



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND
ROBOTICS

NÁVRH SUPORTU BRUSKY

DESIGN OF SLIDE GRINDER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MIROSLAV KUDLÁČEK

VEDOUcí PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. MICHAL HOLUB, Ph.D.

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2011/12

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Miroslav Kudláček

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Výrobní stroje, systémy a roboty (2301T041)**

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

Návrh suportu brusky

v anglickém jazyce:

Design of slide Grinder

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem práce je navrhnout suport brusky. Návrh provést pro více variant valivé vedení, kluzné vedení s ohledem na výsledné obrobení.

Cíle diplomové práce:

- Rozbor a specifikace úlohy
- Výpočtová dokumentace, 3D model a výkresová dokumentace



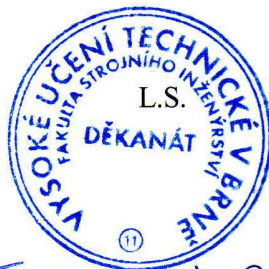
Seznam odborné literatury:

- www.infozdroje.cz
- WECK, Manfred, BRECHER, Christian. Werkzeugmaschinen : Konstruktion und Berechnung. 2006. überarb. Auflage. Verlag Berlin Heidelberg : Springer, 2006. 701 s. ISBN 3-540-22502-1.
- Marek, Jiří, MM Průmyslové spektrum: Konstrukce CNC obráběcích strojů. 2006. Speciální vydání. Dostupný z WWW: <www.mmspektrum.com>. ISSN 1212-2572.
- BORSKÝ, Václav. Základy stavby obráběcích strojů. 1. vyd. [s.l.] : [s.n.], 1986. 145 s. ISBN 55-600-86.

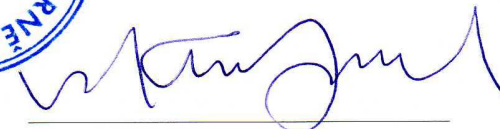
Vedoucí diplomové práce: Ing. Michal Holub

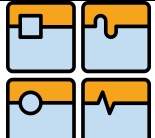
Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/12.

V Brně, dne 26.10.2010




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


prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan

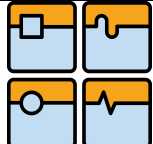
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 5
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Anotace – Cílem diplomové práce je návrh suportu CNC rovinné brusky s vodorovným vřetenem, pracující obvodem brousícího kotouče. Návrh je proveden na základě zadavatelských požadavků pro více variant pohonů posuvů a vedení.

Klíčová slova – bruska, suport, pohon, lineární vedení.

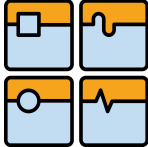
Annotation – The goal of my thesis is to design a support for a CNC horizontal surface grinder, using the working area of grinding wheel circumference. The proposal is based on the client's requirements for several variants of the propulsion drive and guide systems.

Keywords – grinding machine, support, drive, linear guide.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 6
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Bibliografická citace

KUDLÁČEK, M. *Návrh suportu brusky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 111 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Michal Holub, Ph.D.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 7
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

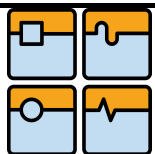
Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci na téma Návrh suportu brusky vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce pana Ing. Michala Holuba a s použitím uvedené literatury.

V Brně dne 25.5.2012

podpis:.....

Bc. Miroslav Kudláček

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 8
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Poděkování

Chtěl bych poděkovat mému vedoucímu diplomové práce panu Ing. Michalu Holubovi, Ing. Michalu Kaňovi, odborníkům ústavu výrobních strojů, systému a robotiky, své rodině a všem ostatním, kteří mi svými radami a názory pomohli.

OBSAH

1. ÚVOD.....	11
1.1. Zadání a cíle diplomové práce	11
1.2. Podklady	11
1.3. Popis stroje	12
A. REŠERŠE	15
2. Brousící stroje	15
2.1. Technologie broušení	15
2.1.1. Rovinné broušení	17
2.1.2. Vyvážení brousícího kotouče	18
2.2. Kinematika broušení	18
2.3. Řezné síly	19
2.4. Brusky	21
2.4.1. Rovinné brusky	22
3. Lineární posuvové osy	24
3.1. Elektrické pohony	24
3.2. Druhy zatížení	27
3.3. Mechanismy pro přímočarý pohyb.....	29
3.3.1. Kluzný pohybový šroub a matice.....	29
3.3.2. Kuličkový šroub a matice (KŠM).....	31
3.3.3. Pastorek a ozubený hřeben.....	33
3.3.4. Šnek a šnekový hřeben.....	34
3.3.5. Ozubený (synchronní) řemen	35
3.4. Lineární vedení	37
3.4.1. Kluzná hydrodynamická vedení	38
3.4.2. Kluzná hydrostatická vedení	43
3.4.3. Valivá přímočará vedení.....	46
3.5. Odměřování	51
3.6. Ochranné kryty	53
4. Průzkum trhu.....	54
B. KONSTRUKCE.....	60
5. Konstrukční varianty suportu	60
6. Stanovení řezné síly	61
7. Podélný posuv	63
7.1. Návrh pohonu s kuličkovým šroubem a rotační maticí	64
7.1.1. Návrh kuličkového šroubu s rotační maticí.....	68
7.1.2. Návrh řemenového převodu.....	72
7.2. Návrh pohonu ozubeným řemenem.....	76
7.2.1. Návrh řemenového převodu.....	78
7.3. Návrh pohonu lineárním motorem.....	81
7.4. Návrh valivého vedení.....	83

7.5.	Návrh kluzného vedení	88
8.	Příčný posuv	90
8.1.	Návrh pohonu	91
8.2.	Návrh kluzného vedení	92
9.	Krytování.....	95
10.	Závěr.....	97
11.	Seznam použitých zdrojů.....	100
12.	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	104
13.	Seznam příloh.....	111

1. ÚVOD

1.1. Zadání a cíle diplomové práce

Cílem této diplomové práce je návrh nového suportu pro rovinnou brusku BPH 200/600 CNC. Stávající suport (podélný stůl a příčné saně) jsou vyrobeny z litiny. Firma KMS požaduje z hlediska kusové výroby, aby byl suport vyroben z oceli.

Dalším požadavkem je nahrazení stávajícího kombinovaného plochého-prizmatického hydrodynamického vedení valivým vedením, popř. modernějším kluzným vedením. Pohon pomocí kuličkového šroubu a matice, ozubeným řemenem a lineárním motorem.

1.2. Podklady

Podklady k diplomové práci včetně zadání poskytla firma KMS Brno s.r.o. Firma vycházející z tradice výroby jednoúčelových strojů Zbrojovky Brno. Firma sdružuje 14 pracovníků (bývalí zaměstnanci Zbrojovky Brno) a to projektanty, konstruktéry a specialisty pro montáž strojů. V případě požadavku zvyšuje počet pracovníků dle potřeby. Někteří pracovníci byli dříve zaměstnáni v bývalé Zbrojovce Brno a podíleli se v devadesátých letech na dodávkách JÚS pro firmy Škoda Auto Mladá Boleslav, ŽDB Bohumín, Třinecké železárny, Strojírny Kladno, Zelmer Polsko, Motorpal Jihlava, Hirscheider Německo. Po zániku Zbrojovky Brno, divize Strojírna, byla založena firma KMS BRNO s.r.o., která se zabývá obdobným výrobním programem. Od roku 2003 firma zahájila výrobu JUS v pronajaté montážní hale v objektu závodu Metalpres v Zastávce u Brna. Z důvodu snížení nákladů firma provádí vlastní projekci a konstrukci strojů, většinu dílů nechá zakázkově vyrábět u několika osvědčených výrobců. Přímo v areálu je firma Metalpres, která disponuje strojním parkem pro výrobu a úpravu dílů při kompletaci strojů a v případě potřeby okamžitě vyhoví našim požadavkům. Montážní hala KMS BRNO s.r.o. disponuje jeřábem o nosnosti 12,5 tun. Dodávané stroje jsou většinou o hmotnosti 10 až 30 tun s vysokou přesností opracování rozměrů. Dokážeme ovšem dodat i malé stroje s vysokou přesností.

Hlavní obor činnosti:

- Jednoúčelové stroje pro obrábění s řízením CNC (Sinumerik) včetně upínačů a automatické manipulace s obrobky
- Manipulační zařízení pro automatizaci výroby
- Chladicí systémy obráběcích strojů
- Brusky na plocho BPH 200/600
- Generální opravy, opravy a úpravy zvláštních strojů včetně CNC

1.3. Popis stroje

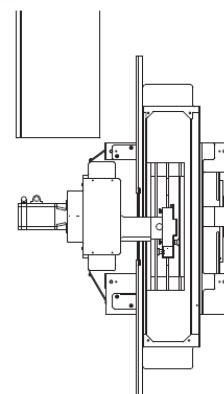
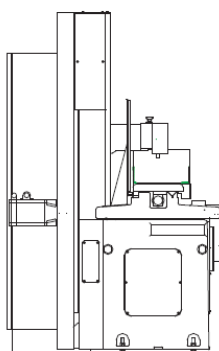
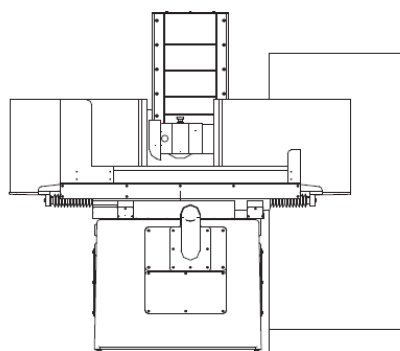
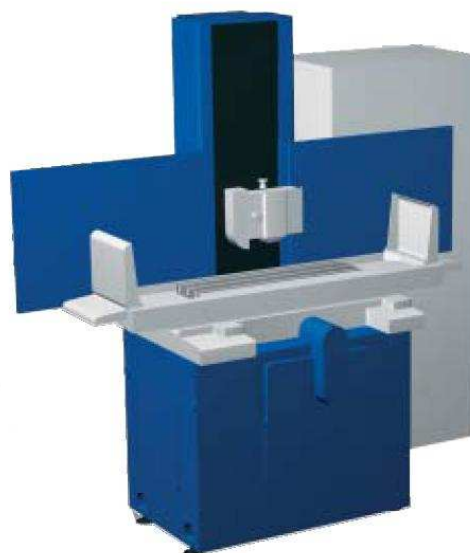
Horizontální bruska na plochy BPH 200/600 CNC slouží k broušení ploch a tvarů v horizontální poloze. Stroj je určen pro velmi přesné nástrojářské práce, může pracovat s chladicí kapalinou nebo bez chladicí kapaliny.

Celý stroj je řízen CNC systémem Sinumerik 810D, všechny 3 osy jsou posouvány pomocí servomotorů a kuličkových šroubů. Pro dosažení nejvyšší přesnosti svislé a příčné osy jsou polohy těchto suportů snímány pravítky Heidenhain s absolutním odměřováním – tato konfigurace nevyžaduje referencování stroje po vypnutí.

Otáčky vřetene jsou regulovány frekvenčním měničem a umožňují přidání otáček při opotřebení kotouče pro zachování stejné obvodové rychlosti stroje.

Řídící programování Sinumeriku 810D umožňuje programovat různé cykly broušení s automatickým přidáváním, dále i orovnávaní kotouče s kompenzací orovnávaní pro další broušení. Řídící systém Sinumerik umožňuje ovládání stroje i

v manuálním režimu, najíždění suportů do polohy je možné pomocí ovládacích koleček. U koleček je možné přepínání citlivosti posuvů, dále je možné přidávání po inkrementech. V tomto případě obsluha ovládá brusku obdobně jako u starých provedení s hydraulikou, ale nemusí prakticky vykonávat žádnou sílu – posuvy obstarávají servomotory. Elektronika stroje je umístěna ve zvláštní elektroskříně přiléhající ke stroji. Z horní plochy elektroskříně vede ze stroje otočný zavěšený ovládací panel s obrazovkou a ovládacími prvky.



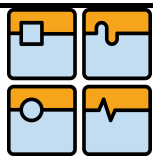
Obr. 1.3.1: Rovinná bruska BPH 200/600 CNC

Základní technické údaje:

Druh suportů:	kluzné, opatřené kluznou hmotou Garex, ručně zaškrabané
Celková výška:	cca 2 050mm
Celková šířka:	cca 1 300mm
Celková délka:	2 400mm (krajní polohy podélného stolu)
Celková váha cca:	1900 kg
Provozní napětí:	3x400V + PE 50Hz
Celkový instalovaný příkon:	12 kVA
Výkon brusného vřeteníku:	2,2 kW při 3000 ot./min.- otáčky řízené měničem
Řídicí systém :	Sinumerik 810D
Pohon suportů – podélný	servopohonem s kuličkovým šroubem
Pohon suportů – příčný	servopohonem s kuličkovým šroubem
Pohon suportů – svislý	servopohonem s kuličkovým šroubem
Odměrování polohy-svislý suport	skleněným pravítkem LC 481 Heidenhain s absolutním odměrováním, krok měření 0,1mikronu
Odměrování polohy-příčný suport	skleněným pravítkem LC 481 Heidenhain s absolutním odměrováním, krok měření 0,1mikronu
Odměrování polohy-podélný suport	pomocí IRC v servomotoru, krok měření 0,01mm
Programové vybavení základní:	program pendlování, obrazovky pro brusky
Max. vzdálenost osy vřetene od upínací plochy podélného stolu:	700 mm
Otáčky brusného vřetene:	max. 3000 ot/min.
Upínací plocha:	200x600 mm
Brusný kotouč:	pr.200 x š 20 až 50 x otvor32
Nejmenší průměr brus.kotouče:	100 mm
Podélný pohyb stolu:	700 mm plynule regulovatelný říd. systémem
Příčný pohyb stolu:	240 mm plynule regulovatelný říd. systémem
Svislý přísuv vřeteníku:	600 mm plynule regulovatelný říd. systémem
Rychlosti posuvů:	řízené rozběhy a doběhy rampou – max.15 000 mm/min.
Nastavitelnost plynulého svislého přísuvu:	0,001 – 0,1mm

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 14
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- Možnost broušení na sucho nebo s chlazením
- Automatické mazání suportů, valivých ložisek a kuličkových šroubů svislého a příčného posuvu
- Mazání matice kuličkového šroubu podélného ručního posuvu



A. REŠERŠE

2. BROUSÍCÍ STROJE

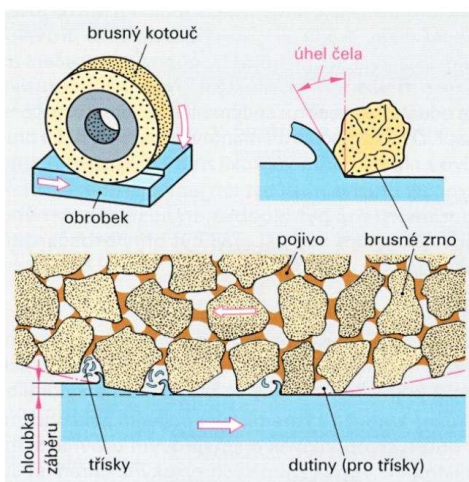
Brousící stroje pracující s nástroji, které nemají geometricky nedefinovaný břit (abrazivní metoda obrábění). Do této skupiny strojů patří také stroje pro honování, lapování a superfinišování. Používají se zejména, jestliže je požadován přesný tvar a rozměr obrobku, stejně jako i vysoká jakost obrobené plochy ($R_a=0,8$ až $0,2 \mu\text{m}$). Vlastností brousících strojů je možnost obrábění kalených povrchů. Na brousících strojích lze obrábět (brousit) vnější i vnitřní válcové, kuželové, rovinné plochy, závit, ozubená kola, nástroje a různé tvarové plochy. [1,2,3]

2.1. Technologie broušení

Broušení je obrábění mnohobřítým nástrojem vytvořeným ze zrn brusiva, která jsou spojena pojivem. Historicky patří mezi nejstarší metody obrábění materiálů.

