}$

### 7.3.2 Kontrola kuličkového šroubu

Kuličkové šrouby nesmějí pracovat v oblasti kritických otáček, a tak je důležité je v tomto ohledu kontrolovat. Maximální provozní otáčky se kontrolují z důvodu zamezení nebezpečného rozkmitu kuličkového šroubu. Při tomto rozkmitu dochází k deformaci závitů, což může vést k nevratným deformacím na celém systému šroubu a matice. Hodnoty kritických otáček jsou ovlivněny způsobem uložení a nepodepřenou délkou šroubu. Šroub musí být kontrolován i z hlediska tzv. DN otáčkového faktoru, jehož hodnota také nesmí být překročena maximálními otáčkami. Hodnota DN faktoru je dána způsobem převádění kuliček.

Maximální otáčky:

$$n_{\max} = \frac{v_{\max}}{p_h} = 1500 \text{ min}^{-1} \quad (1)$$

K řešení kritických otáček je nutné znát koeficient uložení, který je v tomto případě dle tabulky 2  $\lambda_2 = 15,1$ . Vzdálenost mezi uloženími  $l_b = 1\,740 \text{ mm}$ .

Tab 2) Koeficienty uložení  $\lambda_1$  a  $\lambda_2$  [54]

Typ uložení	Koeficient $\lambda_1$	Koeficient $\lambda_2$
Pevné – pevné	4,73	21,9
Pevné – podepřené	3,927	15,1
Podepřené – podepřené	3,142	9,7
Pevné – volné	1,875	3,4

Kritické otáčky šroubu:

$$n_k = \lambda_2 \cdot \frac{D_{pw}}{l_b^2} \cdot 10^7 = 3\,317 \text{ min}^{-1} \quad (2)$$

Kontrola otáčkového faktoru:

$$n_{DN} = \frac{DN}{D_{pw}} = \frac{100\,000}{63} = 1\,587 \text{ min}^{-1} \quad (3)$$

Z rovnic 1, 2 a 3 vyplývá, že ani jeden z parametrů nebude maximálními otáčkami překročen a z tohoto ohledu je vybrán kuličkový šroub vyhovující.

### Maximální přípustné tahové a tlakové zatížení:

Při výběru kuličkového šroubu je nutné zkontrolovat, zdali šroub snese namáhání tahem a tlakem. Jelikož je v tomto případě šroub namáhán pouze na tah, tak není potřeba jej kontrolovat na vzpěrnou tuhost. Přípustné tahové a tlakové zatížení se vypočítá dle vzorce:

$$P_2 = 116 \cdot d_2 = 285\,379 \text{ N} \quad (4)$$

### Statický bezpečnostní faktor:

Zde je nutné znát statickou únosnost, což je veličina, jež je dána velikostí statického zatížení, při kterém nastává plastická deformace valivého elementu. Ta je rovna velikosti 0,0001 násobku jeho průměru. [14] Statická únosnost zvoleného šroubu je  $C_0 = 800 \text{ kN}$ . K největšímu statickému zatížení dochází při frézování  $F_0 = 19\,000 \text{ N}$ . U této veličiny je nutné zkontrolovat bezpečnostní faktor  $f_s$ , který by neměl klesnout pod hodnoty dle tabulky 3.

$$f_s = \frac{C_0}{F_0} = 42,105 \quad (5)$$

Tab 3) Statický bezpečnostní faktor [54]

Typ strojů	Podmínky zatížení	Spodní limit $f_s$
Průmyslové stroje	Bez vibrací a rázů	1 až 3,5
	S vibracemi a rázy	2 až 5
Obráběcí stroje	Bez vibrací a rázů	1 až 4
	S vibracemi a rázy	2,5 až 7

Jak bylo předpokladem, statické zatížení není limitujícím faktorem při výběru kuličkového šroubu, což se potvrdilo výpočtem statického bezpečnostního faktoru. Ve všech ohledech je tedy vybraný kuličkový šroub vyhovující.

### **7.3.3 Stanovení životnosti**

Dalším důležitým parametrem je předpokládaná životnost kuličkového šroubu a matice. Pojem „předpokládaná“ je z důvodu, že nelze stanovit přesnou životnost, jelikož se na její délce podílí spousta neznámých faktorů. Zde se v první řadě musí spočítat střední otáčky  $n_m$  a hodnota středního zatížení  $F_m$ .

#### Střední otáčky:

$$n_m = \sum_1^n \frac{v_i \cdot t_i}{P_h} = 720 \text{ min}^{-1} \quad (6)$$

#### Střední zatížení:

$$F_m = \sqrt[3]{\sum_1^n F_i^3 \cdot \frac{n_i \cdot t_i}{n_m}} = 16\,790 \text{ N} \quad (7)$$

Požadovaná životnost kuličkového šroubu je 20 000 hodin. Z této hodnoty a hodnoty středních otáček lze podle následujících rovnic 8 a 9 vypočítat minimální dynamickou únosnost  $C_{dyn}$ . K výpočtům je také nutné určit tzv. faktor zatížení, který je dle tabulky 4 zvolen  $f_w = 1,5$ .

Životnost v otáčkách:

$$L_{ot} = \left( \frac{C_{dyn}}{f_w \cdot F_m} \right)^3 \cdot 10^6 \quad (8)$$

Životnost v hodinách:

$$L_h = \frac{L}{60 \cdot n_m} > 20\,000 \text{ hod} \quad (9)$$

Tab 4) Faktor zatížení

Vibrace / rázy	Rychlost $v$ [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]	Faktor zatížení $f_w$
Velmi slabé	Velmi malá $v \leq 0,25$	1 – 1,2
Slabé	Pomalá $0,25 < v \leq 1$	1,2 – 1,5
Střední	Střední $1 < v \leq 2$	1,5 – 2
Silné	Rychlá $v > 2$	2 – 3,5

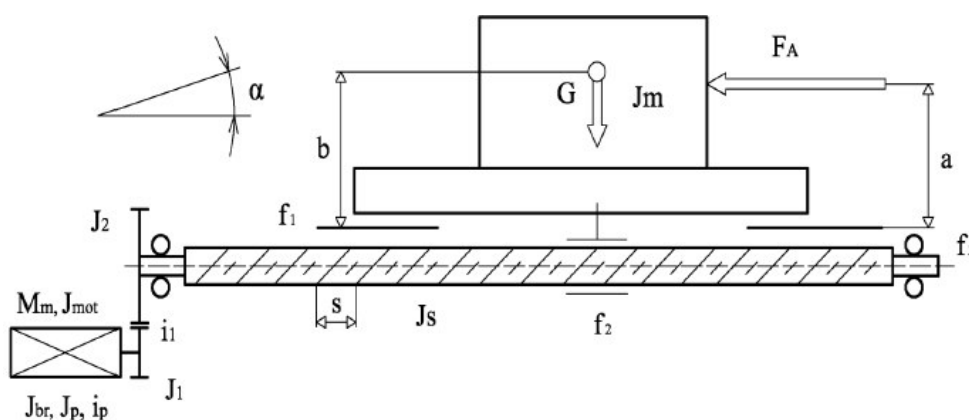
Minimální dynamická únosnost:

$$C_{dynmin} = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n_m}{10^6}} \cdot F_m \cdot f_w = 239\,850 \text{ N} \quad (10)$$

Jelikož se jedná o poměrně vysokou hodnotu dynamické únosnosti, byla vybrána matice pro vysoká zatížení typu AP HL s označením K 63x24, která dosahuje dynamické únosnosti 300 kN. K tomuto rozhodnutí také přispěla kontrola maximálního otáčkového faktoru, což je hodnota, která nesmí přesáhnout maximální otáčky šroubu. Otáčkový faktor DN se u běžných šroubů pohybuje v hodnotách okolo 70 000, to je pro tento případ nevyhovující. Životnost tohoto šroubu je dle rovnice 8 stanovena na 39 140 hodin.

### 7.3.4 Návrh motoru a převodovky

Na následujícím obrázku je znázorněna obecná lineární osa, kde jsou uvedeny prvky ovlivňující výběr motoru. V případě svislé osy bude ovšem axiální zatížení šroubu nejen silou  $F_A$ , ale i silou od zvedané hmotnosti  $G$ .



Obr. 57) Schéma lineární osy s kuličkovým šroubem [28]

Výpočet pro návrh motoru je rozdělen na statické a dynamické zatížení. Předpokladem je, že rozhodujícím prvkem bude zatížení dynamické, jelikož dochází k výraznému zrychlení hmoty, na které musí být motor dimenzován. Ze stejného důvodu je pro výpočet statického momentu použit zjednodušený výpočet, který ukazuje pouze přibližný výsledek momentu. Při výpočtech se zanedbávají valivé odpory ve vedení, které dosahují velmi nízkých hodnot a nejsou rozhodující pro výběr pohonu.

### Statické hledisko

Statické zatížení je vyvoláno pouze silovým působením od obrábění a vlastní hmotností zvedané části. V první řadě je důležité definovat všechny známé účinnosti: [28]

- účinnost kuličkového šroubu a matice:  $\eta_s = 0,92$
- účinnost vedení:  $\eta_v = 0,98$
- účinnost převodovky:  $\eta_p = 0,95$
- účinnost ložisek:  $\eta_L = 0,9$

Celková účinnost systému:

$$\mu_c = \mu_p \cdot \mu_s \cdot \mu_{\text{mot}} \cdot \mu_L = 0,771 \quad (11)$$

Potřebný statický moment na motoru:

$$M_{\text{motst}} = \frac{F_{\text{max}} \cdot p_h}{2 \cdot \pi \cdot i_c \cdot \eta_c} + \frac{G \cdot \sin \alpha \cdot p_h}{2 \cdot \pi \cdot i_c \cdot \eta_c} = 27,102 \text{ Nm} \quad (12)$$

### Dynamické hledisko

Při dynamickém zatížení není uvažováno se silou od obrábění a počítá se pouze s vlastní hmotností a rychloposuvem. Zde se výrazně projeví zrychlení celé soustavy. Pro výpočet dynamického momentu je v první řadě nutné znát všechny setrvačné momenty:

- moment setrvačnosti motoru:  $J_{\text{mot}} = 41,6^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- moment setrvačnosti převodovky:  $J_{\text{př}} = 9,21 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- moment setrvačnosti šroubu:  $J_s = 0,024 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

Moment setrvačnosti zvedané sestavy:

$$J_m = m_c \cdot \left( \frac{p_h}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 0,016 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (13)$$

Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru:

Pro další výpočty je důležité převést všechny momenty setrvačnosti na jedno těleso, a vytvořit tak moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru:

$$J_{\text{rhm}} = J_{\text{mot}} + J_{\text{př}} + \frac{J_s}{i^2} + \frac{J_m}{i^2} = 0,01 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (14)$$

Činitel setrvačnosti:

Motor je vhodné kontrolovat i z hlediska tzv. činitele setrvačnosti, což je podíl celkového momentu setrvačnosti ku momentu setrvačnosti motoru. Tato hodnota by neměla překročit hodnotu 10 a dle vzorce 15 je motor vyhovující.

$$FI = \frac{J_{rhm}}{J_{mot}} = 2,3 \quad (15)$$

Moment tíhové složky:

$$M_{GT} = \frac{m_c \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot p_h}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_c} = 21,608 \text{ Nm} \quad (16)$$

Moment od třecích sil přesouvaných hmot:

U svislé osy, kde je úhel sklonu roven  $90^\circ$  je složka  $M_G$  nulová.

Moment na kuličkovém šroubu:

$$M_{KSM} = \frac{F_G \cdot p_h}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_p \cdot \eta_L^i} \cdot (1 - \eta_s^2) = 2,992 \text{ Nm} \quad (17)$$

Celkový moment zátěže redukováný na hřídel motoru:

$$M_{zdrhm} = M_{GT} + M_G + M_{KSM} = 24,6 \text{ Nm} \quad (18)$$

Uhlové zrychlení šroubu:

Požadované zrychlení soustavy je zadáno  $a = 3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ , z toho lze snadno dopočítat úhlové zrychlení šroubu a následně i motoru:

$$\varepsilon_s = \frac{a \cdot 2 \cdot \pi}{p_h} = 942 \text{ s}^{-2} \quad (19)$$

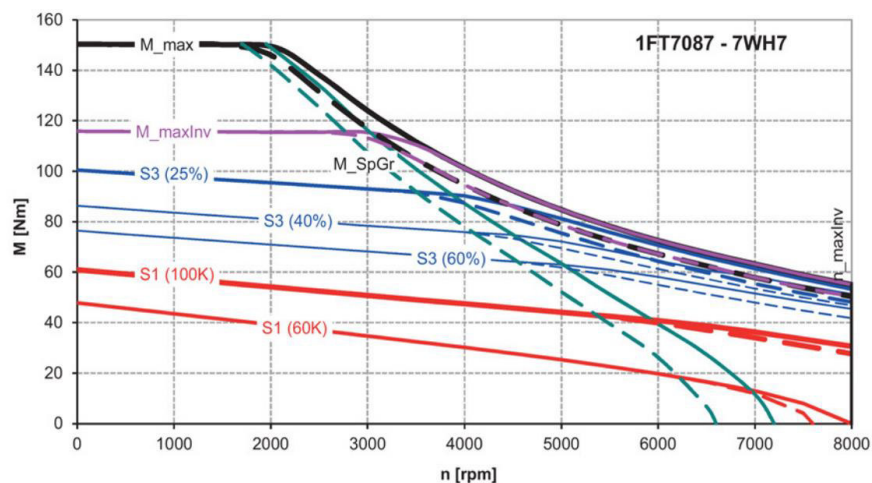
Potřebné zrychlení motoru:

$$\varepsilon_{mot} = \varepsilon_s \cdot i = 2\,826 \text{ s}^{-2} \quad (20)$$

Potřebný moment motoru:

$$M_{mot} = J_{rhm} \cdot \varepsilon_m + M_{zdrhm} = 51,653 \text{ Nm} \quad (21)$$

Byl zvolen motor firmy Siemens typu 1FT7087-7WH7, k němu byla vybrána planetová převodovka od firmy Apex Dynamiscs AF140 převodem  $i = 3$ . Motor má jmenovité otáčky  $4500 \text{ min}^{-1}$ , moment  $61 \text{ Nm}$  a výkon  $21,7 \text{ kW}$ . Součástí motoru je i integrovaná brzda s brzdným momentem  $48 \text{ Nm}$ . Na obrázku 58 je vidět momentová charakteristika motoru.



Obr. 58) Momentová charakteristika motoru Siemens 1FT7087-7WH7 [46]

## 7.4 Návrh kuličkového šroubu s vyvažováním vřeteníku

Dalším předběžným návrhem je opět pohon za pomoci kuličkového šroubu, ale se systémem vyvažování vřeteníku dvojicí hydraulických válců. V této části bude pouze navržen kuličkový šroub a jeho pohon. Přesný návrh samotných vyvažovacích válců bude realizován v případě prokázání vhodnosti jejich využití.

### 7.4.1 Kompenzace hmotnosti

V první řadě je nutné stanovit velikost kompenzace hmotnosti a následně upravit zátěžný stav pro kuličkový šroub. Jak již bylo řečeno, vyvažování bude realizováno pomocí dvou hydraulických válců. Ty budou symetricky umístěny po stranách vřeteníku. U návrhu se počítá s kompenzací  $k_v = 90\%$  hmotnosti vřeteníku. Dle rovnic 22 a 23 vyplývá, že síla působící na jeden válec bude rovna 7063 N.