Broušení se využívá jako hlavní metody pro dokončovací obrábění, např. v automobilové výrobě, tvoří brusky a další dokončovací obráběcí stroje 25 % a ve výrobě valivých ložisek až 60 % všech obráběcích strojů. [3]

Základní operací brusek je broušení. Zrna brousícího kotouče jsou z technologického



Obr. 2.1: Odběr třísky brusným kotoučem [4]

hlediska malé a tvarově nepravidelné zuby, které jsou na činné ploše rovnoměrně rozloženy. Princip řezných poměrů dvojice nástroj - obrobek je znázorněn na obr. 2.1. Průřez odebírané třísky je velmi malý a bývá v hodnotách $0,0001$ až $0,002 \text{ mm}^2$.

Protože obvodová rychlost brousících nástrojů je proti rychlosti obrobku mnohokrát větší, počítá se s ní jako s řeznou rychlostí. Velké řezné rychlosti při broušení (10 až 80 m.s^{-1}) zapříčiňují vznik velkého množství tepla a vysoké teploty odřezávaných třísek. Otupováním zrn brousících nástrojů vzrůstá řezný odpor, a to tak dlouho, dokud není překonána pevnost spojení zrn s pojivem kotouče. Jakmile řezný odpor překročí tuto mez, zrna se

vylamují (většinou nepravidelně).

Hlavní řezný pohyb u brusek je rotace nástroje (brousícího kotouče), popř. vzájemná rotace nástroje i obrobku (broušení na kulato). Vedlejší posuvný přímočarý pohyb koná buď nástroj vůči obrobku, nebo obrobek vůči stroji.

Důležitými výpočty u brusek jsou výpočty dynamické stability a vyváženosti a výpočet tepelné stability. Při broušení se přibližně 90% výkonu mění v teplo [1].

Rozdělení brusek dle [5]:

Podle tvaru obrobeného povrchu a způsobu jeho vytváření:

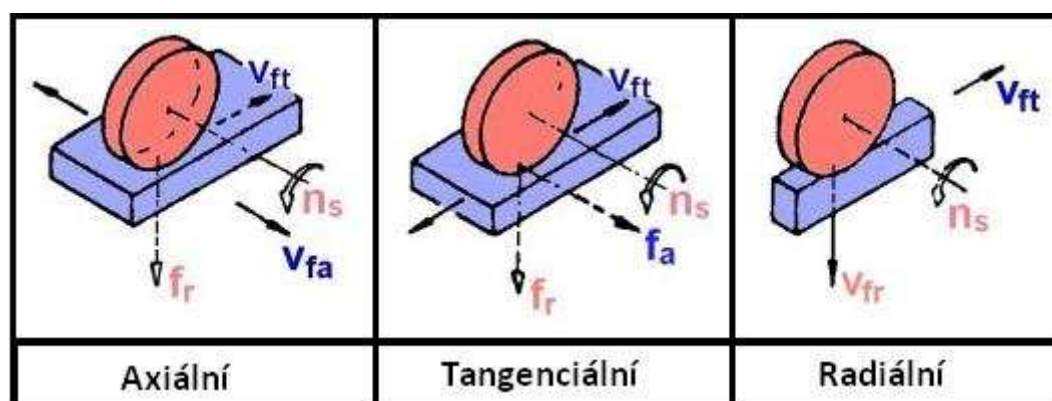
- Broušení do kulata (výsledkem je rotační povrch),
- Rovinné broušení (výsledek je rovinná plocha),
- Broušení na otáčivém stole (broušení s rotačním posuvem),
- Tvarovací broušení (broušení závitů, ozubených kol apod.),
- Kopírovací broušení (broušení s řízenou změnou posuvu, NC stroje),
- Broušení tvarovými brousícími kotouči (profil brousícího kotouče určuje konečný profil obrobku).

Podle aktivní části brousícího kotouče:

- Obvodové broušení (obvodem kotouče),
- Čelní broušení (čelem kotouče).

Podle vzájemné polohy brousícího kotouče a obrobku:

- Vnější broušení,
- Vnitřní broušení



Obr. 2.2: Rovinné broušení přímočaré [3]

Podle hlavního pohybu posuvu stolu vzhledem k brousícímu kotouči:

- Axiální broušení, při kterém je hlavní posuv stolu rovnoběžný s osou kotouče
- Tangenciální broušení, kde je hlavní posuv stolu rovnoběžný s vektorem obvodové rychlosti kotouče ve zvoleném bodě

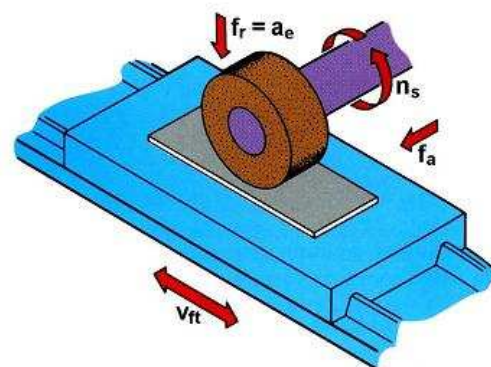
- Radiální broušení, kde je hlavní posuv stolu ve zloveném bodě radiální vzhledem ke kotouči
- Obvodové zápichové broušení, kde je posuv stolu plynulý radiální
- Čelní zápichové broušení, kde je posuv stolu plynulý axiální

2.1.1. Rovinné broušení

Obvykle se používá jako konečná operace (na čisto) po předcházejícím rovinném obrábění (frézování nebo hoblování), často se používá i místo frézování pro obrábění velmi tvrdých materiálů nebo materiálů s tvrdou kůrou. Rovinné plochy se brousí obvodem nebo čelem brousícího kotouče [3].

Obvodové broušení

Obvodové broušení (broušení obvodem kotouče) je nejpresnější způsob broušení ploch, poněvadž se pracuje s relativně úzkým kotoučem a obrobek se vlivem tepla vyvinutého při broušení deformuje jen nepatrně. Používá se při broušení přesných rovinných ploch, při výrobě nástrojů, měřidel, přípravků atd. Tímto způsobem lze zhotovovat i různé tvarové plochy.



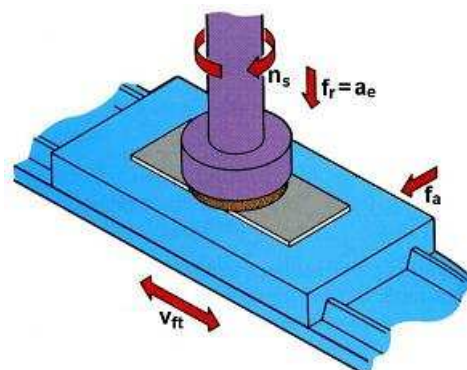
Obr. 2.3: Rovinné broušení obvodové [3]

Při obvodovém broušení se může obrobek otáčet nebo přímočaře posouvat. V případě přímočarého posuvu obrobku se otáčí brusný kotouč otáčkami n_s , obrobek vykonává podélný vratný pohyb posuvovou rychlostí v_{ft} . V jedné nebo obou úvraťích se příčně posouvá kotouč vzhledem k obrobku o hodnotu f_a a po broušení celé plochy se radiálním posuvem f_r nastaví hloubka broušení opakovaně až po celkový přírůstek na broušení.

Na bruskách s kruhovým pohybem součásti se obrábějí přesné čelní plochy, jako např. čela okružních pil, kotoučových fréz apod. Krom toho lze na nich brousit i plochy mírně kuželovité, např. čela kotoučových fréz, jejichž hloubka se směrem ke středu zmenšuje. [3],[5]

Čelní broušení

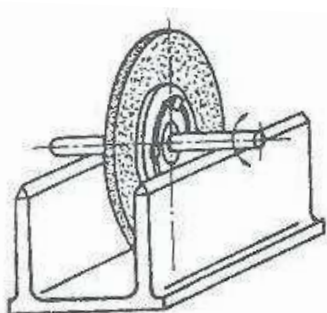
Při čelním broušení se brousí rovnou čelní plochou brousícího kotouče. Tento způsob broušení není tak přesný jako při obvodovém broušení, ale je mnohem výkonnější. Pohyb obrobku může být přímočarý nebo otáčivý (na otočném stole). Pro své přednosti, tj. vyšší využití brousícího materiálu, lepší odstraňování třísek, jsou pro broušení



Obr. 2.4: Rovinné broušení čelní [3]

větších průměrů často využívány segmentové brousící hlavy, mající několik předností, např. vyšší využití brousícího materiálu, lepší odstraňování třísek, řezná kapalina má lepší přístup do místa broušení, styčné plochy nástroje s obrobkem jsou menší a broušená součást se méně zahřívá. [3],[4]

2.1.2. Vyvážení brousícího kotouče



Obr. 2.5: Statické vyvažování brousícího kotouče [5]

Brousící kotouče je potřeba vyvažovat při vyšších požadavcích na klidný chod vřetene. Síly způsobené nevyváženým kotoučem jsou zdrojem vynucených kmitů, které způsobují zhoršení jakosti obrobených ploch.

Statické vyvažování se provádí na vyvažovacích stojácích přestavováním vyvažovacích tělísek v drážkách upínacích přírub (obr. 2.5.).

Pro obvodové rychlosti větší než 50 m.s^{-1} a pro přesné broušení je třeba brousící kotouče o větší šířce než 30 mm vyvažovat i dynamicky na speciálním vyvažovacím zařízení, kde se eliminují vlivy momentových dvojic nevyvážených hmot. [5]

2.2. Kinematika broušení

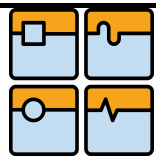
Pohyby a rychlosti při broušení jsou definovány pro jednotlivé způsoby broušení (např. broušení do kulata, rovinné broušení, apod.)

Řezná rychlost

$$v_c = \frac{\pi \cdot d_s \cdot n_s}{60 \cdot 1000} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (2.1)$$

kde: $d_s[\text{mm}]$ je průměr brousícího kotouče,
 $n_s[\text{min}^{-1}]$ je frekvence otáčení brousícího kotouče.

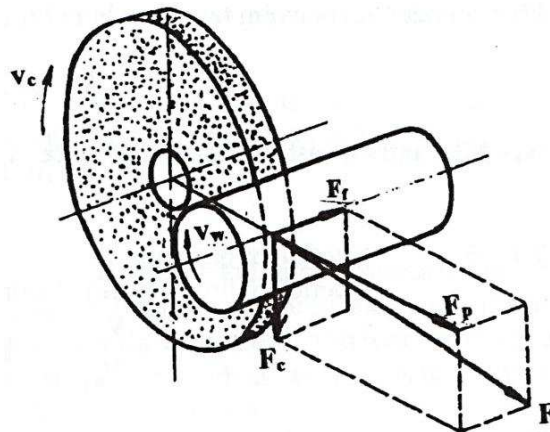
Řezná rychlost při běžném broušení dosahuje hodnot 30 až 35 m.s^{-1} . Při rychlostním broušení řezná rychlost přesahuje 80 m.s^{-1} , ve zvláštních případech až 180 m.s^{-1} . Pro rychlostní broušení je však nutno použít brousící kotouče se speciálním druhem pojiva. [3],[5].



2.3. Řezné síly

Celková řezná síla F , která působí v obecném směru mezi brousícím kotoučem a obrobkem, se rozkládá do tří na sebe kolmých složek (obr. 2.3):

- řezná síla F_c ležící ve směru řezné rychlosti
- pasívní síla F_p kolmá k broušené ploše
- posuvová síla F_f působící ve směru podélného posuvu, tzn. kolmo na rovinu otáčení kotouče.



Obr. 2.6: Rozložení řezných sil při obvodovém axiálním broušení do kulata [5]

Platí, že $F_p > F_c > F_f$ a poměr sil F_p/F_c dosahuje hodnot 1,2 až 3,0. U broušení obvodem kotouče se hodnoty sil F_p , F_c a F_f mohou někdy vyjadřovat v přepočtu na jednotku šířky brousícího kotouče (nejčastěji 1 mm).

Velikost řezných sil je závislá na řezných podmínkách (velký vliv má průřez třísky), na obráběném materiálu, na způsobu broušení, ale také na zrnitosti brusiva, druhu a tvrdosti pojiva a struktuře brousícího kotouče. S rostoucím otupováním brousícího kotouče se řezná síla zvyšuje a může dosáhnout až několikanásobku své počáteční hodnoty [3].