Kompenzovaná hmotnost:

$$F_{vyv2} = m_c \cdot g \cdot k_v = 14\,126 \text{ N} \quad (22)$$

Kompenzovaná hmotnost 1 válcem:

$$F_{vyv} = \frac{F_{vyv2}}{2} = 7\,063 \text{ N} \quad (23)$$

Zbytková hmotnost působící na kuličkový šroub:

$$m_v = (1 - k_v) \cdot m_c = 160 \text{ kg} \quad (24)$$

### 7.4.2 Návrh kuličkového šroubu

Pro výpočty je v první řadě důležité upravit zátěžný stav. Hodnoty rychlostí zůstávají stejné, liší se ale budou síly působící na kuličkový šroub. Ty jsou sníženy o vyvažovanou hmotnost vřeteníku. Upravený zátěžný stav a síly potřebné k vykonání jednotlivých operací:

- rychloposuv ↑ 2 000 N
- rychloposuv ↓ -1 000 N
- frézování ↓ 5 600 N
- frézování ↑ -2 500 N
- vrtání 6 500 N
- dokončování 2 500 N

Záporné hodnoty značí, že je šroub namáhán i na tlak a z toho důvodu je nutné jej nyní kontrolovat na vzpěr. Konstrukční výpočty pro návrh a kontrolu šroubu, a také jeho pohonu jsou obdobné jako v kapitole 7.3 a z toho důvodu zde nebudou znovu vypisovány (kromě kontroly tuhosti, která v předchozí části není řešena). Výpočty jsou ovšem součástí přílohy, kde lze všechny použité vzorce a výsledky dohledat. Zde budou prezentovány převážně výsledky a vybrané prvky.

Kontrola vzpěrné tuhosti:

Při výběru kuličkového šroubu je nutné zkontrolovat, zdali šroub snese namáhání tlakem a nedojde k překročení vzpěrné pevnosti. Podle firmy THK jsou dvě možnosti, jak povolenou axiální sílu spočítat a pro kontrolu byly spočítány obě varianty (vzorce 26 a 27). Pro zjištění hodnoty maximálního povoleného axiálního zatížení  $F_v$  je nutné předem spočítat

i kvadratický moment šroubu  $I_s$ . Pro tyto výpočty je nutné znát i koeficienty uložení, které jsou dány tabulkou 5.

Tab 5) Koeficienty uložení  $\eta_1$  a  $\eta_2$  [54]

Typ uložení	Koeficient $\eta_1$	Koeficient $\eta_2$
Pevné – pevné	4	20
Pevné – podepřené	2	10
Pevné – volné	0,25	1,3

$$I_s = \frac{\pi}{64} \cdot D_{pw}^4 = 1,527 \cdot 10^5 \text{ mm}^4 \quad (25)$$

$$F_v = \frac{\eta_1 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I_s}{l_b^2} \cdot 0,5 = 119\,807 \text{ N} \quad (26)$$

$$F_v = \eta_2 \cdot \frac{D_{pw}^4}{l_b^2} \cdot 10^4 = 120\,045 \text{ N} \quad (27)$$

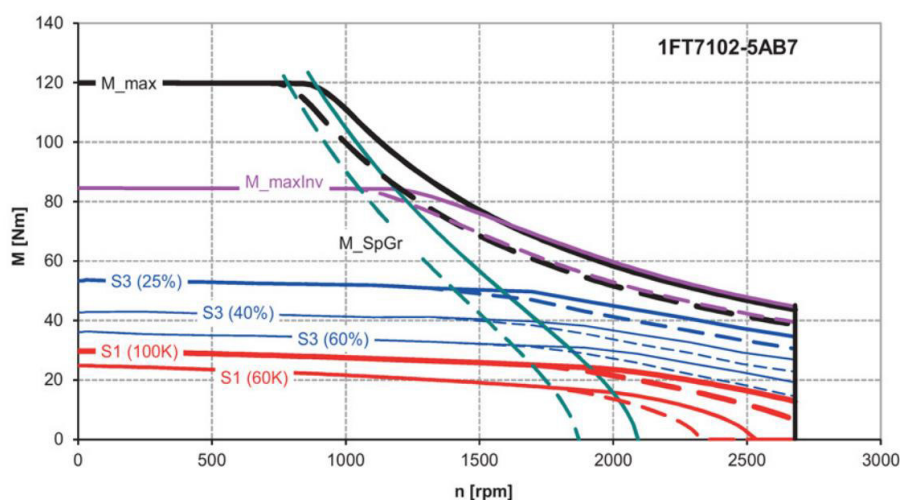
Většina výrobců (včetně zvoleného THK) udává, že největší skutečné axiální zatížení by nemělo překročit hodnotu 50 % maximálního povoleného axiálního zatížení  $F_v$ . V tomto ohledu je šroub vyhovující.

#### Kuličkový šroub s maticí:

Dle konstrukčních výpočtů byl vybrán kuličkový šroub s maticí od firmy THK nesoucí označení SBK 4020-7,6. Šroub je o průměru 40 mm, stoupání 20 mm, dynamická únosnost je 59,7 kN a statická únosnost má hodnotu 112,7 kN. Předpokládaná životnost tohoto pohonu je 35 770 hodin.

### 7.4.3 Návrh motoru a převodovky

V tomto případě je pohon kuličkového šroubu řešen přímo tzn. bez vloženého převodu. Byl vybrán motor 1FT102-5AB7 se jmenovitými otáčkami  $1\,500 \text{ min}^{-1}$  o výkonu 4,08 kW a momentem 30 Nm.



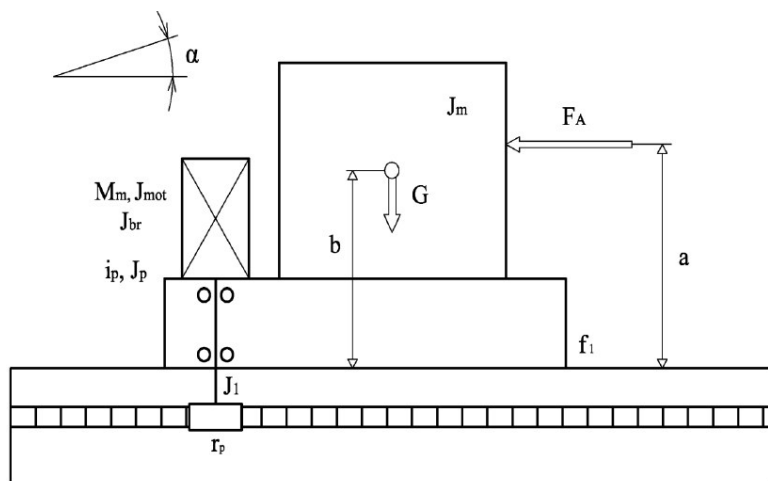
Obr. 59) Momentová charakteristika motoru Siemens 1FT102-5AB7 [46]

## 7.5 Návrh dvojice pastorků a ozubených hřebenů bez vyvažování vřeteníku

Další variantou je pohon dvěma pastorky. Výpočty vychází z knihy profesora J. Marka: Konstrukce CNC obráběcích strojů [28] a z manuálů výrobců Stöber [48] a Siemens [46].

### 7.5.1 Návrh motoru

Stejně jako v případě návrhu motoru pro kuličkový šroub je i zde výpočet rozdělen na statický a dynamický stav.



Obr. 60) Schéma lineární osy s pastorkem a ozubeným hřebenem [28]

#### Vytipované parametry:

- maximální otáčky motoru:  $n_{\text{mot}} = 3\,000 \text{ min}^{-1}$
- modul zubu:  $m = 2$
- počet zubů:  $z = 23$
- úhel zešíkmení zubů:  $\beta = 19^{\circ}31'42''$
- průměr pastorku:  $d_{\text{pa}} = \frac{m \cdot z}{\cos(\beta)} = 48,8 \text{ mm}$
- obvod pastorku:  $o_p = \pi \cdot d_{\text{pa}} = 153,3 \text{ mm}$
- maximální otáčky:  $n_{\text{max}} = \frac{v_{\text{max}}}{o_p a} = 295,7 \text{ min}^{-1}$
- převodový poměr:  $i = \frac{n_{\text{mot}}}{n_{\text{max}}} = 14$

#### Statické hledisko

V první řadě je důležité určení všech známých účinností:

- účinnost vedení:  $\eta_v = 0,98$
- účinnost převodu :  $\eta_p = 0,97$
- účinnost převodové skříně:  $\eta_1 = 0,92$

#### Celková účinnost:

$$\mu_c = \mu_v \cdot \mu_p \cdot \mu_1 = 0,875 \quad (28)$$

Potřebný statický moment motoru:

$$M_{\text{motstat}} = \frac{F_o \cdot \frac{d_p}{2}}{2 \cdot i_c \cdot \eta_c} + \frac{m \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot \frac{d_p}{2}}{2 \cdot i_c \cdot \eta_c} = 19,623 \text{ Nm} \quad (29)$$

Celkový statický moment působící na každý z pastorků.

### **Dynamické hledisko**

Zde je prvním krokem určení momentů setrvačnosti. Poté následuje výpočet zrychlení pastorku a motoru a až posléze lze počítat dynamický moment zatížení.

- moment setrvačnosti motoru:  $J_{\text{mot}} = 27,4 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- moment setrvačnosti převodovky:  $J_{\text{př}} = 14 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

Moment setrvačnosti zvedané sestavy:

$$J_m = \frac{m}{2} \cdot \left(\frac{d_p}{2}\right)^2 = 0,476 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (30)$$

Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru:

$$J_{\text{rhm}} = J_{\text{mot}} + J_{\text{př}} + \frac{J_m}{2 \cdot i^2} = 6,571 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (31)$$

Činitel setrvačnosti:

$$FI = \frac{J_{\text{rhm}}}{J_{\text{mot}}} = 2,398 \quad (32)$$

Úhlové zrychlení pastorku:

$$\varepsilon_p = \frac{2 \cdot a}{d_p} = 122,932 \text{ s}^{-2} \quad (33)$$

Úhlové zrychlení motoru:

$$\varepsilon_{\text{mot}} = \varepsilon_p \cdot i_c = 1\,721 \text{ s}^{-2} \quad (34)$$

Moment od třecích sil přesouvaných hmot:

$$M_G = \frac{m \cdot g \cdot \sin(\alpha) \cdot \frac{d_p}{2}}{2 \cdot i_c \cdot \eta_c} = 14,098 \text{ Nm} \quad (35)$$

Moment tíhové složky

$$M_{\text{GT}} = 0$$

Celkový moment zátěže redukováný na hřídel motoru:

$$M_{\text{zdrhm}} = M_G + M_{\text{GT}} = 14,098 \text{ Nm} \quad (36)$$

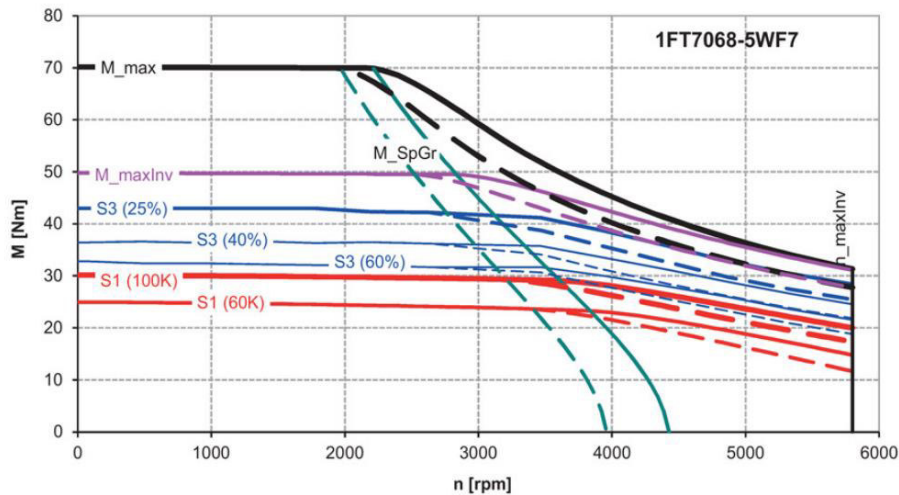
Celkový potřebný moment pro zrychlení celku:

$$M_{\text{mot}} = J_{\text{rhm}} \cdot \varepsilon_{\text{mot}} + M_{\text{zdrhm}} = 25,407 \text{ Nm} \quad (37)$$

### Moment jednoho motoru při dynamickém zrychlení:

$$P_{\text{mot}} = 2 \cdot \pi \cdot n_{\text{mot}} \cdot M_{\text{mot}} = 7,982 \text{ kW} \quad (38)$$

Dle těchto parametrů byl pro pohon obou pastorků vytipován motor 1FT7068-5AF7 se jmenovitými otáčkami  $3\,000 \text{ min}^{-1}$ , výkonem  $9,27 \text{ kW}$  a s momentem  $30 \text{ Nm}$ . Následující obrázek znázorňuje jeho momentovou charakteristiku.



Obr. 61) Momentová charakteristika motoru Siemens 1FT7068-5WF7 [46]

### 7.5.2 Návrh převodovky

Hřebeny a pastorky s převodovkami jsou vybrány od firmy Stöber. Jedná se o komponenty přímo určené pro výrobní stroje. Hlavními kritérii pro výběr převodovky je maximální kroutící moment na výstupu a síla působící na hřeben a pastorek.

Převodový poměr:

$$i = \frac{n_{\text{mot}}}{n_{\text{max}}} \cong 14 \quad (39)$$

Moment pro zrychlení hmoty na pastorku:

$$M_{2b} = J_m \cdot \frac{\left(\varepsilon_p + \frac{2 \cdot g}{d_p}\right)}{2} = 250,025 \text{ Nm} \quad (40)$$

Moment pro zrychlení převodovky:

$$M_{\text{př}} = J_{\text{př}} \cdot \left(\varepsilon_{\text{mot}} + \frac{2 \cdot g}{d_p}\right) = 2,972 \text{ Nm} \quad (41)$$

Dynamická síla na pastorcích:

$$F_{v2b2} = m \cdot (a + g) = 20491 \text{ N} \quad (42)$$

Dynamická síla působící na jeden pastorek:

$$F_{v2b} = \frac{F_{v2b2}}{2} = 10\,245 \text{ N} \quad (43)$$

Z dynamiky vyplývá požadovaný rozběhový moment 250 Nm, a proto byla vybrána převodovka ZTR223S KS702\_0140 ME od firmy Stöber. O pohon pastorků se stará dvojice synchronních servomotorů s nominálním výkonem 30 Nm od společnosti Siemens s označením 1FT7068-5AF7. Motory jsou opatřeny integrovanou brzdou s maximálním brzdícím momentem 18 Nm.

## **7.6 Návrh dvojice pastorků a ozubených hřebenů s vyvažováním vřeteníku**

Tato kapitola se zabývá návrhem pohonu lineární osy pomocí dvojice pastorků, které pohání hydraulicky vyvažovaný vřeteník. Jelikož se v práci již nachází všechny potřebné konstrukční výpočty, budou zde představeny pouze vytipované komponenty potřebné k pohonu. Stejně tak tomu bude i u dalších návrhů.

Dle výpočtů, které jsou součástí přílohy, byla vybrána soustava převodovka-pastorek-ozubený hřeben od firmy Stöber ZTR212S KS402\_0080 ME. Ta dosahuje převodového poměru 8 a umožňuje přenášet až 6,7 kN na jednom pastorku, což je pro tento případ dostačující. Zvolený motor s nominálním výkonem 2,39 kW a nominálním momentem 9 Nm je od společnosti Siemens a nese označení 1FT7064-5AF7.