Orientačně je možné řeznou sílu F_c určit z experimentálně získaných vztahů [3].

Obvodové axiální broušení vnějších rotačních ploch

$$F_c = 25 \cdot v_w^{0,6} \cdot f_a^{0,6} \cdot a_e^{0,5} \quad [N] \quad (2.2)$$

kde: v_w [m.min⁻¹] je obvodová rychlost obrobku,
 f_a [mm] je axiální posuv stolu brusky na jednu otáčku obrobku,
 a_e [mm] je pracovní (radiální) záběr.

Obvodové axiální broušení vnitřních rotačních ploch

$$F_c = 2,5 \cdot v_w^{0,5} \cdot f_a^{0,4} \cdot a_e^{0,4} \cdot d_w^{0,3} \quad [N] \quad (2.3)$$

kde: v_w [m.min⁻¹] je obvodová rychlost obrobku,
 f_a [mm] je axiální posuv stolu brusky na jednu otočku obrobku,
 a_e [mm] je pracovní (radiální) záběr,

d_w [mm] je průměr obrobku.

Obvodové tangenciální broušení rovinných ploch

$$F_c = 6 \cdot v_c^{0,8} \cdot f_a^{0,8} \cdot a_e^{0,8} \quad [N] \quad (2.4)$$

kde: v_c [m.s⁻¹] je řezná rychlost,
 f_a [mm] je axiální posuv stolu brusky na jeden zdvih,
 a_e [mm] je pracovní (radiální) záběr.

Hodnoty řezné síly F_c lze také vypočítat na základě vztahu:

$$F_c = k_c \cdot A_D \quad [N] \quad (2.5)$$

kde: k_c [MPa] je měrná řezná síla,
 A_D [mm²] je průřez třísky.

Měrná řezná síla dosahuje hodnot $k_c=10\,000$ až $35\,000$ Mpa (pro oceli) a $k_c=4\,000$ až $12\,000$ Mpa (pro litiny), vyšší hodnoty platí pro broušení na čisto a jemné broušení.

Průřez třísky A_D závisí na způsobu broušení. Pro **obvodové axiální broušení do kulata** platí:

$$A_D = f_a \cdot h_{eq} = \frac{10^3 \cdot v_{fa} \cdot h_{eq}}{n_w} \quad [mm^2] \quad (2.6)$$

kde: f_a [mm] je axiální posuv stolu brusky na jednu otáčku obrobku,
 h_{eq} [mm] je ekvivalentní tloušťka broušení,
 v_{fa} [m.min⁻¹] je axiální rychlost posuvu stolu brusky,
 n_w [min⁻¹] je frekvence otáčení obrobku.

Při **rovinném obvodovém tangenciálním broušení s přímočarým pohybem stolu** se hodnota průřezu třísky stanoví podle vztahu:

$$A_D = b_D \cdot h_{eq} \quad [mm^2] \quad (2.7)$$

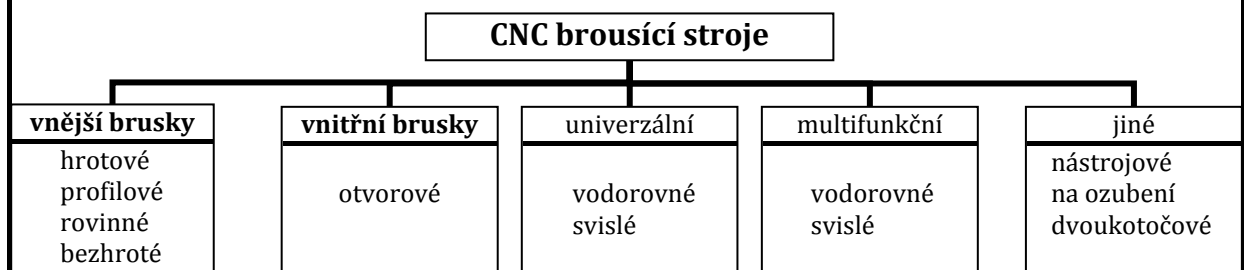
kde: b_D [mm] je šířka aktivní části brousícího kotouče,
 h_{eq} [mm] je ekvivalentní tloušťka broušení. [3]

2.4. Brusky

Jak již bylo řečeno výše, brousící stroje (brusky) pracující s geometricky nedefinovaným břitem nástroje (brousící kotouč) a jsou určeny zejména pro dokončovací operace. Dalo by se říci, že brusky slouží k vlastní realizaci technologie broušení.

Popis jednotlivých částí rovinné brusky je na obr. 2.8.

Dělení brusek je obdobné jako dělení technologie broušení (kapitola 2.1 technologie broušení). Existuje mnoho rozdělení od různých autorů. Uvedu zde rozdělení dle [1] na obr. 2.7.



Obr. 2.7: Rozdělení CNC brousících strojů [1]

Na **hrotových bruskách** se obrábí vnější válcové i kuželové plochy. Obrobek je upnutý mezi hroty nebo ve sklíčidle. Lze na nich také brousit čelní plochy a s přídatným zařízením i vnitřní válcové plochy a kuželové plochy, vačky a jiné neokrouhlé součásti. Dělí se do dvou skupin, a to na brusky s posuvným stolem a brusky s posuvným brusným vřetením.

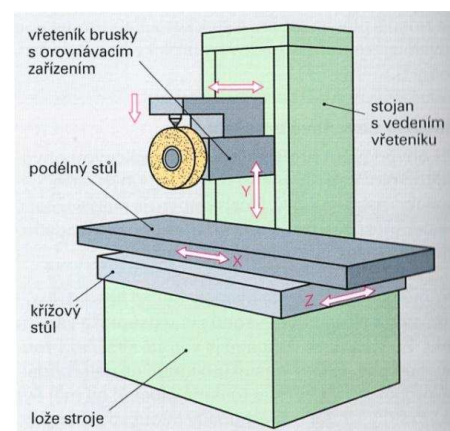
Profilové brusky se používají k broušení různých složitých tvarů (ploch), např. zámků lopatek turbín, tvarovým brusným kotoučem.

Univerzální CNC brousící stroje slouží k broušení jak vnější, tak i vnitřní plochy (otvory). Jsou vyráběny se svislou i vodorovnou osou vřetene.

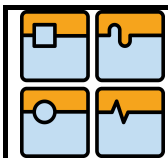
Multifunkční brusné stroje kombinují tvrdé soustružení a broušení ve svislé i vodorovné ose brousících vřeten.

Brusky pro bezhroté broušení (centrlesy) jsou určeny k broušení vnějších i vnitřních válcových ploch, ale také kuželových a tvarových ploch. Hlavní využití je zejména v sériové výrobě.

Brusky pro broušení otvorů slouží k broušení válcových, kuželových i tvarových rotačních ploch v otvorech. Nejčastěji jsou vyráběny s vodorovnou osou brousícího vřetene. Dělí se na brusky s otáčejícím se obrobkem, s neotáčejícím se obrobkem a planetovým pohybem brousícího kotouče. [1,6,9]



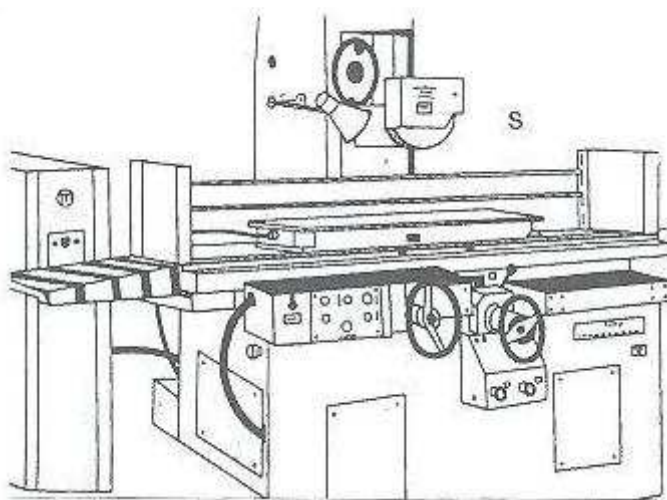
Obr. 2.8: Rovinná bruska-hlavní části [4]



2.4.1. Rovinné brusky

Rovinné brusky jsou určeny pro broušení rovinných ploch. Dělí se na stroje pracující obvodem nebo čelem brousícího kotouče. Oba typy mohou být dále vodorovné nebo svislé, jedno stojanové nebo dvoustojanové (portálové). Malé velikosti obrobků se upínají na elektromagnetické upínací desky, velké součásti pak na stůl brusky pomocí různých upínek. [9]

Vodorovné rovinné brusky

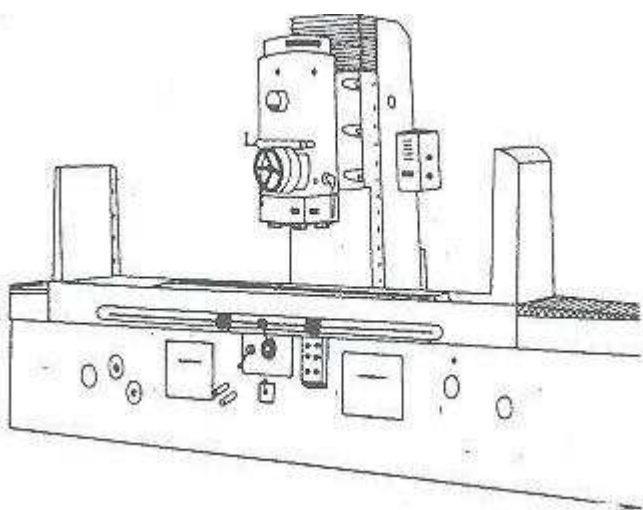


Obr. 2.9: Vodorovná rovinná bruska s přímočarým vratným pohybem stolu [5]

Jsou charakteristické vodorovnou osou brousícího vřetene. Menší obrobky se nejčastěji upínají na elektromagnetickou desku umístěnou na pracovním stole brusky. Pracovní stůl vykonává přímočarý vratný pohyb. Brousící vřeteník se pohybuje ve svislém směru. Na horní vodorovné ploše stojanu je vedení pro příčné saně, na nichž se v podélném směru pohybuje stůl. Rychlost stolu je možné plynule měnit. Velikost stroje je

charakterizována šířkou pracovního stolu. Používá se v kusové a malosériové výrobě s vyššími požadavky na přesnost broušených ploch. [5].

Svislé rovinné brusky



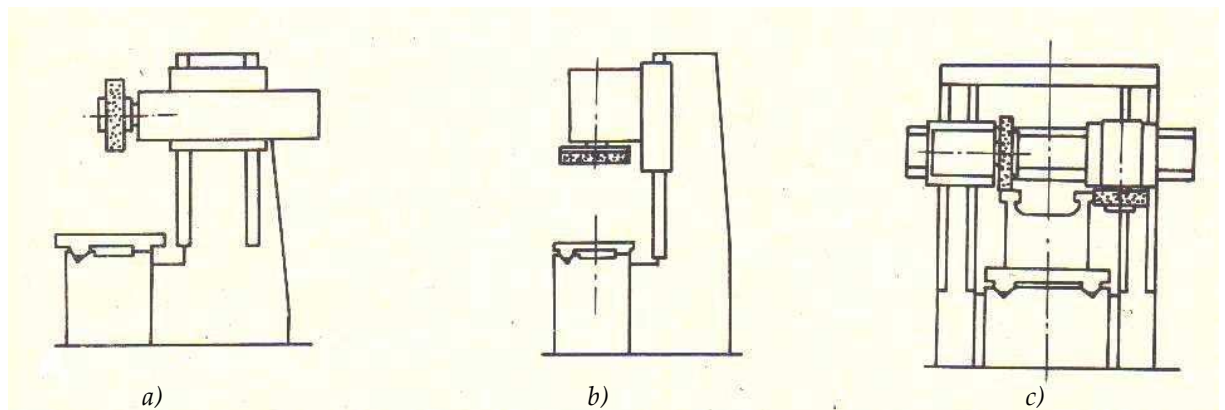
Obr. 2.10: Svislá rovinná bruska s přímočarým pohybem stolu [5]

Tyto brusky jsou charakteristické svislou osou brousícího vřetene, dále pak vysokými výkony broušení, ale horšími parametry přesnosti broušené plochy.

Brousící vřeteník se posouvá po stojanu. Pracovní stůl koná pouze přímočarý vratný pohyb => průměr brousícího kotouče musí být větší než je šířka broušené plochy. Jakost broušené plochy je horší než na vodorovných bruskách. Obrobky se také upínají na magnetickou desku, která je umístěná na

pracovním stole. [5]

Na obr. 2.11 jsou schémata jednostojanových brusek pracujících obvodem (a) nebo čelem (b) brusného kotouče a schéma dvoustojanové (c) brusky pracující obvodem i čelem. [9]



Obr. 2.11: Rovinné brusky jednostojanové a dvoustojanové [9]

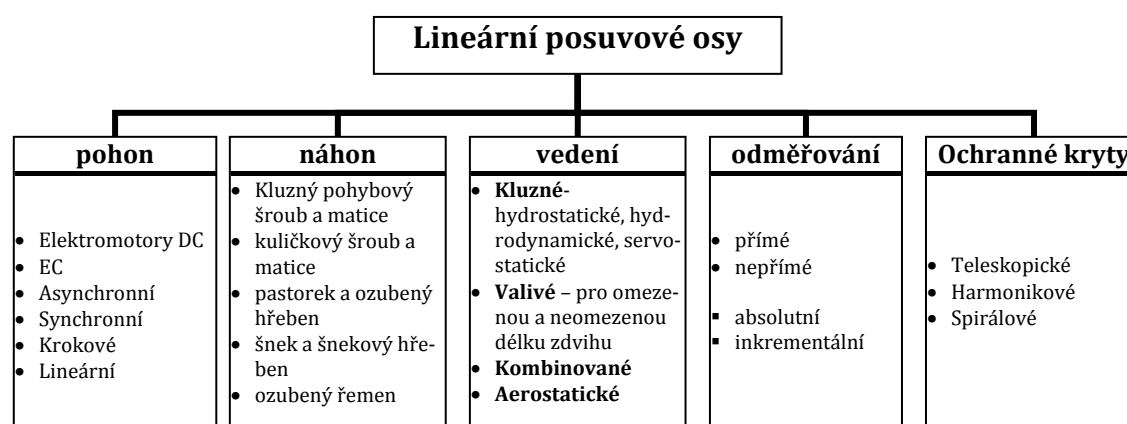
Definice suportu dle [1]: „Suport je část stroje sestávající se ze soustavy saní, popř. smykadel, která umožňuje nastavení nástroje do potřebné polohy vzhledem k obrobku a jeho pohyb v určeném směru a smyslu při obrábění.“

Pro případ rovinné brusky s vodorovnou osou brousicího vřeteníku na obr. 2.8 se suport skládá z podélného a křížového stolu.