## **7.7 Návrh pastorku a ozubeného hřebene bez vyvažování vřeteníku**

Zde je navrhován pohon s jedním pastorkem a není využito systému vyvažování. Z příložených výpočtů vyplývá poměrně velký rozběhový moment působící na pastorek. Tato hodnota dosahuje velikosti téměř 620 Nm. Převážně dle tohoto momentu a síly působící na hřeben byla vybrána soustava převodovky a pastorku s převodovým poměrem 16, která je opět od firmy Stöber a jedná se o ZTR319S PH822F0160 ME. Jako u všech ostatních případů je motor od společnosti Siemens. V tomto případě jde o servomotor 1FT7807-7WF7 s nominálním momentem 61 Nm, výkonem 16 kW a otáčkami 3 000 min<sup>-1</sup>.

## **7.8 Návrh pastorku a ozubeného hřebene s vyvažováním vřeteníku**

Posledním řešeným pohonným systémem je pohon vyvažovaného vřeteníku opět pomocí ozubeného hřebene a pastorku. Dostatečnou sílu zajišťuje servomotor 1FT7084-5AF7 s nominálním výkonem 4,55 kW momentem 20 Nm. Převod rychlosti motoru na potřebnou rychlost pastorku obstarává převodovka ZTR212S KS402\_0080 ME.

## **7.9 Návrh lineárního vedení pro pohon bez vyvažování vřeteníku**

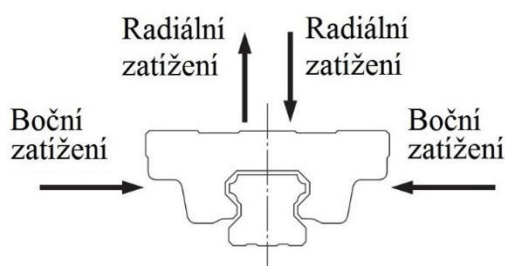
V dřívějších kapitolách byly jednotlivé typy vedení popsány, včetně jejich výhody a nevýhody. Na základě této rešerše bylo vybráno valivé profilové vedení, které se skládá z kolejnice a vozíku s valivými elementy. Tento typ je při stavbě obráběcích strojů běžným prvkem. Vhodným typem by mohla například být i kombinace valivých bloků a kluzného vedení. Návrh jiného než profilového vedení by byl proveden pouze v případě, pokud by se během konstrukce či výpočtů ukázalo, že je z nějakého důvodu nevhodné. Předpokladem ovšem je, že lze nalézt takový typ profilového valivého vedení, který bude vyhovovat požadavkům.

V tomto předběžném návrhu se výpočty provedou pouze pro dvě rozdílné varianty, a to pro případ s vyvažováním a pro případ bez vyvažování vřeteníku. V konečném návrhu budou tyto výpočty a vstupní parametry upraveny. Vedení bude vybíráno od společnosti THK a výpočty pro kontrolu jeho vhodnosti budou provedeny dle jejich katalogů [53] a [54].

### 7.9.1 Určení typu vedení

V první řadě je důležité určit všechny známé parametry ovlivňující výběr. Jedná se tedy o profilové lineární vedení se dvěma kolejnicemi s rozpětím 400 mm, na kterých budou umístěny dohromady 4 vozíky. Uložení je vertikální, vozíky budou uloženy na supportu a kolejnice budou umístěny na vřeteníku. Jedná se o variantu, u níž je pohyblivé vedení a vozíky jsou stacionární. Zátěžné spektrum je již popsáno na straně 51. Zrychlení je  $3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ , maximální rychlost dosahuje  $30 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$  a zdvih je 1 500 mm.

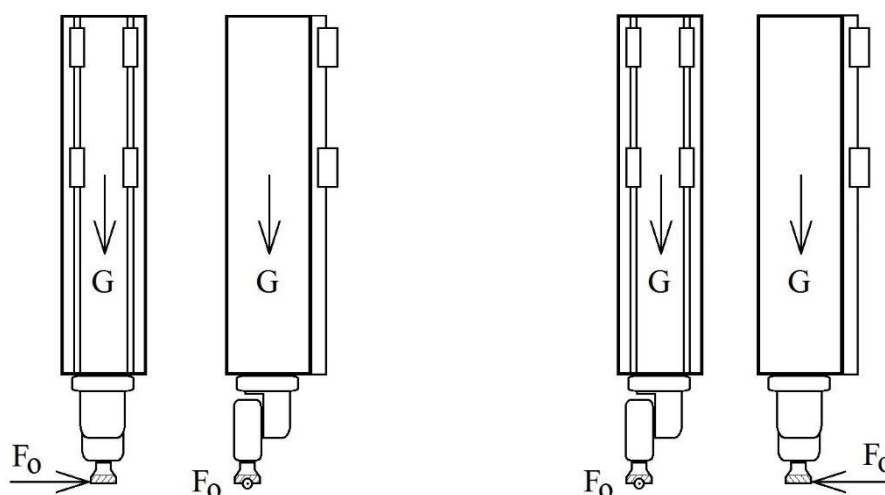
Bylo vybráno vedení s označením SRG. Jedná se o válečkové vedení s uspořádáním elementů do tvaru O může být zatěžován v radiálním i bočním směru. Síly jsou znázorněny na obr. 62. Od tohoto typu je očekávána dlouhá životnost, nízká hlučnost, je vhodné pro vysoké rychlosti a má vysokou únosnost



Obr. 62) Směry zatížení profilového vedení [54]

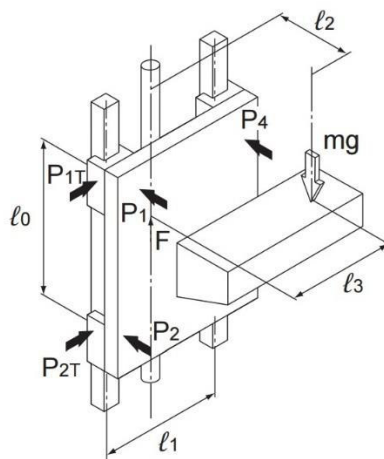
### 7.9.2 Výpočet zatížení

Při výpočtu vedení je důležité najít ten nejkritičtější stav a z toho důvodu je výpočet proveden pro tři různá zatížení. První je rychloposuv v ose Z a další dvě zatížení jsou počítána pro stavy během obrábění (osa Z nekoná žádný pohyb) při různých polohách otočné hlavy nesoucí nástroj, viz obr. 63. Předpokladem je, že vlivem velkých momentů budou nejvíce zatížené horní dva vozíky. To nastane v případě, když bude vřeteník sjetý v nejnižší poloze a síla od obrábění bude ve směru radiálního zatížení vozíku – osa X (obr. 63 případ B).



Obr. 63) Schématické zatížení vedení (bez vyvažování vřeteníku), vlevo případ A, vpravo případ B

Na obrázku 64 jsou vidět jednotlivé síly působící na vozíky, a také obecné rozměry potřebné k výpočtům. Jelikož je pohon uložen symetricky mezi kolejnicemi, tak vzdálenost  $l_3 = 0$  mm. Hmotnost činí 1 600 kg,  $l_0 = 600$  mm,  $l_1 = 400$  mm,  $l_2 = 300$  mm,  $l_4$  značí vzdálenost osy nástroje od těžiště vřeteníku a je rovna 150 mm, vzdálenost nástroje od horního vozíku  $l_5 = 2 500$  mm. Největší síla při obrábění je  $F_0 = 4 000$  N.



Obr. 64) Vertikální uložení [54]

První výpočty jsou zaměřeny na výpočty jednotlivých zatížení působících na každý vozík. Dle těchto výsledků se nalezne nejvíce namáhaný vozík.

Zatížení během zrychlení směrem vzhůru:

$$P_1 = P_4 = -\frac{m \cdot (g + a) \cdot l_2}{2 \cdot l_0} = -5\,123 \text{ N} \quad (44)$$

$$P_2 = P_3 = \frac{m \cdot (g + a) \cdot l_2}{2 \cdot l_0} = 5\,123 \text{ N} \quad (45)$$

$$P_{1T} = P_{4T} = \frac{m \cdot (g + a) \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = 5\,123 \text{ N} \quad (46)$$

$$P_{2T} = P_{3T} = -\frac{m \cdot (g + a) \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = -5\,123 \text{ N} \quad (47)$$

Zatížení během rovnoměrného pohybu:

$$P_1 = P_4 = -\frac{m \cdot g \cdot l_2}{2 \cdot l_0} = -3\,923 \text{ N} \quad (48)$$

$$P_2 = P_3 = \frac{m \cdot g \cdot l_2}{2 \cdot l_0} = 3\,923 \text{ N} \quad (49)$$

$$P_{1T} = P_{4T} = \frac{m \cdot g \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = 0 \text{ N} \quad (50)$$

$$P_{2T} = P_{3T} = -\frac{m \cdot g \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = 0 \text{ N} \quad (51)$$

Zatížení během zpomalení:

$$P_1 = P_4 = -\frac{m \cdot (g - a) \cdot l_2}{2 \cdot l_0} = -2 \text{ 723 N} \quad (52)$$

$$P_2 = P_3 = \frac{m \cdot (g - a) \cdot l_2}{2 \cdot l_0} = 2 \text{ 723 N} \quad (53)$$

$$P_{1T} = P_{4T} = \frac{m \cdot (g - a) \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = 0 \text{ N} \quad (54)$$

$$P_{2T} = P_{3T} = -\frac{m \cdot (g - a) \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = 0 \text{ N} \quad (55)$$

Zatížení během obrábění (případ A):

$$P_1 = P_4 = -\frac{m \cdot g \cdot l_2}{2 \cdot l_0} = -3 \text{ 923 N} \quad (56)$$

$$P_2 = P_3 = \frac{m \cdot g \cdot l_2}{2 \cdot l_0} = 3 \text{ 923 N} \quad (57)$$

$$P_{1T} = P_{4T} = \frac{m \cdot g \cdot l_3}{2 \cdot l_0} + \frac{F_o \cdot l_5}{2 \cdot l_0} = 8 \text{ 333 N} \quad (58)$$

$$P_{2T} = P_{3T} = -\frac{m \cdot g \cdot l_3}{2 \cdot l_0} + \frac{F_o \cdot (l_5 - l_0)}{2 \cdot l_0} = 6 \text{ 333 N} \quad (59)$$

Zatížení během obrábění (případ B):

$$P_1 = P_4 = -\frac{m \cdot g \cdot l_2}{2 \cdot l_0} - \frac{F_o \cdot l_5}{2 \cdot l_0} = -12 \text{ 260 N} \quad (60)$$

$$P_2 = P_3 = \frac{m \cdot g \cdot l_2}{2 \cdot l_0} - \frac{F_o \cdot (l_5 - l_0)}{2 \cdot l_0} = -12 \text{ 260 N} \quad (61)$$

$$P_{1T} = P_{4T} = \frac{m \cdot g \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = 0 \text{ N} \quad (62)$$

$$P_{2T} = P_{3T} = -\frac{m \cdot g \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = 0 \text{ N} \quad (63)$$

Pro posouzení největšího zatížení je nutné ještě sečíst absolutní hodnoty obou složek zatížení podle vzorce 64. Pro lepší přehlednost výsledků byla vytvořena tabulka 6.

$$P_{u1} = |P_1| + |P_{1t}| \quad (64)$$

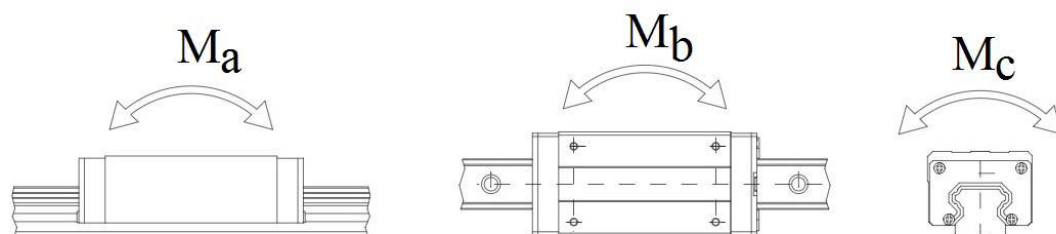
Tab 6) Zatížení vozíků lineárního vedení

Číslo vozíku	Rychloposuv			Obrábění	
	Zrychlení	Rovnoměrný posuv	Zpomalení	Případ A	Případ B
1	5 123 N	3 923 N	2 723 N	12 260 N	12 260 N
2	5 123 N	3 923 N	2 723 N	10 260 N	10 260 N
3	5 123 N	3 923 N	2 723 N	10 260 N	10 260 N
4	5 123 N	3 923 N	2 723 N	12 260 N	12 260 N

V tabulce lze vidět, že největší zatížení vozíků je v případech A a B a je rovno hodnotě 12260 N. Lze také vidět, že největší zatížení působí na horní dva vozíky.

Momenty působící na vozíky:

Obecně na každý vozík působí momenty, které jsou zobrazeny na obr. 65



Obr. 65) Momenty působící vozík [50]

Byl vypočítán moment působící v místě B, viz obr. 66, tedy v místě, kde je očekáváno největší momentové zatížení vyvolané obráběcí silou  $F_o$ . Tento moment nabývá hodnoty 6400 Nm (tato hodnota je pro  $M_a$  i  $M_b$  stejná).



Obr. 66) Schématické uložení vřeteníku

Na základě spočítaných zatížení bylo vybráno vedení s označením SRG 45C, jehož únosnosti a maximální klopné momenty jsou:

- statická únosnost  $C_0 = 192\ 000\ \text{N}$
- dynamická únosnost  $C_{\text{dyn}} = 91\ 900\ \text{N}$
- klopné momenty:  $M_A = 20\ 000\ \text{Nm}$   
 $M_B = 20\ 000\ \text{Nm}$   
 $M_C = 4\ 980\ \text{Nm}$

### 7.9.3 Kontrola vedení

Po výběru lineárního vedení je důležité zkontrolovat životnost a statický bezpečnostní faktor, který by měl dosahovat hodnot větších než 1,5. Výpočet může být ovlivněn i tepelným a kontaktním faktorem či faktorem tvrdosti. V tomto případě jsou ale jejich hodnoty rovny 1 a nijak tedy neovlivní výsledek.

Silový bezpečnostní faktor:

$$f_s = \frac{C_0}{P_{\max}} = 15,6 \quad (65)$$

Momentový bezpečnostní faktor:

$$f_s = \frac{M_0}{M} = 3,125 \quad (66)$$

Ze tohoto hlediska je vedení vyhovující.

#### 7.9.4 Určení životnosti

Pro určení životnosti musí být určena dráha ujetá při zrychlení a zpomalení. Tyto hodnoty jsou si rovny  $s_1 = s_2 = 0,042$  m. Dráha vykonaná rychloposuvem je  $s_3 = 1,417$  m. Následuje určení tzv. faktoru zatížení. To je dle tabulky 7 zvoleno 2.

Tab 7) Faktor zatížení [54]

Vibrace a rázy	Rychlost $v$ [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]	Faktor zatížení $f_w$
Velmi slabé	Velmi pomalá $v \leq 0,25$	1 až 1,2
Slabé	Pomalá $0,25 < v \leq 1$	1,2 až 1,5
Normální	Střední $1 < v \leq 2$	1,5 až 2
Silné	Vysoká $v > 2$	2 až 3,5

Průměrné zatížení:

$$P_{mj} = \sqrt{\frac{10}{3}} \cdot \frac{1}{s} \cdot \sum_{n=1}^n (P_n^{\frac{10}{3}} \cdot s_n) \quad (67)$$

Dle tohoto vzorce bylo určeno střední zatížení:  $P_{m1} = P_{m2} = P_{m3} = P_{m4} = 3\,946$  N.

Životnost:

$$L_i = \frac{C_{\text{dyn}}}{f_w \cdot P_{mi}} \quad (68)$$

Nominální životnost vozíků je  $L_1 = L_2 = L_3 = L_4 = 92\,610$  km. To značí, že volba vozíků SRG 45C je správná. Životnost může naznačovat, že je vedení předimenzované, což je ale z důvodu bezpečného pokrytí momentů působících na vozík.

#### 7.10 Návrh lineárního vedení pro pohon s vyvažováním vřeteníku

Při návrhu vedení pro pohon s vyvažováním vyšlo, že vyvažování nemá zásadní vliv na výběr vedení. To je způsobeno velkými momenty, které vznikají při obrábění a nejsou vyvažováním příliš ovlivněné. Výběr vedení by tedy zůstal stejný, prodloužila by se ale jeho životnost. Jelikož je výpočet totožný, je pro zkrácení práce výpočet pouze součástí přílohy.

## 7.11 Vyhodnocení variant pohonů

### 7.11.1 Metodika vyhodnocení

Pro vyhodnocení nejideálnějšího pohonu byla využita metodika vícekritériální analýzy. Existuje několik různých analýz, a pro tento případ bylo vybráno kvantitativní párové srovnání. Tato metoda je rozdělena do dvou kroků a k jejímu provedení je nutné určit preferovaná kritéria a zároveň jejich důležitost neboli váhu. Prvním krokem je párové porovnání, kde se zjišťují preferenční vztahy jednotlivých dvojic. Následně se určuje velikost preferencí, jež je dána počtem bodů dle tzv. deskriptorů. Deskriptory lze mít libovolně obodované, tabulka 8 je však doporučeným řešením. Posléze bude vytvořena další tabulka, ve které budou pro všechny konstrukční varianty ohodnocena jednotlivá kritéria. Na základě tohoto hodnocení a vah parametrů bude vybráno nejvhodnější řešení. [35]

Tab 8) Deskriptory [35]

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

(Sudé počty slouží ke „zjemnění“ rozlišení preferencí)

#### Tvorba matice:

Vytvoří se čtvercová matice  $S$  řádu  $n \times n$ , kde v řádcích a sloupcích jsou zapsané vyhodnocované parametry ( $n$  tedy představuje počet porovnávacích parametrů). Pro jednotlivé prvky matice platí:

$$s_{ji} = \frac{v_i}{v_j} \quad (69)$$

Prvky na diagonále jsou pouze 1:

$$s_{ii} = 1 \quad (70)$$

Pro výpočet jednotlivých vah se pracuje s normalizovaným geometrickým průměrem v řádku matice  $S$ . Ten se spočítá dle vzorce:

$$V_i = \frac{G_i}{\sum_{i=1}^n G_i} \quad (71)$$

#### Geometrický průměr:

$$G_i = \left( \prod_{i=1}^n s_i \right)^{\frac{1}{n}} \quad (72)$$

### 7.11.2 Vyhodnocení pohonů

K porovnání byly stanoveny následující parametry viz tabulka 9. Tyto parametry musí být součástí problematiky a nesmí být předem stanovené.

Tab 9) Porovnávané parametry

Číslo parametru	Parametr	Popis
1	Přesnost	Přesnost polohování patří spolu s tuhostí mezi dva hlavní parametry každé lineární osy
2	Tuhost	Jde především o axiální tuhost soustavy
3	Ekodesign	Jedná se o provozní náklady na pohon a údržbu soustavy
4	Zástavbový prostor	Zde se počítá s rozměry, jež jakkoliv omezují stroj, například nárůst maximální výšky
5	Navýšená hmotnost	Navýšení hmotnosti stroje
6	Požizovací náklady	Požizovací náklady jsou také jedním z hlavních a neopomenutelných parametrů, často rozhodujícím o konečném řešení
7	Složitost konstrukce	Zde jsou zahrnuta všechna přídavná zařízení, což má vliv na celkovou spolehlivost stroje
8	Teplota	Zvýšení teploty ovlivňuje přesnost stroje, příliš velké zahřívání ohrožuje i jeho funkčnost

Tab 10) Párové porovnání parametrů

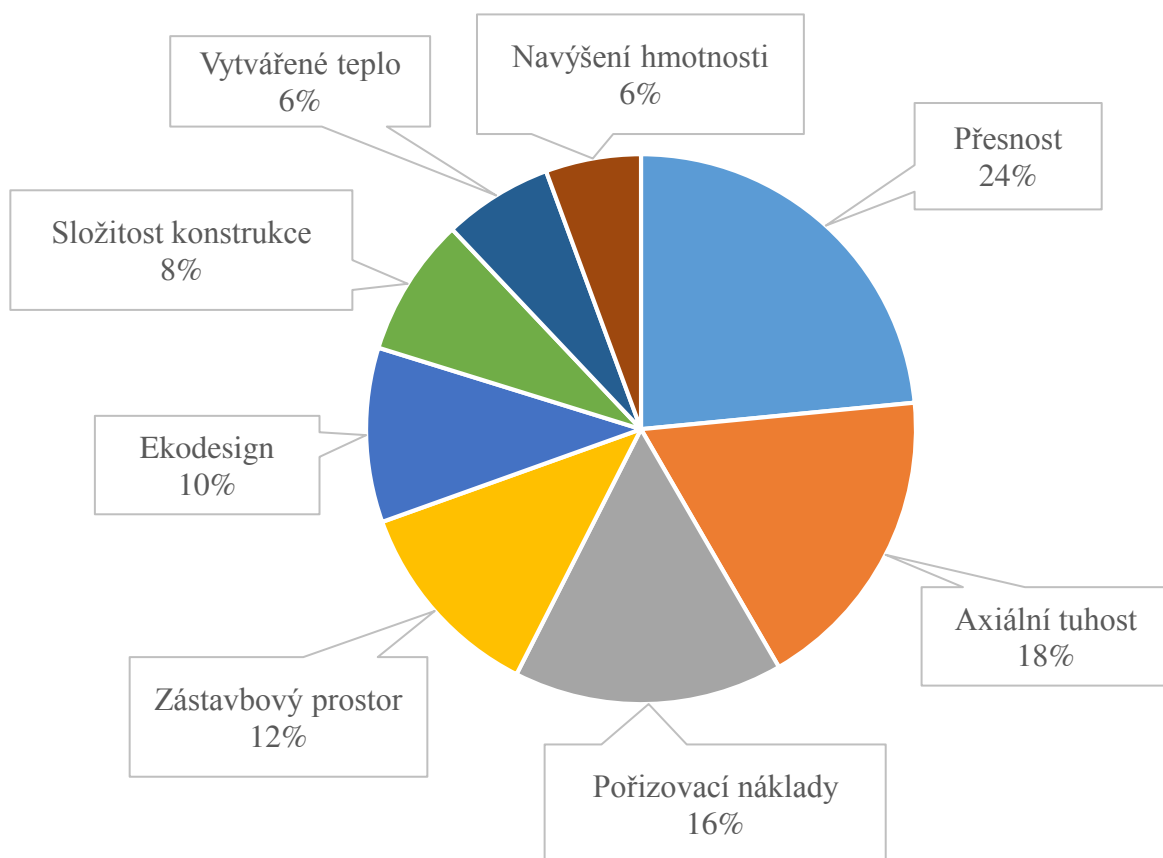
Parametr	1	2	3	4	5	6	7	8	Suma	Pořadí
1	1	1	1	1	1	1	1	1	8	1
2	-	2	2	2	2	2	2	2	7	2
3	-	-	3	4	3	6	3	3	4	5
4	-	-	-	4	4	6	4	4	5	4
5	-	-	-	-	5	6	7	8	1	8
6	-	-	-	-	-	6	6	6	6	3
7	-	-	-	-	-	-	7	7	3	6
8	-	-	-	-	-	-	-	8	2	7

Tab 11) Určení váhy významnosti parametrů

Parametr	1	2	6	4	3	7	8	5	Průměr	Váha
1	1	3	4	6	4	6	9	6	4,18	23,5 %
2	-	1	2	6	4	6	7	6	3,24	18,2 %
6	-	-	1	4	3	7	8	6	2,82	15,8 %
4	-	-	-	1	3	5	6	5	2,15	12,0 %
3	-	-	-	-	1	5	5	5	1,83	10,3 %
7	-	-	-	-	-	1	5	4	1,45	8,2 %
8	-	-	-	-	-	-	1	3	1,15	6,4 %
5	-	-	-	-	-	-	-	1	1	5,6 %
								Suma	17,82	100 %

Z tabulek 10 a 11 vyplývá, že nejvýraznějšími hodnotícími kritérii jsou přesnost a tuhost a následně pořizovací cena. Naopak nejméně důležité pro výběr je navýšení hmotnosti a ohřev vlivem tepelných ztrát. Pro lepší představu slouží obrázek č. 67. Kritéria jako například rychlost, zrychlení či velikost zdvihu nejsou zahrnuty do analýzy, jelikož tyto hodnoty vychází ze zadání.

Vyhodnocení bylo provedeno na základě teoretické části, z předběžných výpočtů, a také byly konzultované s vedoucím diplomové práce. Hodnocení parametrů v rozmezí 1–9 (kde 9 je nejlepší a 1 nejhorší) bylo zapsáno do tabulky č. 12 a následně vynásobeno hodnotou váhy parametru. Tyto výsledky se dále sečetly a vypočítala se relativní úroveň jednotlivých variant pohonů, což je vidět v tabulce 13.



Obr. 67) Grafické znázornění vah srovnávacích parametrů

Tab 12) Hodnocení parametrů

Číslo parametru	Typ pohonu								
	A	B	C	D	E	F	G	H	I
1	9	9	9	9	9	7	7	7	7
2	9	9	8	8	8	9	8	7	7
6	8	7	5	5	5	4	3	9	7
4	7	7	5	5	6	5	4	8	6
3	5	6	6	7	7	4	6	6	7
7	9	7	5	6	6	7	6	9	9
8	5	5	7	7	7	7	9	6	7
5	9	7	7	6	6	8	5	9	7

Tab 13) Určení relativní úrovně

Číslo parametru	Váha	Typ pohonu								
		A	B	C	D	E	F	G	H	I
1	22,7 %	2,11	2,11	2,11	2,11	2,11	1,64	1,64	1,64	1,64
2	17,6 %	1,64	1,64	1,45	1,45	1,45	1,64	1,45	1,27	1,27
6	16,6 %	1,27	1,11	0,79	0,79	0,79	0,63	0,48	1,43	1,11
4	12,2 %	0,84	0,84	0,60	0,60	0,72	0,60	0,48	0,96	0,72
3	10,4 %	0,51	0,62	0,62	0,72	0,72	0,41	0,62	0,62	0,72
7	8,3 %	0,73	0,57	0,41	0,49	0,49	0,57	0,49	0,73	0,73
8	6,5 %	0,32	0,32	0,45	0,45	0,45	0,45	0,58	0,39	0,45
5	5,7 %	0,51	0,39	0,39	0,34	0,34	0,45	0,28	0,51	0,39
<b>Suma</b>	100 %	7,93	7,60	6,83	6,96	7,08	6,40	6,02	7,55	7,04
<b>Relativní úroveň</b>		132 %	126 %	113 %	116 %	118 %	106 %	100 %	125 %	117 %
<b>Výsledné pořadí</b>		1.	2.	7.	6.	5.	8.	9.	3.	4.

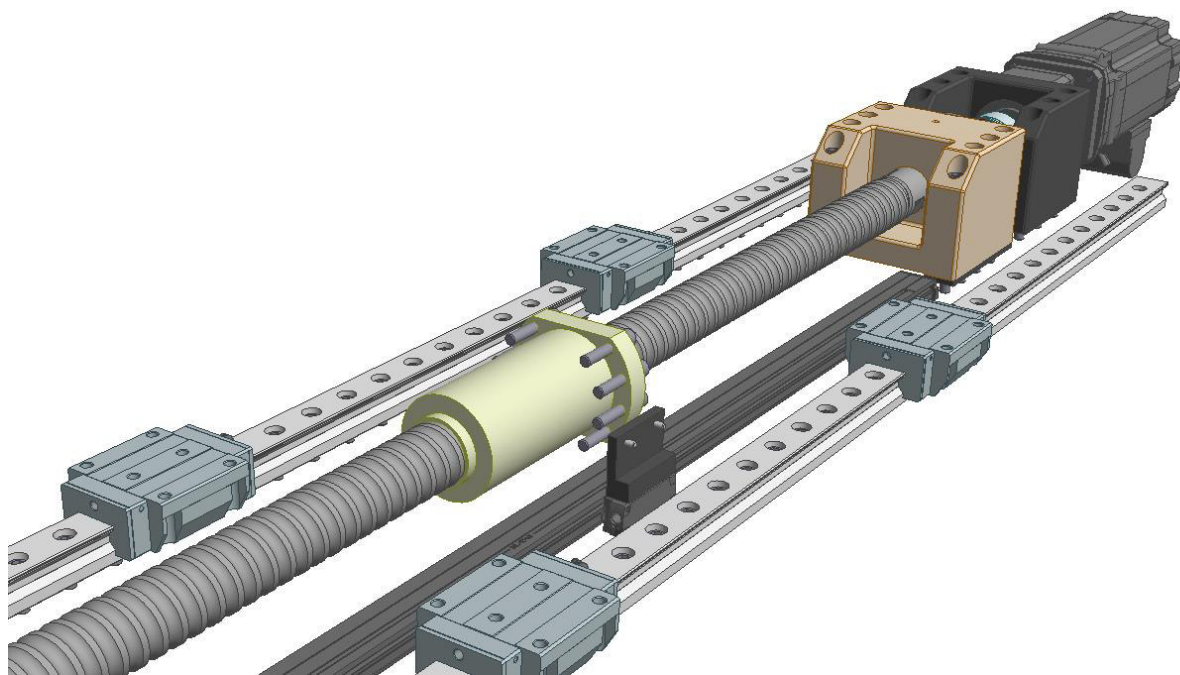
Z analýzy vyplývá, že vyvažování vřeteníku není v tomto případě důležité. Nejlepší variantou je případ A, tedy pohon s kuličkovým šroubem uloženým na vřeteníku. Druhou variantou je opět pohon s kuličkovým šroubem, ale uložený na supportu a třetí nejvhodnější je varianta s pastorkem a ozubeným hřebem. Naopak nejhorší možností je varianta s kuličkovým šroubem uloženým na vyvažovaném vřeteníku.

## 8 VÝSLEDNÉ ŘEŠENÍ

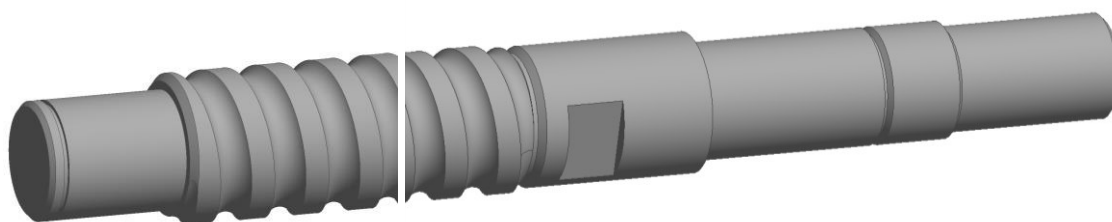
### 8.1 Pohon

V kapitole 7.3 byl již předběžně spočítán návrh kuličkového šroubu, jsou ovšem upraveny některé vstupní parametry, které byly dříve neznámé, jako například přesné hmotnosti působící na šroub (motor, převodovka apod.), a také některé momenty setrvačnosti. Z tohoto důvodu byl návrh překontrolován. Předpokladem ovšem je, že změny budou mít nepatrný vliv pouze výslednou životnost šroubu. Z důvodu, že se již v práci jeden tento výpočet nachází, tak zde nebude opakován a bude pouze součástí přílohy.