3. LINEÁRNÍ POSUVOVÉ OSY

Přímočarý pohyb u obráběcích strojů je buď hlavní řezný pohyb (nástroje nebo obrobku), který je ve směru řezné rychlosti. Nebo vedlejší pohyb - posuv a přísuv, který je kolmý k řezné rychlosti. Dále sem patří také pomocné pohyby (např. přiblížení/oddálení nástroje k/od obrobku). [7]

Skladbu lineárních posuvových os ukazuje obr. 3.1. [1]



Obr.3.1: Morfologie posuvové soustavy [1]

3.1. Elektrické pohony

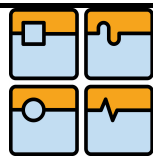
Elektrické pohony (motory) jsou stroje přeměňující elektrickou energii v mechanickou. Tyto stroje pracují na principu elektromagnetické indukce, proto též nazývají v některých literaturách jako indukční motory. [11]

Dělení: podle druhu přeměňované energie - stejnosměrné
 - střídavé - jednofázové
 - trojfázové

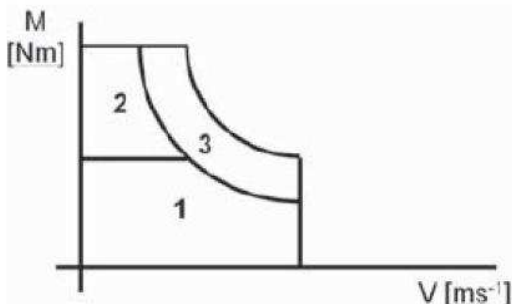
podle pohybu pracovní části - rotační motory
 - lineární motory

• Stejnosměrné elektromotory

Stejnosměrné motory patří k nejstarším typům elektrických točivých strojů. Podle druhu buzení rozlišujeme motory s buzením permanentními magnety a s buzením elektromagnety (cizí, paralelní, sériové, smíšené). Jejich výhodou je jednoduché řízení rychlosti, snadná změna smyslu otáčení, velký rozsah výkonů a otáček a malý



spouštěcí proud. Nevýhodou je mechanický komutátor, který je zdrojem poruch, jiskření, vyžaduje pravidelnou údržbu a omezuje maximální otáčky. [10,11,12]



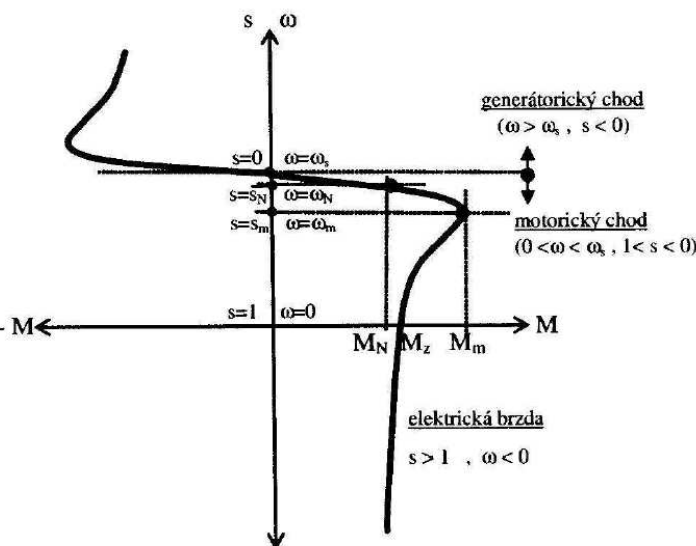
Obr. 3.2: Momentová charakteristika motoru [1]

Na obrázku 3.2 je znázorněna momentová charakteristika motoru. Spodní hyperbola 1 vymezuje režim trvalého chodu. Hyperbola 2 představuje extrémní hranici komutace, při které dochází vlivem opalování komutátoru k snižování životnosti. Oblast 3 vymezuje chod při krátkodobých dynamických změnách. [1,10,11,12]

• Asynchronní motory

Asynchronní motory jsou nejrozšířenější typy motorů používajících se pro pohony pracovních strojů z důvodu jednoduché konstrukce a údržby. Jejich negativní vlastností je velký proudový náraz při připojení k síti a velká závislost momentu na napětí. U obráběcích strojů se využívají zejména pro pohon vřeten.

Trojfázový asynchronní motor může být buď s vinutým rotorem (tzv. kroužkový motor), nebo s rotorem nakrátko (tzv. klecový motor).

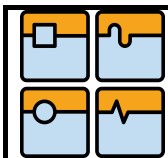


Obr. 3.3: Charakteristika asynchronního motoru [14]

Na obr. 3.3 je znázorněna momentová charakteristika asynchronního motoru (závislost momentu na otáčkách), což je závislost momentu na otáčkách $M=f(n)$, popř. skluzu $M=f(s)$. Na této charakteristice jsou důležité 3 body: **záběrový moment M_z** , který motor vyvine v okamžiku rozběhu, **maximální moment M_m** a **jmenovitý moment M_N** , který představuje pracovní oblast motoru. [10,11,12,13,14]

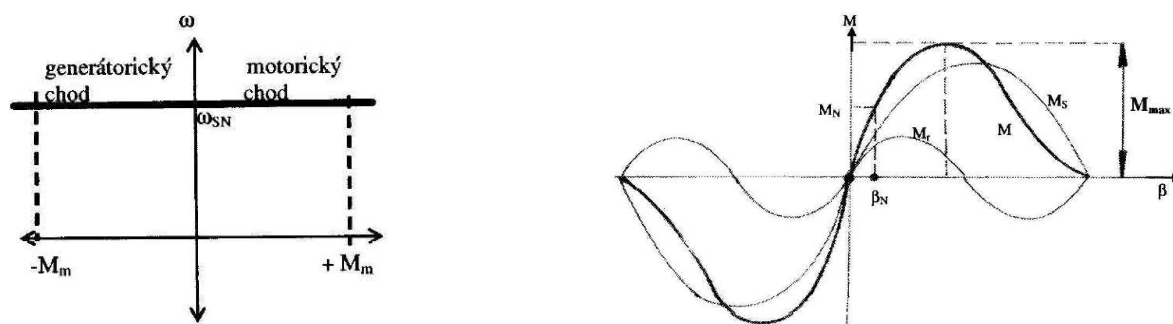
• Synchronní motory

U synchronních motorů existuje shoda mezi otáčkami magnetického pole statoru a otáčkami rotoru. Tyto motory se u obráběcích strojů používají nejčastěji pro pohony



posuvů. Proti asynchronním motorům jsou lehčí a menší při stejném výkonu a proti EC motorům se vyznačují vyšší rovnoměrností chodu bez momentových pulzací.

Na obr. 3.4 je znázorněna momentová charakteristika.



Obr.3.4: Momentová a zatěžovací charakteristika synchronního motoru [14]

Pro servopohony se používají synchronní motory s permanentními magnety na rotoru. Pro snímání polohy rotoru (pro účely řízení tranzistorového měniče, napájecího statorové vinutí) se používají snímače SELSYN (revolver). [10,11,12,13,14]

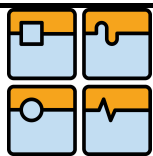
- **Krokové motory**

Krokový motor je elektrický stroj pracující s nespojitým pohybem převádějící digitální vstupní signál na polohu, resp. úhel natočení rotoru. Krokové motory jsou jedním typem pohonů, který může nastavovat polohu bez zpětné vazby, tzn. bez odměřování polohy.

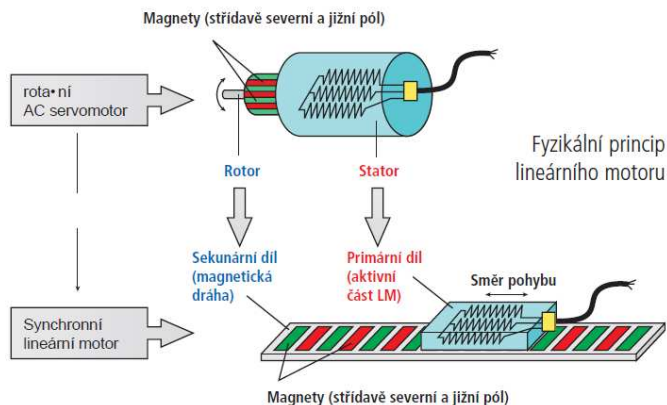
Rozdělují se na reluktanční, s aktivním rotorem a hybridní. [10,14]

- **Lineární motory**

Lineární motory pracují stejně jako klasické rotační motory na indukčním principu. Lze si je představit jako klasické asynchronní nebo synchronní motory rozvinuté do roviny (obr. 3.5). Státorem je označován primární díl (jezdec) a rotorem sekundární díl (magnetická dráha). Primární díl je tvořen feromagnetickým svazkem složeným z elektrotechnických plechů, v jehož drážkách je neumístěno trojfázové vinutí. Sekundární díl je u synchronních lineárních motorů tvořen permanentními magnety (Nd-Fe-B) nalepenými na ocelovou podložku a u asynchronních jej tvoří klecí nakrátko. Přivedením proudu do primárního dílu (jezdce) vznikne mezi oběma částmi magnetické pole a dojde k pohybu jezdce. Velikostí proudu lze regulovat rychlost pohybu.



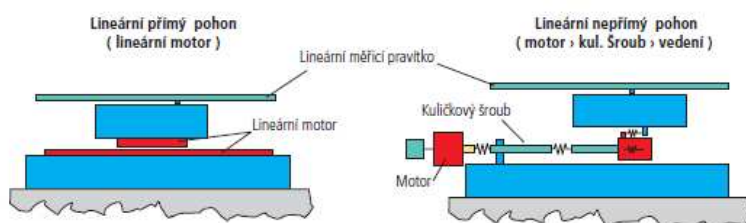
Nevýhodou lineárních motorů jsou velké přitažlivé síly mezi primárním a sekundárním dílem a jejich zachycení a přívod elektrické energie do jezdce a vznik tepla.



Výhodami oproti kuličkovému šroubu a matici s rotačním servopohonem je větší dynamika a rychlost posuvu, širší regulační rozsah a vyšší přesnost polohování.

Lineární motory se často využívají u obráběcích strojů pro vysokorychlostní obrábění. [1,16,17]

Obr. 3.5. Konstrukce lineárního motoru [16]



Obr. 3.6: Srovnání lineární a klasický pohon [16]

3.2. Druhy zatížení

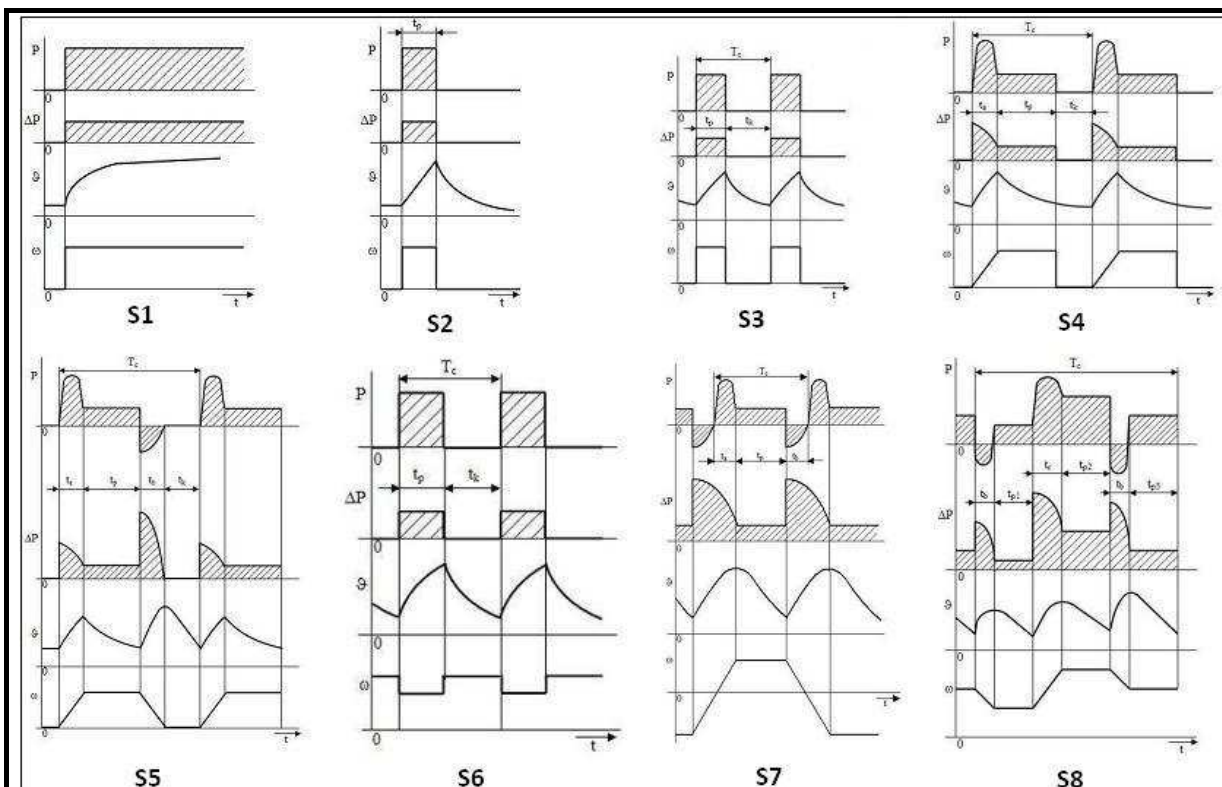
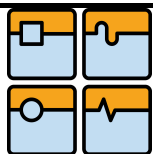
Skutečná práce servomotorů se blíží k určitým typickým průběhům, které jsou standardizovány v normách. Určení výkonu se provádí podle potřebného výkonu činnosti a doby sepnutí (obr.3.7).

Trvalé zatížení S1 – jmenovitý moment (výkon) motoru se volí stejný nebo nejbližší vyšší, než jsou parametry zátěže.

Krátkodobé zatížení S2 – doba zatížení t_p je kratší než tři časové konstanty oteplení, pak se motor ochladí na teplotu okolí.

Přerušovaný chod S3 – motor se rozbíhá a zastavuje v krátkodobých cyklech, doba pracovního cyklu T_c je omezena na 10 minut.

Přerušovaný chod s rozběhem S4 – je-li třeba při rozběhu urychlovat všechny momenty setrvačnosti, vznikají v ústrojí další ztráty, které omezují možný počet spuštění za jednotku času (nejčastěji za hodinu).



Obr. 3.7: Zátěžné cykly [15]

Přerušovaný chod s rozběhem a elektrickým brzděním S5 – oproti S4 je motor elektricky brzděný.

Přerušované zatížení S6 – motor se nezastavuje v cyklu kratším než 10 minut, nuluje zátěž při odlehčení.

Přerušované zatížení s reverzačním provozem S7 – každý cyklus se skládá z rozběhu, běhu ustálenou rychlostí a elektronického brzdění. Následující cykly probíhají bez přestávky a vyznačují se opačným smyslem rychlosti.

Přerušované zatížení se změnou úhlové rychlosti S8 – každý cyklus má různé úhlové rychlosti s různou dobou zatížení a různým výkonem. U motorů se udává dovolený počet zapnutí za hodinu a činitel setrvačnosti, zatěžovatel, různé výkony a úhlové rychlosti. [14,15]

3.3. Mechanismy pro přímočarý pohyb

Přímocárý pohyb u obráběcích strojů je buď hlavní řezný pohyb nebo vedlejší pohyb. Hlavní řezný pohyb nástroje nebo obrobku je ve směru řezné rychlosti. Vedlejší pohyby, kterými jsou posuv nebo přísuv, jsou v kolmém směru k řezné rychlosti. Do vedlejších pohybů zahrnujeme i pohyby pomocné, jako například přiblížení nástroje k obrobku před započatím práce a oddálení po jejím ukončení apod. [7]

Mechanismy pro přímočarý pohyb:

- Kluzný pohybový šroub a matice
- Kuličkový šroub a matice
- Pastorek a ozubený hřeben
- Šnek a šnekový hřeben
- Lineární motor
- Ozubený řemen

3.3.1. Kluzný pohybový šroub a matice

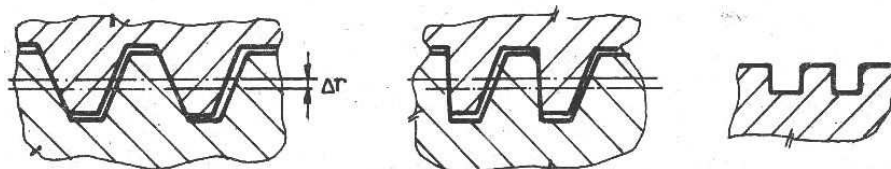
Pohybový šroub s maticí (kluzný i kuličkový) transformuje rotační pohyb pohonu (servomotor) na přímočarý pohyb výstupu (např. suportu).

Pohybový šroub a matice se používá pro malé rychlost přímočarého pohybu (do 10 m.min⁻¹) a s výhodou se využije jeho velkého převodu. Nevýhodou je malá účinnost, velké opotřebení a vůle.

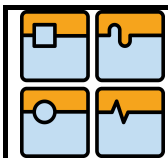
Na obrázku 3.8 a 3.9 jsou používané profily závitů pohybového šroubu a matice.



Obr. 3.8: Rozdělení profilů závitů pohybového šroubu a matice [7]



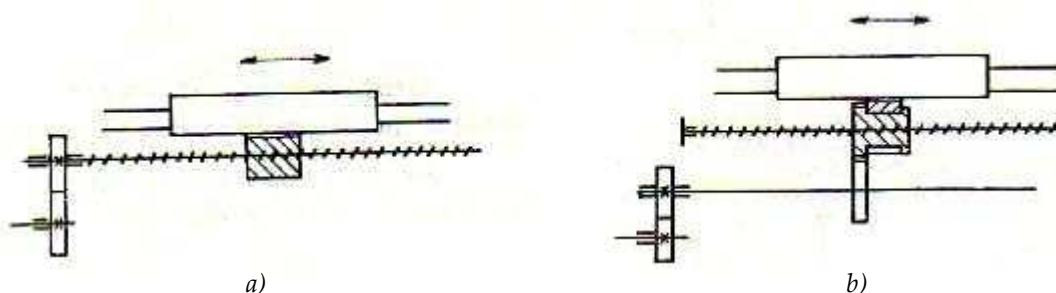
Obr. 3.9: Používané profily pohybových šroubů [7]



Nejvíce používané jsou šrouby s lichoběžníkových závitem. Jejich výhodou je snadná výroba a vymezování vůle (sevrěním dvou polovin matice rozříznuté v rovině procházející osou). U strojů, kde se kladou velké požadavky na přesnost odměření dráhy se volí plochý nebo lichoběžníkový nesouměrný závit.

Provedení posuvového systému s pohybovým šroubem a maticí může být realizováno dvěma způsoby dle obr 3.10:

- a) šroub se otáčí a matice stojí,
- b) matice se otáčí a šroub stojí.



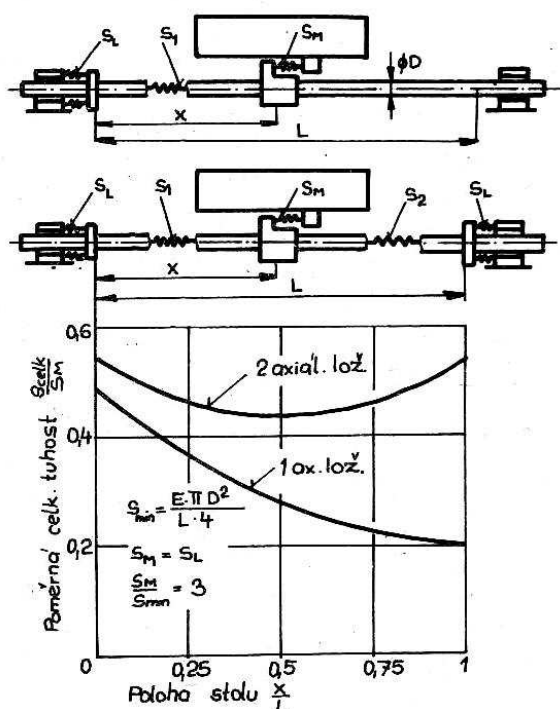
Obr. 3.10: Provedení pohonu pohybového šroubu a matice [8]

V některých případech se používá kombinace obou způsobů, kdy rotační pohyb vykonává jak šroub, tak i matice.

U kluzných pohybových šroubů vzniká vlivem nepřesností výroby a opotřebením

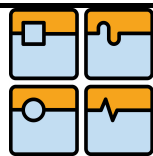
vůle, které mají vliv na přesnost, nepříznivě ovlivňují funkci mechanismu. Pro podřadnější účely jakými jsou například příčné saně suportu apod. se volí **rozříznutá matice**, u které se vůle vymezi utažením šroubu. Lepší způsob vymezení vůle je **pomocí dělené matice**.

Důležitým parametrem pohybového mechanismu se šroubem a maticí je jeho statická tuhost. Ta je ovlivněna způsob axiálního uložení konců šroubu. Při jednostranném axiálním uložení dochází během zdvihu k poklesu tuhosti. Při oboustranném axiálním uložení a předepnutí je výsledný průběh statické tuhosti příznivější. Je nutné vzít v úvahu vliv teplotních dilatací.



Obr. 3.11: Tuhost pohonu šroubem s jednostranným a dvoustranným axiálním uložením [7]

K hlavním nevýhodám kluzných pohybových šroubů a matic patří špatná

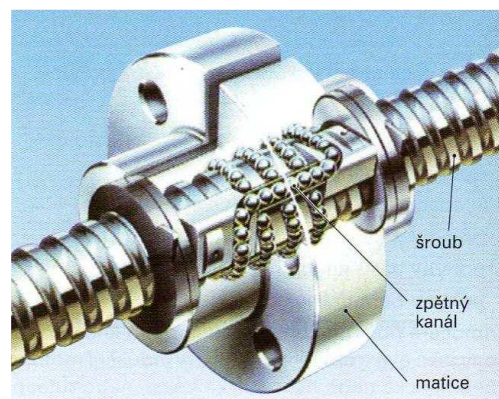


účinnost (30 až 40%), možnost vzniku trhavých pohybů, oteplování. Z těchto důvodů se v dnešní době stále častěji používají kuličkové šrouby s maticí. [7,8]

3.3.2. Kuličkový šroub a matice (KŠM)

Kuličkový šroub s maticí pracující na principu valivého tření odstraňují nedostatky kluzných pohybových šroubů, kterými jsou především velké tření a opotřebení závitů, malá účinnost, malé posuvové rychlosti a vymezení vůle.

V závitech mezi šroubem a maticí obíhají kuličky (obr. 3.10). Kuličkové šrouby se vyrábějí ve dvou provedeních, a to s broušenými nebo válcovanými závity, které jsou kalené. Účinnost KŠM bývá 90% i více, u předepnutých matic bývá menší. Pro výhodné vlastnosti se dá KŠM použít současně jak hnacího tak i odměrovacího prvku, což zjednodušuje konstrukci posuvového systému.



Obr. 3.12: Kuličkový šroub a matice [4]

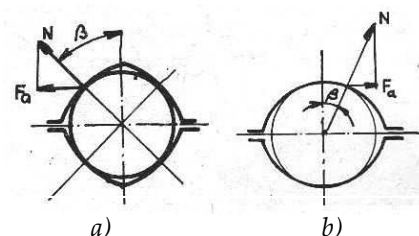
K hlavním přednostem KŠM patří zejména:

- Malé opotřebení a vysoká životnost
- Minimální oteplení během provozu
- Možnost úplného odstranění vůle a možnost vytvoření předpětí, vysoké tuhosti a přesnosti
- Potlačení vzniku trhavých pohybů
- Vysoká účinnost

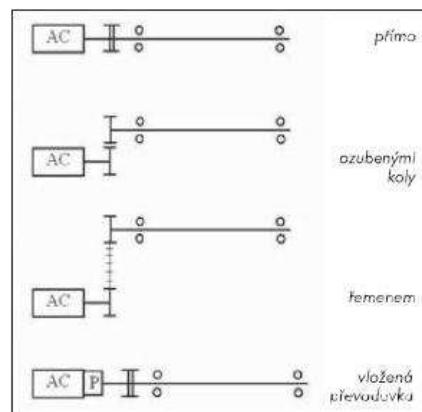
Určitou nevýhodou je, že musí být v mechanismu zařazen brzdící prvek pro vyloučení vlivu nesamosvornosti.

KŠM používá dvě provedení profilu drážky pro odvalování kuliček a šroubu matice (obr. 3.13):

- a) Gotický profil – častější použití, vysoká přesnost, možnost vymezení vůle a možnost předepnutí
- b) Kruhový profil – horší účinnost, větší zatížení kuliček, výrobně jednodušší



Obr. 3.13: Gotický a kruhový profil KŠM [7]



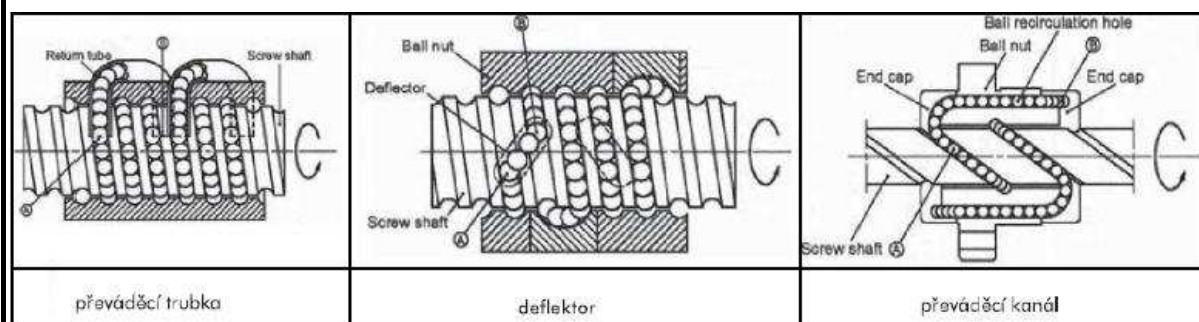
Obr. 3.14: Způsoby napojení servo pohonu na kuličkový šroub [1]

provedení posuvového systému pomocí KŠM stejné jako u kluzných pohybových šroubů – obr. 3.10.

Rotační servopohon je ke kuličkovému šroubu připojen přímo pomocí spojky přes vložený převod (řemen, ozubená kola), přes vloženou převodovku nebo kombinací uvedených způsobů (obr. 3.14).

Odvalování a převádění kuliček je realizováno těmito způsoby (obr. 3.15):

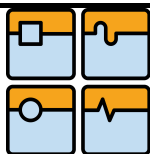
- **Převáděcí trubka** – pro těžké zatížení, užití pro masovou výrobu a běžná stoupání, používá se několik převáděcích trubek
- **Deflektor** – pro nižší zatížení, převádění v rámci jednoho závitu, užití pro malá stoupání
- **Převáděcí kanál** – pro střední zatížení, užití pro velká stoupání (čtvercové šrouby), používá se několik převáděcích kanálů



Obr. 3.15: Převádění kuliček v KŠM [1]

Vymezení vůlí mezi šroubem a maticí je realizováno těmito pěti způsoby (obr.3.16):

- **Vymezovací podložka** – pomocí nabroušené podložky je mezi maticemi vytvořeno předpětí. Používá se pro delší matice s dobrou tuhostí.
- **Pružina** – předepnutí je vytvořeno talířovou pružinou. Použití pro malé zatížení a delší matice.
- **Diference ve stoupání** – předepnutí je vytvořeno nabroušením rozdílného stoupání. Použití pro střední délky matic s dobrou tuhostí.
- **Výběr kuliček** – předpětí je dáno výběrem kuliček. Použití pro krátké matice a menší tuhosti.
- **Dělená matice** – předpětí je dáno směrným spojem. Použití pro krátké matice s menší tuhostí.