Pohon bude realizován pomocí otočného a posouvajícího se kuličkového šroubu uloženého na vřeteníku a pevné matice uložené na supportu. Byl vybrán šroub od společnosti KSK Precise Motions s označením AP HL K 63x20, který zaručuje vysokou dynamickou únosnost, jež je v daném případě nezbytná. Šroub je o průměru 63 mm, se stoupáním závitu 20 mm. Jeho vizualizace je na obr. 68. Vysoká dynamická účinnost ( $C_{\text{dyn}} = 300 \text{ kN}$ ) zaručuje správnou funkci a zároveň umožňuje i lehké přetěžování soustavy. Životnost tohoto šroubu je stanovena na 37 580 hodin. Pro vybrané uložení musely být vhodně navrženy konce šroubu. Ty je možno vidět na obr. 69.



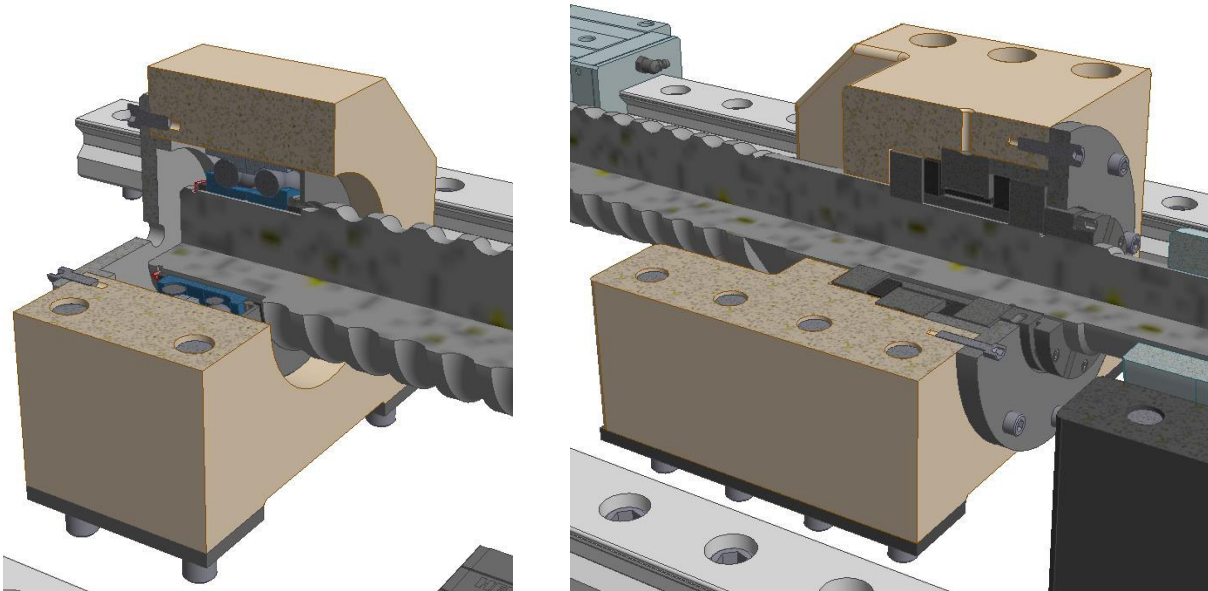
Obr. 68) Vizualizace vybraného kuličkového šroubu a matice



Obr. 69) Konce kuličkového šroubu

## 8.2 Uložení

Kuličkový šroub je axiálně podepřen pouze na jedné straně, což je v řešeršní části označeno jako uložení pevné – volné. Výběr tohoto uložení je především z důvodu možné teplotní dilatace kuličkového šroubu, která by v případě dvojnásobného axiálního uložení způsobovala velké zatížení ložisek. To by mohlo vést až k jejich poškození nebo poškození kuličkového šroubu vlivem překročení jeho vzpěrné tuhosti.



Obr. 70) Systém uložení

Spodní konec šroubu podpírá dvojice kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem. Jsou od firmy Schaeffler a mají označení 7210-B-XL-JP [41]. Horní konec bude uložen v axiálně radiálním ložisku od stejné společnosti. Konkrétně bylo vytipováno ložisko typu ZARN. Přesný typ ložiska byl vybrán na základě výpočtu minimální dynamické únosnosti, která je potřebná pro dosažení minimální životnosti. Následující výpočty jsou dle manuálu výrobce [42] a dle nich bylo vybráno ložisko ZARN50110-TV. Byla provedena kontrola i z hlediska jeho statické bezpečnosti. Dále se určila jeho teoretická životnost. Parametry i výpočty jsou podle manuálu výrobce vybraného ložiska [42].

Minimální potřebná dynamická únosnost ložiska ZARN:

$$C_{\text{dynmin}} = \cdot F_m = \sqrt{\frac{10}{3} \frac{L_{h\text{min}} \cdot n_m}{16666 \cdot 60}} \cdot F_m = 127\,600 \text{ N} \quad (73)$$

Kontrola ložiska ZARN:

- Statická axiální únosnost  $C_0 = 480\,000 \text{ N}$
- Dynamická axiální únosnost  $C_{\text{dyn}} = 172\,000 \text{ N}$

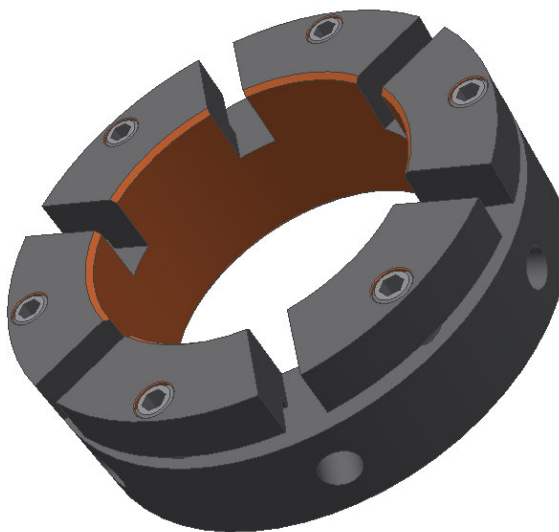
$$f_s = \frac{C_0}{P_0} = 23,818 \quad (74)$$

$$L_{ot} = \left( \frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^{\frac{10}{3}} = 2,3 \cdot 10^9 \text{ ot} \quad (75)$$

$$L_h = \frac{16666}{n_m} \cdot \left( \frac{C_{dyn}}{F_m} \right)^{\frac{10}{3}} = 54\,060 \text{ hodin} \quad (76)$$

Statická bezpečnost má být dle výrobce větší nebo rovna čtyřem. Životnost ložiska několiknásobně převyšuje požadovanou životnost soustavy lineární osy, což je 20 000 hodin. V obou ohledech ložisko vyhovuje.

Kompletní uložení obou konců lze vidět na obr. 70. Ložiska jsou uložena v ložiskových domečkách. Vzhledem k tomu, že se tyto domečky standardně nabízejí pouze pro průměry šroubů do 50 mm, musela být navržena jejich konstrukce. S ohledem na požadované přesnosti jsou domečky pro snadnější výrobu i montáž podloženy přesně broušenými podložkami. Důležitým prvkem je i pojistná matice, která „uzavírá“ toto uložení. Stejně jako ložiska je od firmy Schaeffler. Jedná se o přesnou pojistnou matici, jež se využívá v případech, kde vznikají velké axiální síly a je požadavek na vysokou přesnost a tuhost. Skládá se z několika segmentů, které slouží pro její správné zajištění. Tyto segmenty se při dotažení šroubů elasticky deformují a v důsledku toho vzniká na bocích závitů velká třecí síla. Tato deformace zabraňuje pootočení matice, ale zároveň nenarušuje její funkčnost. [43] Pro řešený návrh byla vybrána matice AM50, kterou lze vidět na obrázku 71.



Pojistná matice Schaeffler AM50 [43]

### 8.3 Axiální tuhost osy

Jelikož je axiální tuhost jedním z klíčových faktorů ovlivňujících kvalitu lineární osy, bude v následující části spočítána jeho teoretická hodnota, na které se podílí především systém uložení, tuhost kuličkového šroubu, matice a ložisek. Následující výpočty tuhosti jsou dle manuálu firmy THK [53] a [54].

Axiální tuhost kuličkového šroubu:

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot d_c^2 = 1\,932 \text{ mm}^2 \quad (77)$$

$$K_S = \frac{A \cdot E}{1000 \cdot L} = 228,6 \text{ N} \cdot \mu\text{m}^{-1} \quad (78)$$

Kontaktní axiální tuhost matice:

$$K_N = K \cdot \left( \frac{F_a}{0,3} \cdot C_{\text{dyn}} \right)^{\frac{1}{3}} = 738,8 \text{ N} \cdot \mu\text{m}^{-1} \quad (79)$$

Axiální tuhost axiálního ložiska:

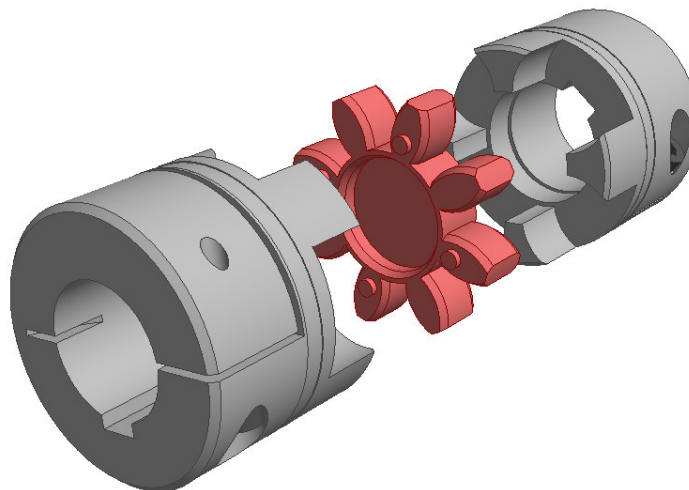
Ložisko ZARN k přenosu sil kombinuje válečkové a jehlové valivé elementy a dosahuje axiální tuhosti  $K_B = 4600 \text{ N} \cdot \mu\text{m}^{-1}$ .

Celková axiální tuhost systému:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_S} + \frac{1}{K_N} + \frac{1}{K_B} \Rightarrow K = 168,3 \text{ N} \cdot \mu\text{m}^{-1} \quad (80)$$

## 8.4 Spojka

Pro přenos sil z motoru na kuličkový šroub byla vybrána spojka ROTEX® GS. Jedná se o třídílnou, axiálně zásuvnou, bezvúlovou spojku, viz obr. 71. Střední část neboli spider (pavouk) je namontován s předpětím a jeho pružné zuby dokáží tlumit vibrace a kompenzovat drobné geometrické nedostatky vzniklé například při montáži. Tím může být třeba úhlová či rovnoběžná nesouosost spojovaných částí nebo jejich vzájemné posunutí. Tento pavouk je k dispozici v pěti základních třídách dle tvrdosti (měkké až tvrdé). S rostoucí tvrdostí se zvyšuje i maximální točivý moment, ale snižuje se schopnost tlumit vibrace a kompenzace nesouososti.

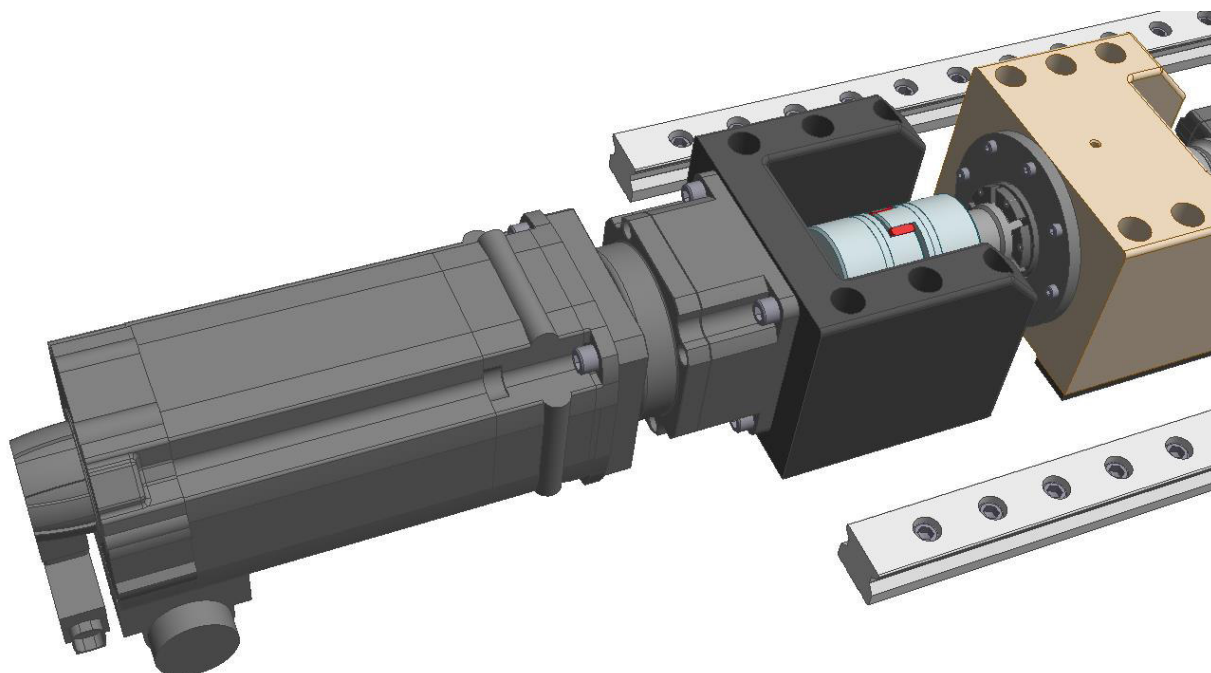


Obr. 71) Pružná spojka Rotex GS [25]

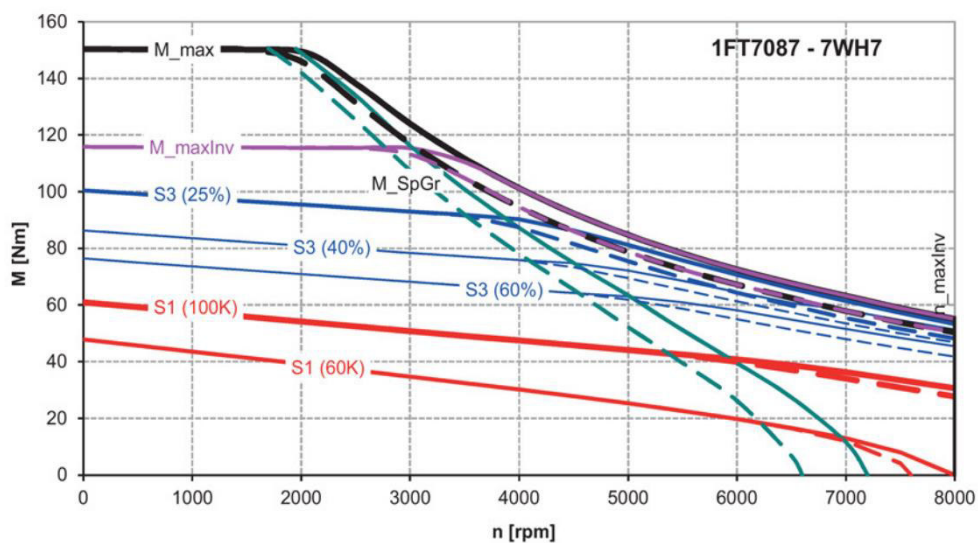
Pro tyto účely byl vybrán pružný člen s tvrdostí 98-Sh A-GS, který je vhodný pro polohovací systémy. Komplet spojky byl vybrán na základě konfigurátoru, který výrobce uvádí na svých stránkách. [24], [25]

## 8.5 Motor

Výkonnou částí je motor od společnosti Siemens typu 1FT7087-7WH7. Motor je vybaven integrovanou bezpečnostní brzdou pro případ samovolného sjetí vřeteníku způsobeného ztrátou elektrické energie. Součástí motoru je i planetová převodovka s převodovým poměrem  $i = 3$ , která je od firmy Apex Dynamics. Konstrukční výpočty pro výběr motoru i převodové skříně lze nalézt v příloze práce. Na obrázku 72 lze vidět vizualizaci motoru a převodky, včetně jejich uložení a obrázek 73 ukazuje momentovou charakteristiku motoru.