Způsob předeptnutí	
vymezovací podložka Double nut preload (D Preload)	pružina Spring preloaded double nut (J Preload)
diference ve stoupání Offset preload (Z Preload)	výběr kuliček Oversize ball preload (P Preload)

dělená matice

Obr. 3.16: Vymezení vůli v KŠM [1]

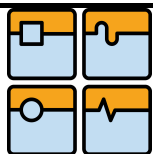
Kuličkové šrouby vyžadují tuhé a přesné uložení s rovnoběžností kuličkového šroubu a vodících ploch do 0,02 mm/1000mm, uložení maticové jednotky musí zajišťovat kolmost k podélné ose šroubu 0,02 mm/1000mm. Maticové jednotky mohou být zatěžovány pouze v axiálním směru. U dlouhých a štíhlých kuličkových šroubů musí být konstrukcí pohybového ústrojí vhodně eliminován průhyb hřídele vzniklý jeho hmotnostní. Mazání kuličkových šroubů se podobně jako u valivých ložisek provádí olejem nebo tukem.

Výpočet KŠM většinou každý výrobce uvádí v katalogu, například Kuličkové šrouby Kuřim uvádějí ve svém katalogu výpočet ekvivalentních otáček a zatížení, trvanlivost, maximální otáčky hřídele a maximální axiální zatížení hřídele (vzperná síla), třídy přesností a délky závitů KŠM, způsob uložení, průběh sil a deformací v předeptuté maticové jednotce, atd.

Dalšími výrobci jsou SKF, NSK, PMI, Hiwin a další. [1,7,8]

3.3.3. Pastorek a ozubený hřeben

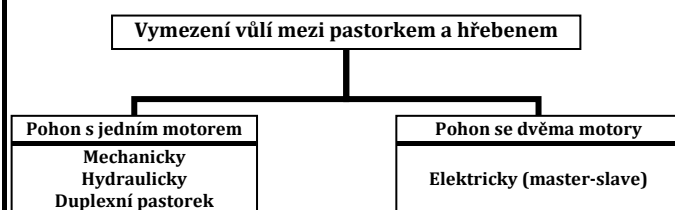
Pastorek a ozubený hřeben se využívá pro pohon pracovních stolů s dlouhými zdvihy (vyvrtávačky, hoblovky, portálová obráběcí centra), kde není vhodné použít posuvový šroub s maticí z důvodů tuhosti, vysokých otáček, velkého převodu atd.



Pastorek a ozubený hřeben má proti pohybovému šroubu a matici menší převod, tuhost a lepší účinnost, ale také menší přesnost a je nutné vymezit vůli mezi pastorkem a hřebenem. Další nevýhodou je nesamosvornost kinematické dvojice. [1,7] Způsoby vymezení vůli mezi pastorkem a hřebenem jsou na obr. 3.18.



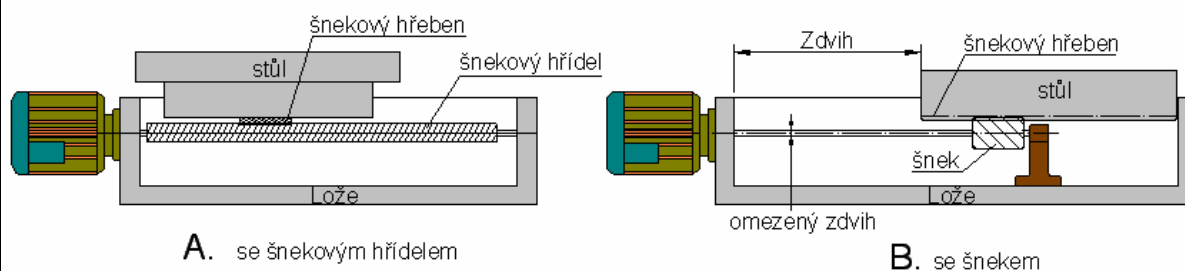
Obr. 3.17: Pastorek a hřeben STÖBER [19]



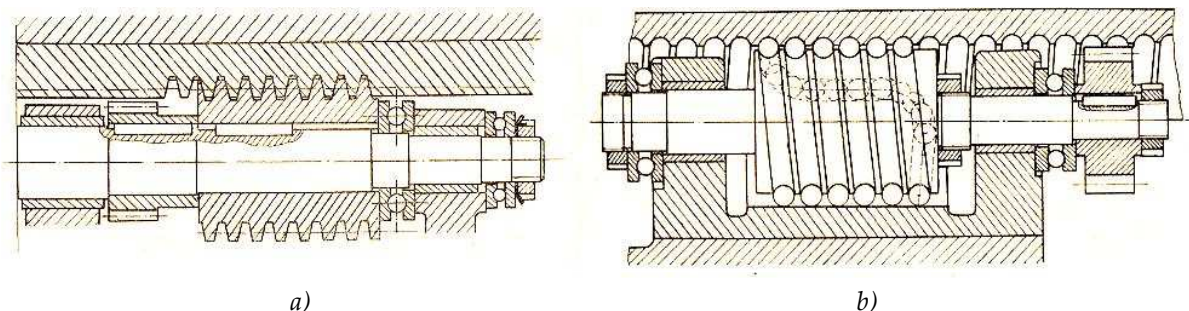
Obr. 3.18: Vymezení vůli mezi pastorkem a hřebenem [1]

3.3.4. Šnek a šnekový hřeben

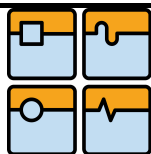
Tento mechanismus se využívá pro posuvové soustavy s vysokou hodnotou převodu (velké obráběcí stroje-portálové frézky). Na obrázku 3.19 jsou uvedeny dvě varianty provedení. První variantu **A** je tvoří hřídel se šnekovými závity po celé délce. Nevýhodou je kroucení dlouhého šnekového hřídele. Nejčastěji se používá druhá varianta **B** se šnekem a šnekovým hřebenem, především k pohonu stolů portálových frézek.



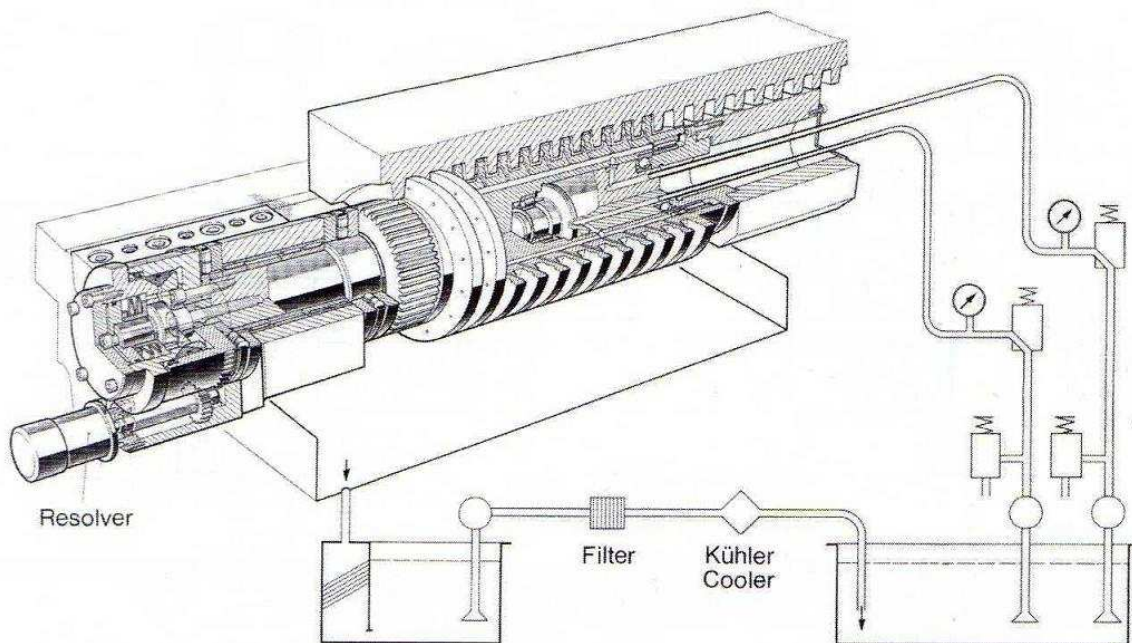
Obr. 3.19: Princip pohonu šnekovým hřebenem [20]



Obr. 3.20: Šnek a šnekový hřeben s klzným a valivým třením [21]



Šnek a šnekový hřeben může být v provedení s kluzným (obr.3.20 a) nebo valivým třením (obr. 3.20 b).



Obr. 3.21: Hydrostatický šnek a šnekový hřeben [1]

U těžkých obráběcích strojů se používá hydrostatický šnek a šnekový hřeben (obr. 3.21). Výhodou je malý součinitel tření, velký tuhost a schopnost tlumení kmitání. [1,7,20,21]

3.3.5. Ozubený (synchronní) řemen

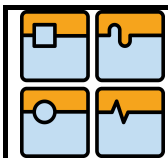
Technika pohonu s ozubeným řemenem není v oblasti výrobních strojů rozšířená. Spíše se používá v oblasti robotiky, manipulační a výpočetní techniky. Tento způsob pohonu zde uvádím, protože je použitelný pro přímočarý vratný pohyb X-osy stolu rovinných brusek.

Ozubený řemen (obr. 3.22), umístěný mezi dvěma řemenicemi (hnací a napínací), koná rotační pohyb, který je převeden na přímočarý (vratný) pohyb jezdce pevně uchyceného zpravidla na ozubeném řemeni v horní větvi.

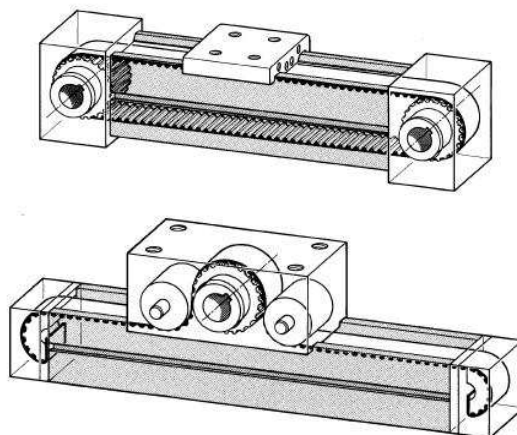
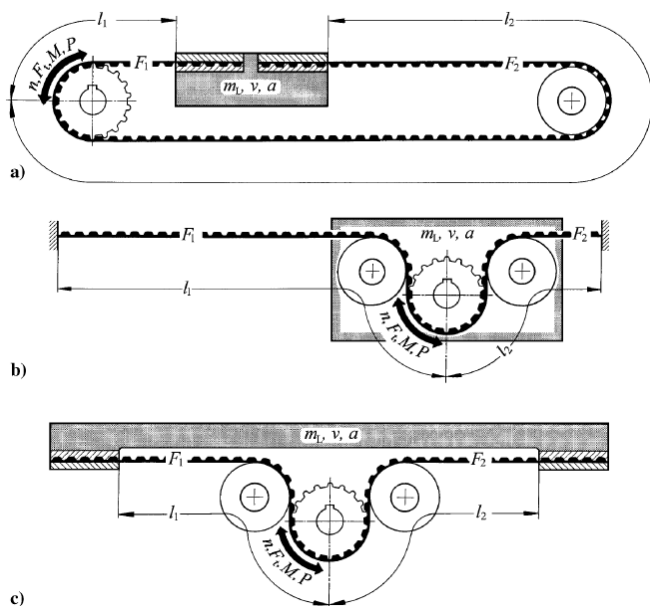
Rozlišujeme 3 varianty přenosu pohybu z řemene na jezdce:

a) jezdce je pevně spojen s pohybujícím se řemenem - pevný pohon

b) jezdce je přes soustavu kladek, z nichž je jedna hnací, spojen s nepohybujícím se řemenem - pohyblivý pohon

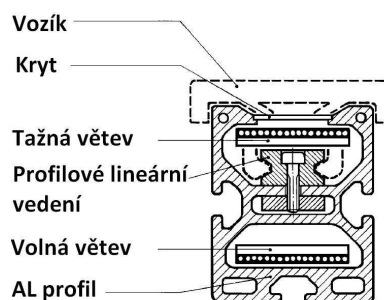
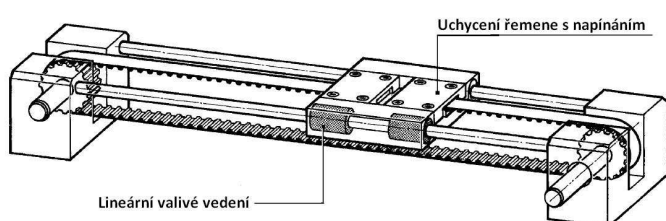


c) jezdec je pevně spojen s pohyblivým řemenem - pevný pohon, ale odpadá spodní volná větev oproti variantě a)



Obr. 3.22: Realizace lineárního pohybu ozubeným řemenem [22]

Výhodami ozubených řemenů jsou především bezúdržbový provoz (nevyžadují mazání), minimální zahřívání, nízká hmotnost $\Rightarrow$ malý moment setrvačnosti, dobré tlumicí vlastnosti, vysoké obvodové rychlosti (až 80 m/s), malé předpětí v řemeni $\Rightarrow$ malé zatížení ložisek, prakticky žádný prokluz a zanedbatelné vytahování a odolávají rychlým reverzním změnám a akceleraci. Jejich nevýhodou je nebezpečí poškození zubů při rázovém zatížení.



Obr. 3.23: Lineární jednotka s ozubeným řemenem [22]

Lineární jednotky jsou kompaktní celky tvořené servopohonem (elektrický, pneumatický, hydraulický), lineárním vedením (valivé, kuličkové), ozubeným řemenem, jezdce, odměřováním (přímé lineární na



Obr. 3.24: Lineární osa s řemenem, T.E.A. TECHNIK [23]

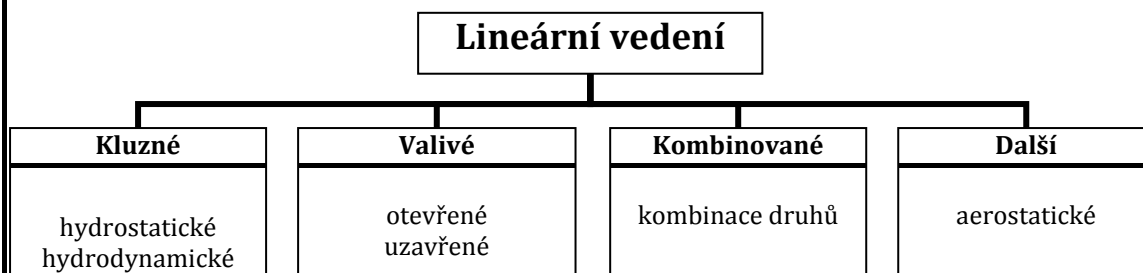
jezdci nebo rotační na servopohon) a kryty. [22,23,24]

Výrobci: HepcoMotion, T.E.A Technik s.r.o., AROJA s.r.o., STRASSER GmbH.

3.4. Lineární vedení

Lineárním vedením se rozumí soustava ploch, kde se stýká pohyblivá část (např. suport, saně, smykadlo) s nepohyblivou (např. lože), která má zaručovat přímočarý pohyb po geometricky přesné dráze. Jednotlivé plochy se nazývají vodící plochy.

Rozdělení lineárních vedení podle tření mezi styčnými plochami je uvedeno na obr.3.25.



Obr. 3.25: Druhy lineárních vedení [1]

Na vodící plochy jsou kladeny následující požadavky:

- **Přesnost** – odchylky dráhy pohybu od ideálního tvaru musí být v určitých dovolených mezích (požadovaná přesnost stroje). Požadovaná přesnost musí být co nejdéle zachována.
- **Minimální vůle** – možnost vymezení vůlí vzniklých opotřebením za provozu, aby bylo možné dodržet přesnost vedení. U kluzných vedení je potřebná pouze taková vůle, aby byl zajištěn pohyb a vytvořen dostatečný mazací film. U hydrostatických a valivých vedení je možné vůli zcela odstranit (např. předepjatá valivá vedení).
- **Tuhost** – je požadovaná vysoká statická a dynamická tuhost
- **Odolnost proti opotřebení** – vedení musí být odolné proti opotřebení, aby přesnost dosažená při výrobě byla co nejdéle zachována i při provozu => vymezování vůlí, vhodný materiál vodících ploch
- **Konstrukce** – vhodné konstrukční uspořádání vodících ploch, aby reakce na jednotlivých plochách od zatížení silami a silovými dvojicemi byly co nejmenší. Dokonalý tvar, který vždy zaručuje dokonalé vedení po sobě pohybujících se částí s jedním stupněm volnosti. Počet vodících ploch má být omezen na nejmenší počet potřebný k dokonalé funkci.
- **Co nejmenší odpor proti pohybu** – jakost povrchu vodících ploch a mazání ke snížení součinitele tření, snížení odporu a ke snížení opotřebení.

- **Ochrana proti vnikání nečistot** – nečistoty působí na vodící plochy jako abra-zivo, způsobují opotřebení vodících ploch a v krajním případě zadření.
- **Mazání** – musí být zaručeno dokonalé mazání, aby se zmenšily odpory proti pohybu a zmenšilo se opotřebení
- **U strojů, kde se má pohyblivá část nastavit do přesné polohy, musí být její pohyb plynulý i při nepatrných rychlostech** (u kluzného hydrodynamického vedení při malých rychlostech dochází k trhavým pohybům - tzv. slipstick)
- **Tlumení kmitání**
[1],[7],[21]

3.4.1. Kluzná hydrodynamická vedení



Obr. 3.26: Rozdělení kluzných vedení dle tření [1]

Kluzná vedení dělíme podle charakteru tření mezi vodícími plochami - obr. 3.26.

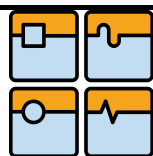
Hydrodynamické vedení má tento název, protože mazací film vzniká až za pohybu. U těchto vedení se vyskytuje nestabilita pohybu,

projevující se nerovnoměrným trhavým pohybem (slipstick) a necitlivostí na malé změny posuvu. To má za následek horší jakost povrchu. Trhavý pohyb vzniká, když se pohyblivá část rozbíhá z klidu a tudíž musí překonat statický odpor (za klidu), který je větší než odpor dynamický (za pohybu). Jakmile je tato část v pohybu, vyskytuje se mezi stýkajícími se plochami dynamický odpor. Posuvový mechanismus není dokonale tuhý a přebytek hnací síly je příčinou trhavých pohybů a poskoků.

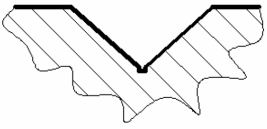
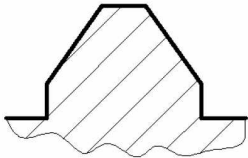
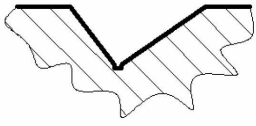
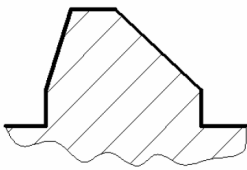
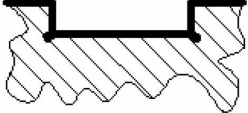
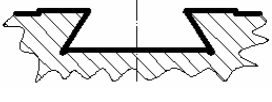
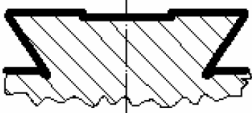
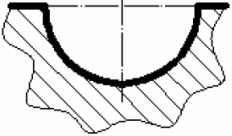
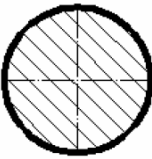
V tabulce 3.1 jsou uvedeny základní tvary vodících ploch využívané pro kluzná hydrodynamická vedení. [1,7,8]

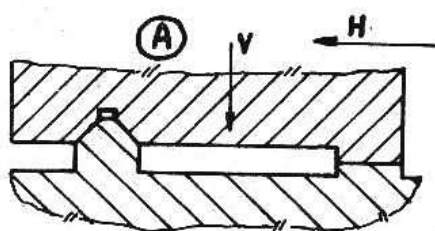
Prizmatické vedení

Základním profilem je trojboký hranol s různým vrcholovým úhlem (od 70° do 120°), kde plochy mohou být rozmístěny symetricky nebo nesymetricky. Vedení **A** se používá pro vedení saní a koníku na loži soustruhu, protože má výhodu v tom, že na vedení nezůstávají třísky, které by mohly vodící plochy poškodit. Vedení **B** (někdy je uvedeno pod názvem **V**) se používá obvykle pro uložení stolů, např. u hoblovek, rovinných frézek a brusek. Výhodou je snadné mazání, protože se v něm olej dobře drží (korýtko). Oba typy tohoto vedení zachycují radiální síly **V**, horizontální **H** jen omezeně pokud moment od vodorovné síly nepřevýší gravitační složku. [7,8]

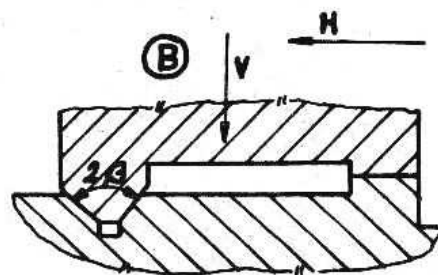


Tab. 3.1: Základní typy vodících ploch hydrodynamického vedení [7]

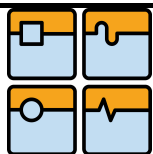
Název		Vodící plochy		použití
		Vnitřní	Vnější	
prismatické	symetrické			• Zvýšená přesnost • Automatické vymezování opotřebení • Dobrý odvod třísek - vnější • Dobré mazání - vnitřní
	nesymetrické			• Nerovnoměrné rozdělení tlaku • Vlastnosti shodné se symetrickým
ploché				• Normální přesnost • Nutné vymezení vůli - lišty • Nutná ochrana proti třískám
rybinovité				• Malé stavební rozměry • Horší třecí poměry
kruhové				• Pro osová zatížení • Nižší přesnost



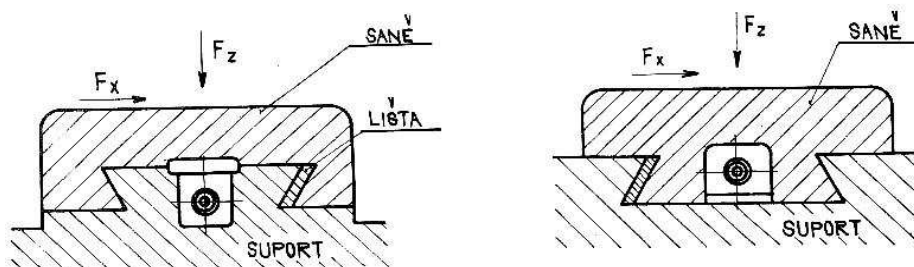
Podmínka:
 $M_H < M_V$



Obr. 3.27: Prizmatické vedení [7]



Rybinovité vedení



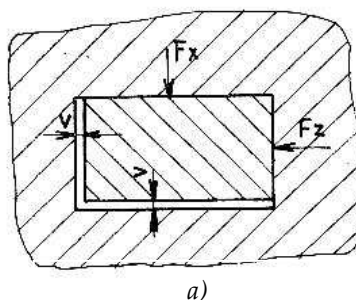
Obr. 3.28: Rybinovité vedení [8]

Rybinovité vedení může být taktéž vnější nebo vnitřní s vrcholovým úhlem 55°. Jeho výhodou je, že může přenášet vodorovná, ale i

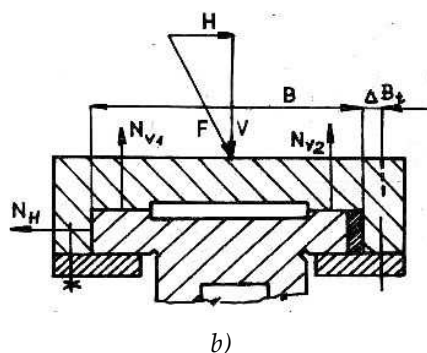
svislá zatížení. I přes nevýhodu velkého třecího odporu, který je přibližně dvakrát vyšší než u plochého vedení, se toto vedení často používá pro svou malou konstrukční výšku a zachycení sil působících vzhůru. [7,8]

Ploché vedení

Základní tvar je čtyřboký hranol obdélníkového průřezu – obr 3.29 a). Konstrukční princip je uveden na obr. 3.30



a)



b)

Obr. 3.29: a) základní tvar plochého vedení [8]

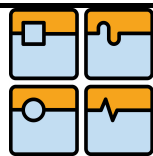
b) ploché vedení [7]

b). Při zatížení silami V a H vznikají ve vedení vůle

na dvou plochách k sobě kolmých (na obr. 3.29 a) označeny V), a je tedy nutné provádět vymezování těchto vůlí v obou směrech. Vymezování vůlí ve vodorovném směru se provádí línovými lištami a ve vertikálním směru nejčastěji zaškrabáváním spodní vodící lišty. Ploché vedení má větší účinnost, proto je vhodnější pro zachycování velkých sil i momentů, a z tohoto důvodu se skoro výhradně používají u velkých obráběcích strojů. [7,8]

Kruhové vedení

U obráběcích strojů se tento druh vedení používá pro vedení pinoly koníku u soustruhů, pinoly vřetena frézek a vrtaček. Používá se také jako dvojité kruhové přímocí vedení. [7]

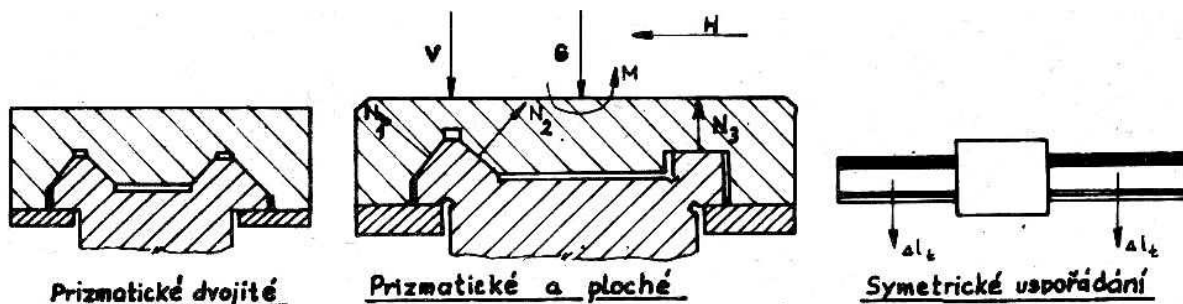


Kombinovaná vedení

Kombinace výše uvedených vedení má časté využití. Některé příklady jsou uvedeny na obr. 3.30.

Dvojité prizmatické vedení je málo využíváno, protože je staticky přeuročeno a dále vlivem oteplení stolové desky je zde možnost zadření.

Kombinované prizmatické a ploché vedení je často využíváno. Odpadá u něj vyme-



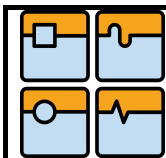
Obr. 3.30: Příklady kombinovaných vedení [7]

zování boční vůle. Toto kombinované vedení zajišťuje vysokou přesnost přímočarého pohybu pokud dochází ke gravitačnímu vymezování vůle, tzn. pokud převládá vliv gravitační složky G nad momentem M od vnějších sil. Při stavbě vícestranných strojů je nutno s ohledem na teplotní dilatace použít pravé a levé provedení lože, tj. teplotně symetrické provedení. [7]

Konstrukce hydrodynamického vedení-materiál vodících ploch

Přesnost vedení se mimo vhodné technologie obrábění, jakosti vodících ploch, mazáním a krytváním, dosáhne volbou vhodného materiálu.