Obr. 72) Vizualizace zvoleného motoru, převodovky a jejich uložení

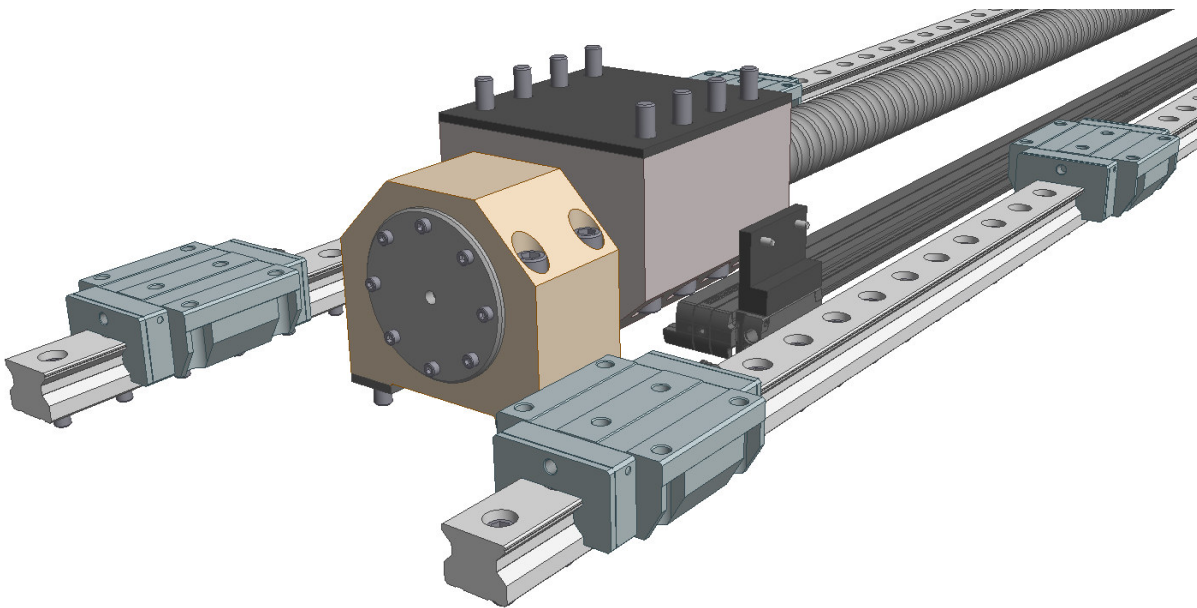


Obr. 73) Momentová charakteristika motoru Siemens 1FT7087-7WH7 [46]

## 8.6 Lineární vedení

V rešeršní části byly popsány jednotlivé typy vedení a jejich výhody a nevýhody. Na základě této části bylo vybráno profilové valivé vedení, což je zároveň i nejčastěji používaný typ u CNC obráběcích strojů. Jde o systém, kdy jsou valivé vozíky stacionárně uloženy na supportu a v nich se v příčném směru pohybují kolejničky, jež jsou uloženy na vřeteníku viz obr. 74.

Vedení již bylo spočítáno v kapitole 7.10. Byly ovšem upřesněny některé parametry, jako například hmotnost, rozteče atd., a z toho důvodu byly výpočty překontrolovány. Opět jsou už jen součástí přílohy. Bylo vybráno válečkové lineární vedení od firmy THK s označením SRG 45C.



Obr. 74) Vizualizace vedení

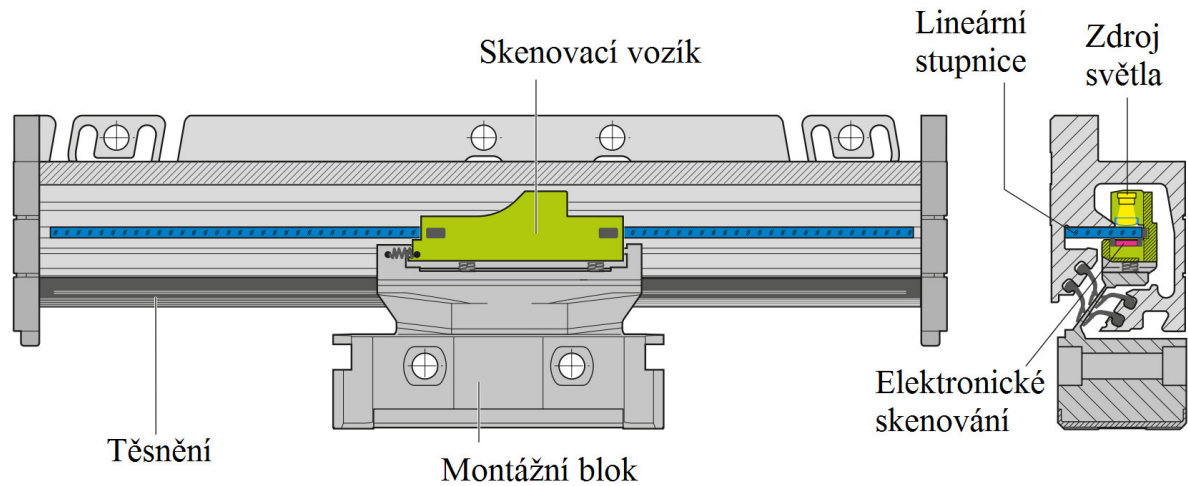
## 8.7 Odměrování

Motor může být vybaven nepřímým odměrováním (inkrementálním či absolutním). Vzhledem k požadované vysoké přesnosti, kterou nepřímé odměrování nesplňuje, není toto řešení příliš vhodné. Je tedy nutné použít odměrování přímé. Zde jsou v úvaze dvě možné varianty.

Tou první je magnetické odměrování, které nabízí například firma HIWIN či Renishaw. Magnetické odměrování firmy HIWIN se skládá z magnetického nerezového páska a extrémně ploché skenovací jednotky. Odměrování je bezkontaktní, měřící páska je integrována do vodící lišty a čtecí hlavu lze namontovat přímo na vozík vedení. Příkladem takového snímače může být magnetický snímač s označením MAIGC-IG sensor. Ten dosahuje rozlišení  $0,5 \mu\text{m}$  při maximální rychlosti  $10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ .

Druhou možností je optické lineární pravítko, které nabízí například společnosti Renishaw nebo Heidenhain. Jde o zapouzdřené lineární snímače, které jsou přímo určené pro obráběcí stroje. Zapouzdření chrání snímač před prachem, šponami nebo stříkající vodě. Zde například společnost Heidenhain nabízí snímače dosahující přesnosti do  $\pm 2 \mu\text{m}\cdot\text{m}^{-1}$  a rozlišením až  $1 \text{ nm}$ . Řez takovým snímačem lze vidět na obr. 75.

Pro své vlastnosti bylo vybráno druhé řešení, tedy lineární optické pravítko Heidenhain LS187. Jedná se o inkrementální lineární odměřovací pravítko se skleněnou stupnicí DIADUR. Dosahuje přesnosti  $\pm 3 \mu\text{m}$ , perioda signálu je  $20 \mu\text{m}$  a minimální krok je až  $0,25 \mu\text{m}$  při rychlosti do  $60 \text{ m}\cdot\text{min}^{-1}$ . [11], [14]

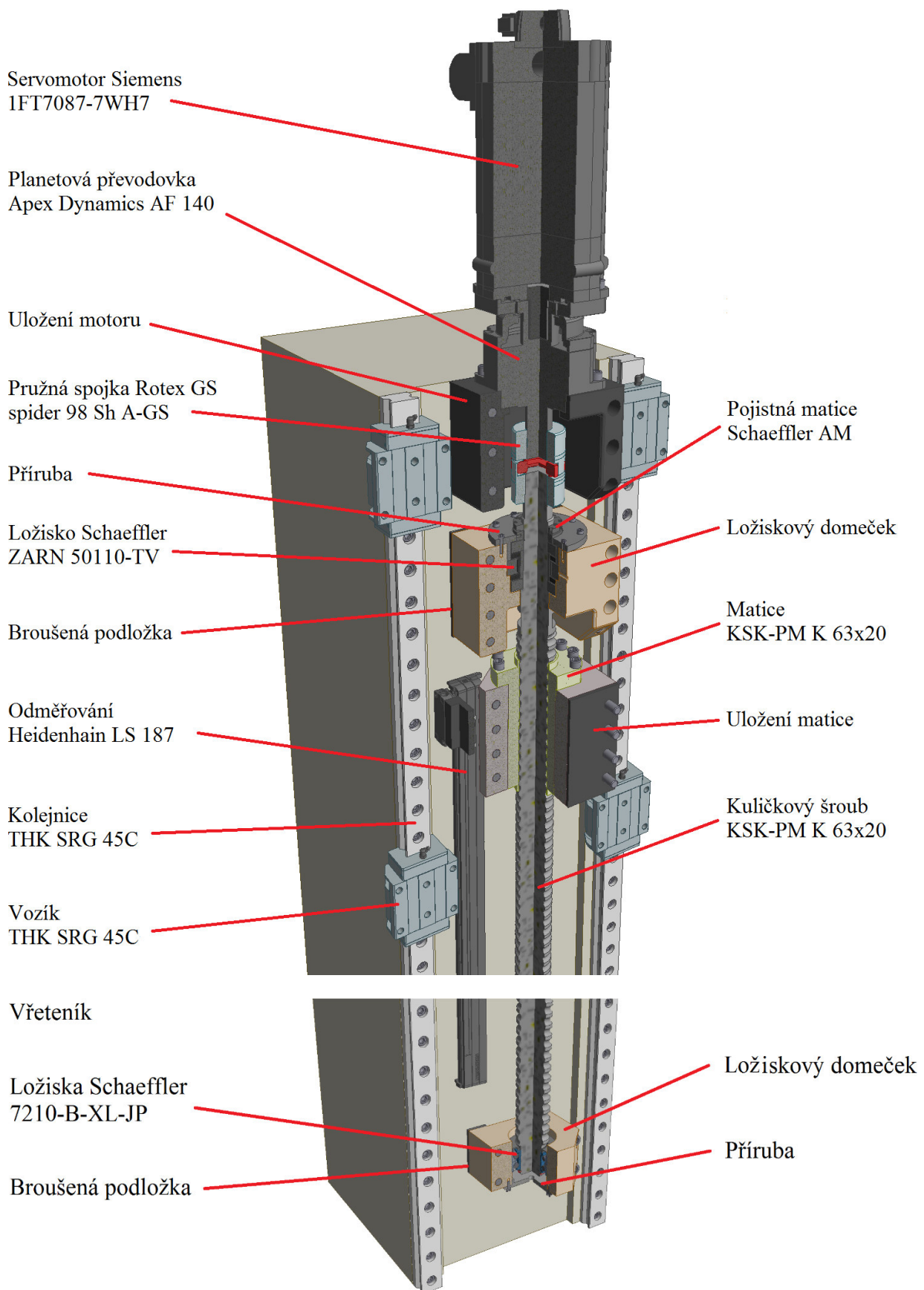


Obr. 75) Řez optickým snímačem Heidenhain [11]

### 8.8 Neřešené konstrukční uzly

K úplnému konstrukčnímu návrhu by mělo patřit i pár dalších prvků, které zde nebyly zmiňovány. Patří mezi ně především mazání, krytování, dorazy, elektronika, vedení kabelů a rozvod médií.

## 8.9 Kompletní sestavení lineární osy



Obr. 76) Kompletní sestava

## 9 ZÁVĚR

Předmětem diplomové práce bylo vypracovat konstrukční návrh lineární osy těžkého obráběcího stroje. Úkolem bylo provést rešerši v oblasti lineárních os u těžkých obráběcích strojů. Vytvořit a porovnat více různých konstrukčních variant a na základě vhodných kritérií vybrat optimální provedení. Z toho následně vytvořit výkresovou dokumentaci a 3D model.

První část diplomové práce je rešeršní a je zaměřena na popis lineárních posuvových os a jejich částí. Zpočátku jsou obecně popsány těžké obráběcí stroje. Dále jsou uvedeny základní konstrukční prvky lineární osy. Jsou rozebrány pohony kuličkovými šrouby, pastorky s ozubenými hřebeny, šnekový převod či lineární motor. Následně se práce zaměřuje na jednotlivé typy přímočarého vedení a motory používané při stavbě CNC obráběcích strojů. Zde patří především motory krokové a servomotory. Poslední část rešerše se zaměřuje na možné vyvažování vřeteníku, způsoby odměřování a řízení os. U všech těchto komponentů je stručně vysvětlena jejich charakteristika, výhody, nevýhody a jejich základní dělení.

Druhá část je již zaměřena na konstrukci lineární osy dle zadání včetně konstrukčních výpočtů. Prvně byl popsán vybraný stroj, pro který byl návrh tvořen. Jedná se o stroj BR<sup>A</sup>XL od českého výrobce Sahos, který je typu horní gantry. Při konstrukci se vycházelo z maximálního zdvihu 1500 mm, požadované maximální rychlosti posuvu 30 m/min a zrychlení 3 m/s. Zpočátku byly vytipované různé konstrukční varianty k řešení, které se následně porovnávaly. K těmto variantám byly předběžně navrženy některé dílčí prvky, jako například způsob pohonu, motor včetně vhodné převodovky a vedení. Dohromady bylo navrženo celkem 9 variant (označeny A-I). Varianty se primárně lišily v použitém typu pohonu a také v tom, zda využívají systém vyvažování. Co se týče způsobu pohonu, rozhodovalo se především mezi využitím kuličkového šroubu s maticí, či pastorku s ozubeným hřebem. Použité kuličkové šrouby jsou od firem THK a KSK Precise Motion. Pastorky a ozubené hřebeny jsou jako celek i s převodovkou od firmy Stöber. Motory byly primárně vybírány z řad servomotorů a všechny v práci zmíněné jsou od společnosti Siemens řady Simotics S-1FT7. Konstrukční výpočty jsou především dle manuálů jednotlivých výrobců a knihy profesora Ing. Jiřího Marka Dr. Konstrukce CNC obráběcích strojů.

Po vytvoření předběžných návrhů byla provedena multikriteriální analýza, která dle určených parametrů porovnává jednotlivé konstrukce. Z porovnání vyplývá, že jako nejvhodnější se jeví varianta A, což je řešení využívající kuličkový šroub, kde není využito vyvažování vřeteníku. Kinematika tohoto pohonu spočívá v otočném šroubu, který se zároveň i posouvá. Je uložený na vřeteníku, oproti tomu je pevná matice uložena na supportu.

U této výsledné verze byla následně provedena kontrola konstrukčních výpočtů, kde byly upřesněny vstupní parametry jako je hmotnost a momenty setrvačnosti. Na základě těchto výpočtů byl zvolen motor 1FT7087-7WH7 se jmenovitým momentem 61 Nm, otáčkami 4500 min<sup>-1</sup> a výkonem 21,7 kW. Přenos momentu ze servomotoru je realizován přes planetovou převodovku s převodovým poměrem 3, která je od firmy Apex Dynamics. O převod rotačního pohybu na translační se stará kuličkový šroub s maticí o průměru 63 mm a stoupáním 20 mm od firmy KSK Precise Motion. Vzhledem k vysokým dynamickým nárokům musela být vybrána vysoceúnosná matice typu AP HL K 63x20. Životnost tohoto převodu byla stanovena na 54 000 hodin. Hnací hřídel je s kuličkovým šroubem spojena pružnou spojkou Rotex GS, což je spojka, která funguje i za drobných nesouosostí spojovaných částí. Předběžný návrh byl

doplňen o systém uložení kuličkového šroubu, které je řešeno jedním radiálně axiálním ložiskem typu ZARN na horním konci kuličkového šroubu a dvojicí kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem na jeho spodním konci. Všechna použitá ložiska jsou od společnosti Schaeffler. Návrh byl také doplněn systémem odměřování, což je pro přesné polohování nezbytný prvek. Ten je od společnosti Heidenhain a konkrétně se jedná o lineární optické pravítko LS187, které dosahuje přesnosti  $\pm 3 \mu\text{m}$  a rozlišení  $0,25 \mu\text{m}$ . Posledním řešeným konstrukčním prvkem je vedení lineární osy. To je od společnosti THK a jedná se o válečkové profilové vedení typu SRG 45C.

Ne všechny provedené konstrukční výpočty jsou přímou součástí této práce. Byly provedeny v programu MathCad a jsou součástí příloh společně s multikriteriální analýzou, technickým výkresem a 3D modelem soustavy pohonu.

## 10 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] ALTINTASA, Y, A VERLB, C BRECHERC, L URIARTED a G PRITSCHOWB. Machine tool feed drives. *Manufacturing Technology*. 2011, 2011(2), 18. DOI: 10.1016/j.cirp.2012.01.001.
- [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] BOSCH REXROTH AG. *Linear Motion Technology Handbook*. Schweinfurt, 2007, 352 s. Dostupné také z: <http://www.aapautomation.com/wp-content/uploads/2014/12/LM-Handbook.pdf>
- [4] CitacePro [online]. [cit. 2017-05-15]. Dostupné z: <http://citace.lib.vutbr.cz>
- [5] CURRAN, Patrick. *Precision ground ball screw options for linear motion applications* [online]. 2016 [cit. 2017-05-13]. Dostupné z: <http://www.linearmotiontips.com/precision-ground-ball-screw-options-linear-motion-applications/>
- [6] *Drives and Mechanisms: Elements of CNC machine tools: electric motors*. 47 s. Dostupné také z: <http://nptel.ac.in/courses/112103174/pdf/mod4.pdf>
- [7] Eichenberger Gewinde [online]. Burg, 2017 [cit. 2017-05-13]. Dostupné z: <http://www.gewinde.ch/>
- [8] *Expo21xx* [online]. 2016 [cit. 2017-05-13]. Dostupné z: [http://www.expo21xx.com/motion21xx/15857\\_st3\\_linear\\_drive/default.htm](http://www.expo21xx.com/motion21xx/15857_st3_linear_drive/default.htm)
- [9] FRIEDL, Roland. Větší bezpečnost procesu obrábění. *MM Průmyslové Spektrum* [online]. MM Průmyslové Spektrum, 2012 [cit. 2017-05-13]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/vetsi-bezpecnost-procesu-obrabeni.html>
- [10] GRETZ, Bruce. *Ball-Screw Design: The Advantages of Internal Ball Returns*. 2016. Dostupné také z: <http://www.machinedesign.com/motion-control/ball-screw-design-advantages-internal-ball-returns>
- [11] Heidenhain Linear Encoders: *For Numerically Controlled Machine Tools*. 2016. Dostupné také z: [http://www.heidenhain.cz/fileadmin/pdb/media/img/571470-2A\\_Linear\\_Encoders\\_For\\_Numerically\\_Controlled\\_Machine\\_Tools.pdf](http://www.heidenhain.cz/fileadmin/pdb/media/img/571470-2A_Linear_Encoders_For_Numerically_Controlled_Machine_Tools.pdf)
- [12] Historie řemesla - Obráběč kovů. *Poznejte řemesla* [online]. 2013 [cit. 2017-05-13]. Dostupné z: <http://www.poznejte-remesla.cz/remeslo/obrabec-kovu/historie>
- [13] *HIWIN: Kuličkové šrouby*. Brno, 2017. Dostupné také z: <http://www.hiwin.cz/download/412027faa299ee3d165376cc39199ad2>
- [14] *HIWIN: Lineární vedení*. Brno. Dostupné také z: [www.hiwin.cz/media/files/01\\_Linearni\\_vedeni.pdf](http://www.hiwin.cz/media/files/01_Linearni_vedeni.pdf)
- [15] Hobby Robot. *Pružná spojka spirálová* [online]. 2017 [cit. 2017-05-13]. Dostupné z: <http://shop.hobbyrobot.cz/klouby-tahla-spojky/238-pruzna-spojka-spiralova.html>
- [16] Hydrostatic Compact Linear Guide. *Linear motion tips* [online]. 2009 [cit. 2017-05-13]. Dostupné z: <http://www.linearmotiontips.com/hydrostatic-compact-linear-guide>

- [17] IMRICH, David. *NÁVRH POSUVOVÉ SKRÍNE OSY X*. Brno, 2011. Diplomová práce. VUT Brno. Vedoucí práce Ing. MICHAL HOLUB.
- [18] Indiamart. *PRECISION GROUND BALL SCREWS* [online]. Maharashtra, 2017 [cit. 2017-05-13]. Dostupné z: <https://www.indiamart.com/pmwballscrew/precision-ground-ball-screws.html>
- [19] *ISO 3408-1:2006(en): Ball screws — Part 1: Vocabulary and designation*. 2006.
- [20] JANÍČKOVÁ, Petra. *Moderní konstrukční řešení CNC strojů*. Uherské Hradiště, 2012, 47 s.
- [21] KOTROUŠOVÁ, Radka. Pohony pro obráběcí stroje. *MM Průmyslové Spektrum* [online]. MM Průmyslové Spektrum, 2012, 44 [cit. 2017-05-13]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/pohony-pro-obrabeci-stroje-4841.html>
- [22] KRP+ rack & pinion drive. *Redex Andantex* [online]. [cit. 2017-05-13]. Dostupné z: <http://www.redex-andantex.com/p-us-337-krp+.html>
- [23] *KSK-PM: Produktový katalog*. Kuřim, 2013. Dostupné také z: [http://www.ksk-pm.cz/fileadmin/user\\_upload/Ostatni\\_pdf\\_soubory/Ke\\_stazeni/Nove\\_prospekty/2016\\_Produktovy\\_katalog\\_CZ.pdf](http://www.ksk-pm.cz/fileadmin/user_upload/Ostatni_pdf_soubory/Ke_stazeni/Nove_prospekty/2016_Produktovy_katalog_CZ.pdf)
- [24] KTR. *Configurator for backlash-free jaw couplings ROTEX® GS* [online]. 2017 [cit. 2017-05-25]. Dostupné z: [https://otools.ktr.com/LayoutRotexGS/static/indexRotexGS\\_EN.html?\\_ga=2.11668660.1603536052.1495675139-963761097.1494436469](https://otools.ktr.com/LayoutRotexGS/static/indexRotexGS_EN.html?_ga=2.11668660.1603536052.1495675139-963761097.1494436469)
- [25] KTR. *Drive technology*. Rheine, 2017, 330 s. Dostupné také z: [https://www.ktr.com/fileadmin/ktr/media/Tools\\_Downloads/drivetechnology2017.pdf](https://www.ktr.com/fileadmin/ktr/media/Tools_Downloads/drivetechnology2017.pdf)
- [26] LAŠOVÁ, Václava. *Základy stavby obráběcích strojů*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2012, 154 s. ISBN 978-80-261-0126-0. Dostupné také z: [http://zcu.cz/export/sites/zcu/pracoviste/vyd/online/Zaklady\\_stavby.pdf](http://zcu.cz/export/sites/zcu/pracoviste/vyd/online/Zaklady_stavby.pdf)
- [27] *Linear Encoders: For Numerically Controlled Machine Tools*. Traunreut, 2016. Dostupné také z: [http://www.heidenhain.cz/fileadmin/pdb/media/img/571470-2A\\_Linear\\_Encoders\\_For\\_Numerically\\_Controlled\\_Machine\\_Tools.pdf](http://www.heidenhain.cz/fileadmin/pdb/media/img/571470-2A_Linear_Encoders_For_Numerically_Controlled_Machine_Tools.pdf)
- [28] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů. 2*. Praha: MM publishing, s.r.o., 2010. MM speciál. ISBN 978-80-254-7980-3.
- [29] MG Magnetic Linear Cylinders. *Tolo matic* [online]. [cit. 2017-05-13]. Dostupné z: <https://www.tolomatic.com/products/product-details/mg-magnetic-linear-cylinders#/>
- [30] MICHELE, Jiří. *Konstrukce malé vertikální CNC frézky*. Brno, 2013. Diplomová práce. VUT Brno. Vedoucí práce Doc. Ing. PETR BLECHA, Ph.D.
- [31] MINÁŘ, Petr. *Návrh a optimalizace prostoru hydraulické kapsy* [online]. Brno, 2011 [cit. 2017-05-13]. Dostupné z: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=40296](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=40296). Diplomová práce. VUT Brno. Vedoucí práce Doc. Ing. PETR BLECHA, Ph.D.
- [32] NOOK INDUSTRIES PUBLISHES LINEAR MOTION DESIGN GUIDE. *Nook Industries* [online]. 2013 [cit. 2017-05-13]. Dostupné z: [http://www.nookindustries.com/News/Nook\\_Industries\\_Publishes\\_Linear\\_Motion\\_Design\\_Guide](http://www.nookindustries.com/News/Nook_Industries_Publishes_Linear_Motion_Design_Guide)

- [33] *NSK: Ball Screw Tutorial*. Dostupné také z: [http://staff.iium.edu.my/hqasim/Ball\\_Screw\\_Tutorial.pdf](http://staff.iium.edu.my/hqasim/Ball_Screw_Tutorial.pdf)
- [34] *NSK: Linear Guide Tutorial*. Dostupné také z: [http://www.nskamericas.com/cps/rde/dtr/na\\_en/na\\_literature\\_Linear/Linear\\_Guide\\_Tutorial.pdf](http://www.nskamericas.com/cps/rde/dtr/na_en/na_literature_Linear/Linear_Guide_Tutorial.pdf)
- [35] *APLIKACE METOD VÍCEKRITERIÁLNÍHO ROZHODOVÁNÍ PŘI HODNOCENÍ KVALITY VEŘEJNÉ DOPRAVY* [online]. 2011, 6.(IV.), 11 [cit. 2017-05-13]. Dostupné z: [http://pernerscontacts.upce.cz/23\\_2011/Olivkova.pdf](http://pernerscontacts.upce.cz/23_2011/Olivkova.pdf)
- [36] *Pavel Lasák* [online]. 2010 [cit. 2017-05-13]. Dostupné z: <http://pavel.lasakovi.com/>
- [37] *PMI Linear Motion Systems: Lineární vedení*. Žamberk. Dostupné také z: [http://www.loziska.com/store/lin\\_vedeni\\_pmi.pdf](http://www.loziska.com/store/lin_vedeni_pmi.pdf)
- [38] *Přístroje pro měření fyzikálních veličin: Snímače polohy - selsyny. ELUC* [online]. [cit. 2017-05-13]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1578>
- [39] REBHÁN, David. *Experimentální ověřování statických vlastností valivého lineárního vedení pro obráběcí stroje*. Praha, 2016. Bakalářská práce. ČVUT. Vedoucí práce Ing. Jan Machyla, Ph.D.
- [40] *Sahos* [online]. Praha, 2015 [cit. 2017-05-13]. Dostupné z: <https://www.sahos.cz/>
- [41] *Schaeffler: Angular contact ball bearings 7210-B-XL-JP*. [online]. [cit. 2017-05-13]. Dostupné z: [http://medias.schaeffler.de/medias/en!hp.ec.br.pr/72..-B\\*7210-B-XL-JP](http://medias.schaeffler.de/medias/en!hp.ec.br.pr/72..-B*7210-B-XL-JP)
- [42] *Schaeffler: Needle roller/axial cylindrical roller bearings ZARN*. [online]. [cit. 2017-05-13]. Dostupné z: <http://medias.schaeffler.de/medias/en!hp.ec.br/ZARN>
- [43] *Schaeffler: Precision locknuts AM*. [online]. [cit. 2017-05-20]. Dostupné z: <http://medias.schaeffler.de/medias/en!hp.ec.br/AM>
- [44] *Schneeberger: Katalog aplikací MONORAIL a AMS: Profílová kolejničová vedení a integrované měřicí systémy*. Höfen/Enz. Dostupné také z: [https://www.schneeberger.com/..01../Applikationskatalog\\_DE.pdf](https://www.schneeberger.com/..01../Applikationskatalog_DE.pdf)
- [45] *Schneeberger: Monorail* [online]. Tábor [cit. 2017-05-13]. Dostupné z: <http://www.monorail.cz/8-linearni-vedeni-monorail.html>
- [46] *Siemens IFT7 Synchronous Motors: SIMOTICS S-1FT7 Servomotors*. Erlangen, 2015. Dostupné také z: [https://support.industry.siemens.com/cs/attachments/109482538/CM\\_1FT7\\_SINAMI\\_CS\\_0915\\_en\\_en-US.pdf?download=true](https://support.industry.siemens.com/cs/attachments/109482538/CM_1FT7_SINAMI_CS_0915_en_en-US.pdf?download=true)
- [47] *Stainless Steel Linear Guide. Hepco Motion* [online]. [cit. 2017-05-13]. Dostupné z: <https://www.hepcotion.com/product/linear-motion-components/stainless-steel-linear-guide-sl2/>
- [48] *Stöber Atlanta: HighForce ZTRS/ZTR/ZR*. Pforzheim, 2014. Dostupné také z: <https://www.rem-technik.cz/files/files/319/stober-hrebenove-pohony-ztrs.pdf>
- [49] *T.E.A. TECHNIK s.r.o.: Lineární vedení a pohony* [online]. 2007 [cit. 2017-05-13]. Dostupné z: <http://www.teatechnik.cz/>
- [50] *T.E.A. TECHNIK s.r.o.: Lineární vedení s oběhovými kuličkami* [online]. 2015. Dostupné také z: [http://www.teatechnik.cz/download.php?file=doc/katalogy\\_3/08\\_Lin-ved-s-obeh-kul.pdf](http://www.teatechnik.cz/download.php?file=doc/katalogy_3/08_Lin-ved-s-obeh-kul.pdf)

- [51] TAO, Weijun, Yang ZHONG, Hutian FENG a Yulin WANG. Model for wear prediction of roller linear guides. *Wear*. 2013, 2013(1-2), 260-266. Dostupné také z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0043164813000677>
- [52] Technology News: Macron Dynamics – Stainless Steel Sanitary Actuators. *TecMation: Technical solutions for automation* [online]. Waco, 2015 [cit. 2017-05-13]. Dostupné z: <http://www.tecmation.net/technology-news.htm>
- [53] *THK Linear Motion Systems: A – Product Descriptions*. Japan. Dostupné také z: [www.thk.com](http://www.thk.com)
- [54] *THK Linear Motion Systems: B – Support Book*. Japan. Dostupné také z: [www.thk.com](http://www.thk.com)
- [55] 2012, Brno. Dostupné také z: [http://www.vues.cz/file/417/CZ\\_LIN-OBECNE\\_020909.PDF](http://www.vues.cz/file/417/CZ_LIN-OBECNE_020909.PDF)
- [56] *Výrobní stroje*. 161n. 1. Dostupné také z: [http://www.kvs.tul.cz/download/vyrobní\\_stroje/obrabeci.pdf](http://www.kvs.tul.cz/download/vyrobní_stroje/obrabeci.pdf)
- [57] *Waldrich Siegen: ProfiMILL*. Burbach, 2014. Dostupné také z: [http://www.waldrichsiegen.com/fileadmin/waldrichsiegen/download/WaldrichSiegen-ProfiMill\\_EN-2014-05.pdf](http://www.waldrichsiegen.com/fileadmin/waldrichsiegen/download/WaldrichSiegen-ProfiMill_EN-2014-05.pdf)
- [58] XIONG, Yao, Jun WU, Chao DENG a Yuanhang WANG. Machining process parameters optimization for heavy-duty CNC machine tools in sustainable manufacturing. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 2016, 87(5-8), 1237-1246. [] DOI: 10.1007/s00170-013-4881-5. ISSN 0268-3768. Dostupné také z: <http://link.springer.com/10.1007/s00170-013-4881-5>

# 11 SEZNAM ZKRATEK, SYMBOLŮ, OBRÁZKŮ A TABULEK

## 11.1 Seznam použitých zkratk

3D	three dimensional	trojrozměrný
AC	alternating current	střídavý proud
CAD	computer aided design	počítačem podporované projektování
CNC	computer numeric control	počítačové číslicové řízení
DC	direct current	stejnoseměrný proud
H	high	vysoké
HPC	high precision cutting	vysoce přesné obrábění
HSC	high speed cutting	vysokorychlostní obrábění
KŠM	-	kuličkový šroub s maticí
N	normal	normální
P	precision	přesné
RI	-	regulátor proudu
RO	-	regulátor otáček
RP	-	regulátor polohy
SP	super-precision	super přesné
UP	ultra-precision	ultra přesné

## 11.2 Seznam použitých symbolů

A	průřez	[mm <sup>2</sup> ]
C <sub>0</sub>	statická únosnost	[N]
C <sub>dyn</sub>	dynamická únosnost	[N]
C <sub>dynmin</sub>	minimální dynamická únosnost	[N]
d <sub>0</sub>	jmenovitý průměr šroubu	[mm]
d <sub>2</sub>	Vnitřní průměr šroubu	[mm]
d <sub>c</sub>	nejmenší průměr šroubu	[mm]
DN	otáčkový faktor	[mm/min]
d <sub>p</sub>	průměr vzdálenosti kuliček	[mm]
d <sub>pa</sub>	průměr pastorku	[mm]
D <sub>pw</sub>	rozteč kuliček	[mm]
F	síla	[N]
FI	činitel setrvačnosti	[ - ]
F <sub>m</sub>	střední zatížení	[N]
F <sub>o</sub>	posuvová síla při obrábění	[N]
f <sub>s</sub>	statický bezpečnostní faktor	[ - ]
F <sub>v</sub>	maximální dovolená axiální síla	[N]
F <sub>v2b</sub>	síla na pastorku	[N]
F <sub>vyv</sub>	velikost vyvažovaná	[N]
f <sub>w</sub>	faktor zatížení	[ - ]
g	gravitační zrychlení	[m·s <sup>-2</sup> ]

G	gravitační síla	[N]
$G_i$	geometrický průměr kritéria	[ - ]
$G_i$	geometrický průměr	[ - ]
i	převodový poměr	[ - ]
I	proud	[A]
$I_s$	kvadratický moment šroubu	[mm <sup>4</sup> ]
$J_m$	moment setrvačnosti zvedané hmoty	[kg·m <sup>2</sup> ]
$J_{mot}$	moment setrvačnosti motoru	[kg·m <sup>2</sup> ]
$J_{př}$	moment setrvačnosti převodovky	[kg·m <sup>2</sup> ]
$J_{rhm}$	moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru	[kg·m <sup>2</sup> ]
$J_s$	moment setrvačnosti kuličkového šroubu	[kg·m <sup>2</sup> ]
K	celková tuhost	[N·μm]
$K_B$	tuhost ložiska	[N·μm]
$K_N$	tuhost matice	[N·μm]
$K_S$	tuhost šroubu	[N·μm]
$k_v$	koeficient vyvážení	[%]
l	délka	[mm]
$l_1$	délka matice	[mm]
$l_b$	nepodepřená délka šroubu	[mm]
$L_h$	životnost v hodinách	[hod]
$L_{hmin}$	minimální životnost	[hod]
$L_{nom}$	nominální životnost vedení	[km]
$L_{ot}$	životnost v otáčkách	[ot]
$l_z$	velikost zdvihu	[mm]
m	modul	[mm]
M	moment	[Nm]
$M_{2b}$	moment pro zrychlení hmoty na pastorku	[Nm]
$M_a, M_b, M_c$	klopné momenty	[Nm]
$m_c$	celková hmotnost	[kg]
$M_G$	moment od třecích sil přesouvaných hmot	[Nm]
$M_{GT}$	moment tíhové složky	[Nm]
$M_{KSM}$	moment na kuličkovém šroubu	[Nm]
$M_{mot}$	jmenovitý moment motoru	[Nm]
$M_{motdyn}$	dynamický moment motoru	[Nm]
$M_{motst}$	statický moment motoru	[Nm]
$M_{př}$	moment pro zrychlení převodovky	[Nm]
$M_{zdrhm}$	moment zátěže redukováný na hřídel motoru	[Nm]
n	otáčky	[s <sup>-1</sup> ]
$n_{DN}$	otáčky DN faktoru	[s <sup>-1</sup> ]
$n_m$	střední otáčky	[s <sup>-1</sup> ]
$n_{max}$	maximální otáčky	[s <sup>-1</sup> ]
$n_{mot}$	jmenovité otáčky motoru	[s <sup>-1</sup> ]
$O_{pa}$	obvod pastorku	[mm]
P	zatížení ložiska	[N]
$P_2$	přípustné tahové a tlakové zatížení	[N]
$p_h$	stoupání	[mm]

$P_{mj}$	střední zatížení vozíku	[N]
$P_{mot}$	jmenovitý výkon motoru	[kW]
$P_{nr}$	radiální zatížení během rovnoměrného pohybu	[N]
$P_{ntr}$	boční zatížení během rovnoměrného pohybu	[N]
$P_{ntz}$	boční zatížení během zrychlení	[N]
$P_{ntzp}$	boční zatížení během zpomalení	[N]
$pnz$	počet nosných závitů	[ - ]
$P_{nz}$	radiální zatížení během zrychlení	[N]
$P_{nzp}$	radiální zatížení během zpomalení	[N]
$P_{unr}$	celkové zatížení během rovnoměrného pohybu	[N]
$P_{unz}$	celkové zatížení během zrychlení	[N]
$P_{unzp}$	celkové zatížení během zpomalení	[N]
$s_1$	dráha zrychlení	[mm]
$s_2$	dráha zpomalení	[mm]
$s_3$	dráha s konstantní rychlostí	[mm]
$s_{ji}$	hodnota prvku matice	[ - ]
$t$	čas	[s]
$v$	rychlost	[m·s <sup>-1</sup> ]
$V_i$	normovaná váha kritéria	[ - ]
$v_i$	prvek matice	[ - ]
$v_m$	střední rychlost	[m·s <sup>-1</sup> ]
$v_{max}$	maximální rychlost	[m·s <sup>-1</sup> ]
$x$	poloha	[mm]
$z$	počet zubů	[ - ]
$\alpha$	úhel natočení posuvové osy	[°]
$\beta$	úhel zešíkmení zubu	[°]
$\varepsilon_{mot}$	úhlové zrychlení motoru	[s <sup>-2</sup> ]
$\varepsilon_s$	úhlové zrychlení šroubu	[s <sup>-2</sup> ]
$\eta_1$	koeficient uložení	[ - ]
$\eta_2$	koeficient uložení	[ - ]
$\eta_c$	celková účinnost	[ - ]
$\eta_L$	účinnost ložisek	[ - ]
$\eta_p$	účinnost převodovky	[ - ]
$\eta_s$	účinnost KŠM	[ - ]
$\eta_v$	účinnost vedení	[ - ]
$\lambda_1$	koeficient uložení	[ - ]
$\lambda_2$	koeficient uložení	[ - ]

### 11.3 Seznam tabulek

Tab 1)	Vlastnosti vedení .....	26
Tab 2)	Koeficienty uložení $\lambda_1$ a $\lambda_2$ .....	53
Tab 3)	Statický bezpečnostní faktor .....	54
Tab 4)	Faktor zatížení .....	55
Tab 5)	Koeficienty uložení $\eta_1$ a $\eta_2$ .....	59

Tab 6)	Zatížení vozíků lineárního vedení .....	67
Tab 7)	Faktor zatížení .....	68
Tab 8)	Deskriptory .....	69
Tab 9)	Porovnávané parametry .....	70
Tab 10)	Párové porovnání parametrů .....	70
Tab 11)	Určení váhy významnosti parametrů .....	70
Tab 12)	Hodnocení parametrů .....	71
Tab 13)	Určení relativní úrovně .....	72

#### 11.4 Seznam obrázků

Obr. 1)	Těžké obráběcí stroje a jejich specifika .....	17
Obr. 2)	Příklady lineárního vedení .....	18
Obr. 3)	Druhy lineárních vedení .....	19
Obr. 4)	Lineární vedení .....	19
Obr. 5)	Typy vodících ploch hydrodynamického vedení .....	20
Obr. 6)	Otevřené hydrostatické vedení .....	21
Obr. 7)	Uzavřené hydrostatické vedení .....	21
Obr. 8)	Schéma obvodu hydrostatického vedení .....	21
Obr. 9)	Magnetické vedení .....	22
Obr. 10)	Vedení s omezeným zdvihem, valivý blok .....	23
Obr. 11)	Profilové vedení .....	23
Obr. 12)	Typů valivých elementů .....	24
Obr. 13)	Uspořádání valivých elementů .....	24
Obr. 14)	Grafické znázornění vlivu předpětí na životnosti a poměru zatížení ku dynamické únosnosti .....	25
Obr. 15)	Vliv předpětí na deformaci profilového vedení .....	25
Obr. 16)	Velikost třecí síly v závislosti na rychlosti posuvu .....	26
Obr. 17)	Architektura pohonu soustavy .....	27
Obr. 18)	Profily drážek kuličkových šroubů .....	28
Obr. 19)	Typické tvary závitu kuličkových šroubů .....	28
Obr. 20)	Matice s převáděcími kanálky .....	29
Obr. 21)	Matice s deflektorem .....	29
Obr. 22)	Matice s koncovým deflektorem .....	29
Obr. 23)	Matice s koncovým uzávěrem .....	30
Obr. 24)	Předepnutí matice distančním kroužkem .....	30
Obr. 25)	Předepnutí matice změnou stoupání .....	31

Obr. 26) Uložení kuličkových šroubů .....	31
Obr. 27) Schéma spojení motoru a kuličkového šroubu .....	32
Obr. 28) Hřídelová spojka zubová, membránová, spirálová a vlnovcová .....	32
Obr. 29) Dělený pastorek .....	33
Obr. 30) Mechanické předeprnutí pružinou .....	34
Obr. 31) Systém elektronického vymezení vůle – metoda master-slave .....	34
Obr. 32) Bezvůlový pohon pastorku a ozubeného hřebene s elektricky řízeným předpětím.....	35
Obr. 33) Uspořádání hřebene a pastorku.....	35
Obr. 34) Schéma lineárního motoru .....	36
Obr. 35) Hydrostatický šnek a šnekový hřeben .....	37
Obr. 36) Blokové schéma rychlostně polohového servomechanismu .....	38
Obr. 37) Čelist'ová brzda na profilovém vedení .....	39
Obr. 38) Schéma přímého a nepřímého odměřování .....	42
Obr. 39) Porovnání obrobků vyrobených na stejném stroji s použitím nepřímého a přímého odměřování.....	42
Obr. 40) Absolutní optický snímač .....	43
Obr. 41) Inkrementální optický snímač .....	43
Obr. 42) Magnetický snímač polohy.....	44
Obr. 43) Schéma laserového odměřování .....	44
Obr. 44) Sahos BR <sup>A</sup> XL .....	45
Obr. 45) Lineární osa – varianta A.....	46
Obr. 46) Lineární osa – varianta B .....	47
Obr. 47) Lineární osa – varianta C .....	47
Obr. 48) Lineární osa – varianta D.....	48
Obr. 49) Lineární osa – varianta E .....	48
Obr. 50) Lineární osa – varianta F .....	49
Obr. 51) Lineární osa – varianta G.....	49
Obr. 52) Lineární osa – varianta H.....	50
Obr. 53) Lineární osa – varianta I .....	50
Obr. 54) Zátěžný cyklus .....	51
Obr. 55) Schéma uložení kuličkového šroubu pevné – volné.....	52
Obr. 56) Rozměry kuličkového šroubu .....	52
Obr. 57) Schéma lineární osy s kuličkovým šroubem .....	55
Obr. 58) Momentová charakteristika motoru Siemens 1FT7087-7WH7.....	57
Obr. 59) Momentová charakteristika motoru Siemens 1FT102-5AB.....	59

Obr. 60) Schéma lineární osy s pastorkem a ozubeným hřebenem .....	60
Obr. 61) Momentová charakteristika motoru Siemens 1FT7068-5WF7 .....	62
Obr. 62) Směry zatížení profilového vedení .....	64
Obr. 63) Schématické zatížení vedení .....	64
Obr. 64) Vertikální uložení .....	65
Obr. 65) Momenty působící vozík .....	67
Obr. 66) Schématické uložení vřeteníku .....	67
Obr. 67) Grafické znázornění vah srovnávacích parametrů .....	71
Obr. 68) Vizualizace vybraného kuličkového šroubu a matice .....	73
Obr. 69) Konce kuličkového šroubu .....	73
Obr. 70) Systém uložení .....	74
Obr. 71) Pružná spojka Rotex GS .....	76
Obr. 72) Vizualizace zvoleného motoru, převodovky a jejich uložení .....	77
Obr. 73) Momentová charakteristika motoru Siemens 1FT7087-7WH7 .....	77
Obr. 74) Vizualizace vedení .....	78
Obr. 75) Řez optickým snímačem Heidenhain .....	79
Obr. 76) Kompletní sestava .....	80

## **12 SEZNAM PŘÍLOH**

Výkresová dokumentace

3D modely variant A – I (ve formě .step)

3D model finální verze (ve formě .step)

Konstrukční výpočty předběžných návrhů (v programu MathCad)

Konstrukční výpočty finální varianty (v programu MathCad)

Multikriteriální analýz