Odolnost vodících ploch proti opotřebení závisí na mnoha faktorech, kterými jsou především chemické složení, fyzikálně mechanické vlastnosti materiálu vedení a materiálu sdrúžených ploch, na drsnosti povrchu kluzných ploch. Tvrdost materiálu není sama o sobě zárukou velké odolnosti proti opotřebení. V některých případech se tvrdý materiál odírá rychleji než měkký, protože velmi záleží na stejnorodosti struktury. Odolnost proti opotřebení je všeobecně u tvrdých materiálů (ocel) vyšší než u měkkých (litina). Je zde však podmínka dobrého utěsnění proti vnikání nečistot (třísky, prach). Nejvýhodnější je kombinace jedné tvrdší a druhé měkčí plochy. Jako materiál pro základní kinematickou dvojici pracovní stůl - lože se využívají materiály dle tabulky 3.2, kde jsou rovněž uvedeny některé základní parametry.



Tab 3.2: Přehled materiálů vodících ploch [1]

Materiál vodících ploch		Největší dovolený měrný tlak [MPa]	Součinitel tření	Použití
Kratší plochy-stůl	Delší plochy-lože			
Šedá litina	Šedá litina (+20 HB)	2 ÷ 3	0,1 ÷ 0,15	Stoly a suporty soustruhů a frézek
		0,15 ÷ 0,8	0,06 ÷ 0,1	Stoly hoblovek
		0,005 ÷ 0,1	0,006 ÷ 0,1	Stolu brusek apod.
	Povrchově kalená litina (48÷53HRC)	2,5 ÷ 3,5	0,1 ÷ 0,15	Stoly a suporty os vyšších odolností proti opotřebení
	Ocelové kalené lišty (60÷63HRC)			
Umělá hmota	Šedá litina	0,35 ÷ 0,8	0,02 ÷ 0,06	Stoly a suporty os s menším třením

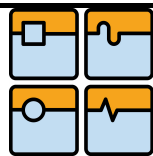
Při suchém a polosuchém tření jsou třecí vlastnosti vedení a velikost opotřebení velmi závislé na vlastnostech použitých materiálů na vedení. Protiplochy z oceli a šedé litiny vykazují menší opotřebení na rozdíl od bronzů a umělých hmot, kde velikost opotřebení stoupá.

Další důležitou vlastností vodících ploch je jejich odolnost proti zadíráání. U kovových materiálů (ocel, litina, bronz) dochází k zadíráání při nízkých hodnotách měrného tlaku, naproti tomu u materiálů z umělých hmot i při značně vysokých tlacích nedochází k zadíráání.

Na opotřebení má také značný vliv kvalita opracování vodících ploch. Nejlepších třecích vlastností docílíme zaškrabáváním vodících ploch. Čím je vyšší drsnost vodících ploch, tím větší je opotřebení. V praxi se často vodící plochy brousí a zaškrabávají.

Dále velikost opotřebení stoupá s růstem měrného tlaku ve styčných plochách. Aby byly vodící plochy dostatečně odolné proti opotřebení, musí se tlak na nich rovnoměrně rozložit. Rozměry vodících ploch je proto nutné dimenzovat v závislosti na velikosti a směru zatížení, z čehož plyne, že vodící plochy mají být orientovány kolmo k výsledné zatěžovací síle a profil vedení má mít vhodný tvar a rozměry, aby provozní opotřebení vodících ploch co nejméně ovlivňovalo změnu polohy vedeného pracovního stolu.

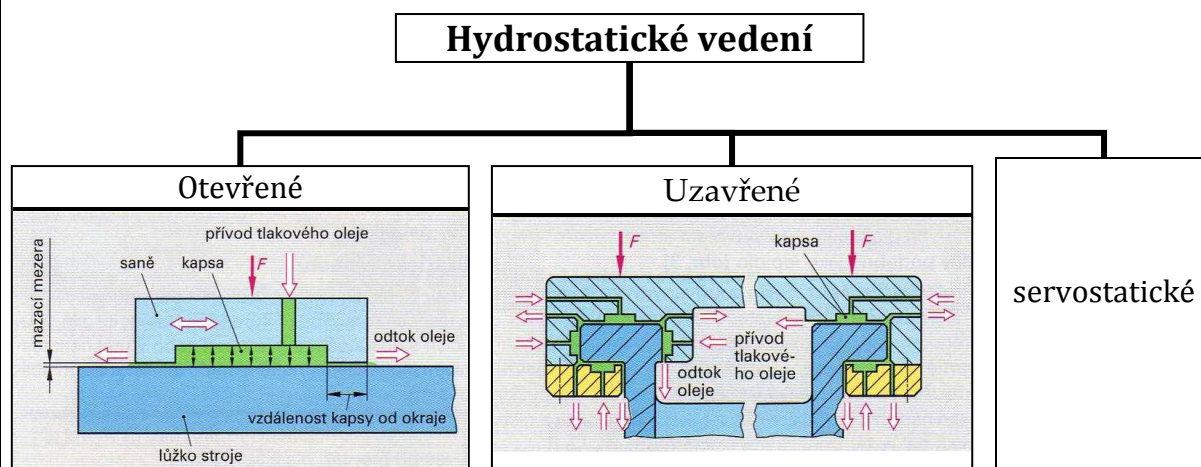
Pro správnou funkci hydrodynamického vedení je velmi důležité správné mazání, proto se do vodících ploch zhotovují různé mazací drážky a přívodní otvory. U tohoto typu vedení bývá většinou mazání ztrátové. [1,7,8]



3.4.2. Kluzná hydrostatická vedení

Podstatou hydrostatického vedení je vytvoření nosného filmu mezi dvěma kluznými plochami. U hydrodynamického vedení vzniká nosný mazací film za pohybu, kdežto u hydrostatických vedení je tlakový olej mezi vodící plochy dodáván hydraulickým agregátem => nosný olejový film je vytvořen i za klidu.

Na obrázku 3.31 je uvedeno rozdělení hydrostatických vedení



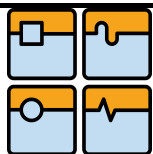
Obr. 3.31: Rozdělení hydrostatických vedení [1],[4],[8]

Vlastnosti hydrostatického vedení:

- Velmi malý součinitel tření – při pohybu se vyskytuje pouze kapalinné tření, které je 10 – 100x menší než u valivých vedení a 1000 - 10000x než u kluzných hydrodynamických vedení
- Se vzrůstající rychlostí stoupá třecí síla, což příznivě ovlivňuje stabilitu při malých rychlostech
- Žádné opotřebení, protože se pracovní plochy nedotýkají ani za klidu => vysoká životnost
- Vysoká tlumící schopnost v kolmém směru na vodící plochy
- Bezvůlové vedení – mezery mezi vodícími plochami jsou zcela vyplněny tlakovým olejem
- Vysoká tuhost vedení

Nepříznivé vlastnosti hydrostatických vedení:

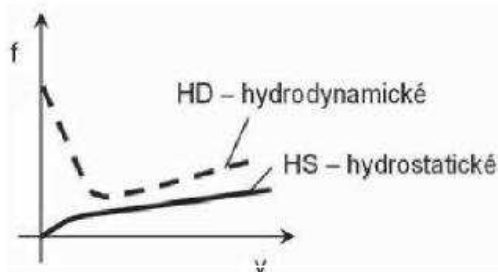
- Vedení musí být velmi tuhé, aby tloušťka mazacího filmu byla po celé délce vedení stejná



- Speciální čerpadla pro dodávku tlakového oleje
- Složitější konstrukce, výroba a údržba např. oproti hydrodynamickému vedení (prvky hydraulického agregátu)

Na obr. 3.32 je uvedeno porovnání kluzných vlastností hydrostatického a hydrodynamického vedení.

Hydrostatické vedení se skládá z několika, nejméně tří ložiskových kapes, které jsou upevněny na jedné z vodících ploch a druhá plocha je zcela hladká, tak jako u normálního kluzného vedení. [1,7,8]



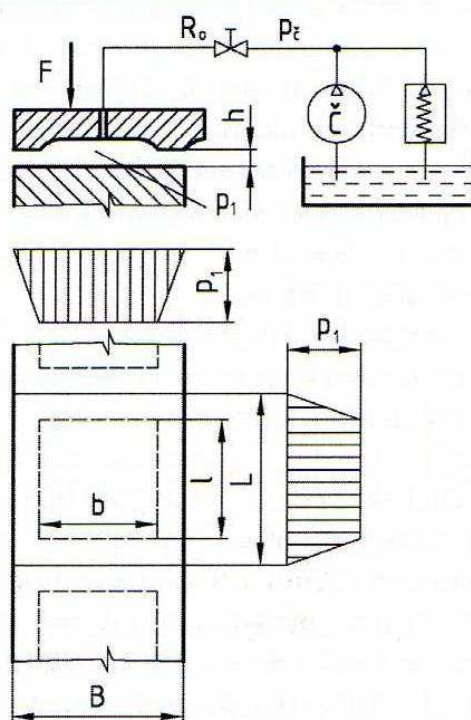
Obr. 3.32: Závislost součinitele tření na rychlosti [7]

Hydrostatické otevřené vedení

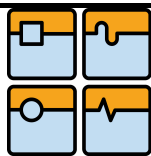
Otevřená hydrostatická vedení jsou vhodná, když je pohyblivá část vedení zatížena relativně rovnoměrně. Nehodí se pro přenášení velkých klopných momentů. Je také důležité, aby menší velikost zatížení zabezpečovala dostatečnou počáteční olejovou vrstvu. Proto je vhodné toto vedení používat v takových případech, kde je zabezpečeno vysoké počáteční zatížení při malé změně vnějšího zatížení.

Olej je čerpán čerpadlem o konstantním tlaku p_ε a je veden přes škrticí ventil s konstantním odporem R_o do tlakové jednotky (kapsy). Ve škrticím ventilu se sníží tlak p_ε dodávaný čerpadlem na pracovní tlak p_1 , který je závislý na zatížení. Olej je tedy vytlačován z ložiskové jednotky mezerou h tlakem p_1 .

V klidu je rovnováha mezi zatížením vedení a tlakem oleje v kapse. Při zvětšení zatížení se mezera h zmenší, čímž se zmenší i průtok oleje kapsou a tlak stoupne. Tento proces pokračuje až do vyrovnání tlakové síly v kapse se zatížením. Při odlehčení děj probíhá obráceně. Při optimálních poměrech se dosahuje jen velmi malých změn tloušťky olejového filmu v závislosti na změně zatížení, proto se toto vedení dá použít pro přesné stroje.



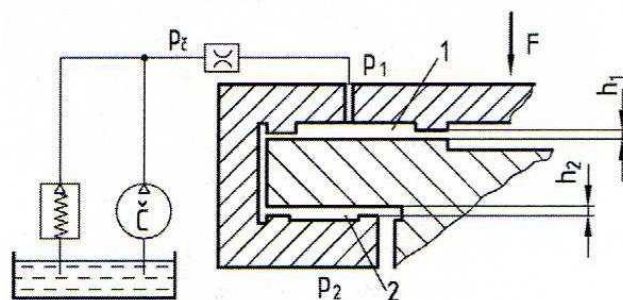
Obr. 3.33: Otevřené hydrostatické vedení [8]



V rovině vedení musí být minimálně tři kapsy se samostatnými škrtícími ventily. Jinak by pokles zatížení jedné jednotky měl za následek pokles pracovního tlaku ve všech jednotkách. Tím by se porušila rovnováha mezi zatížením a tlakem v ložiskových jednotkách a u více zatížených jednotek by došlo ke snížení mezery na nulu. [1,8]

Hydrostatické uzavřené vedení

U uzavřených hydrostatických vedení se tlak od čerpadla p_e přivádí přes škrtící ventil do tlakových kapes 1 na hlavních vodících plochách a do tlakových kapes 2 na doplňujících vodících plochách. Každý úsek hlavní vodící plochy je možné uvažovat s odpovídající částí doplňující vodící plochy jako samostatnou jednotku.



Obr. 3.34: Uzavřené hydrostatické vedení [8]

Z kapes je olej vytlačován mezerami h_1 a h_2 do odpadu. Každá kapsa působí na odpovídající vodící plochu určitou silou. Výslednice těchto sil v kapsách je v rovnováze s vnějším zatížením F . Při zvýšení zatížení F se vůle h_1 zmenší a vůle h_2 zvětší do té míry, dokud výslednice sil od obou tlakových kapes nebude opět v rovnováze s novým vnějším zatížením.

Hydrostatická vedení (otevřená i uzavřená) mívají $h_{\min}$:

- 0,015mm ÷ 0,025 mm pro malé a střední stroje
- 0,04÷0,06 mm pro těžké stroje

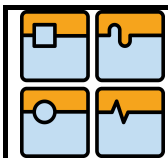
Délka tlakových kapes se volí podle velikosti vedení v rozmezí od 0,5÷1,5 m. Malý počet kapes je vhodný pro vedení s rovnoměrným zatížením s požadavkem vysoké tuhosti. Velký počet kapes je vhodný, když je vedení zatěžováno velkými klopnými momenty, které způsobují nerovnoměrné zatížení vedení. [1,8]

Servostatická vedení

Servostatická vedení patří do skupiny hydrostatických vedení. Předřazený hydraulický odpor buňky pracuje s polohovou zpětnou vazbou tak, aby byla zachována stálá poloha zpravidla pohybujícího se tělesa vůči jinému tělesu obráběcího stroje.

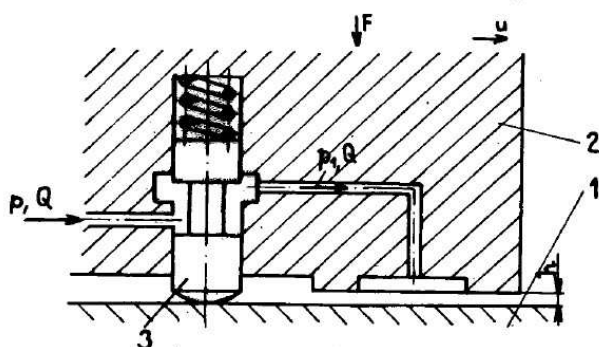
Podle vázanosti zpětné vazby je možné uvažovat:

- Stálou tloušťku vrstvy maziva ve vedení, je-li zpětná vazba mezi dvojicí těles tvořících vedení

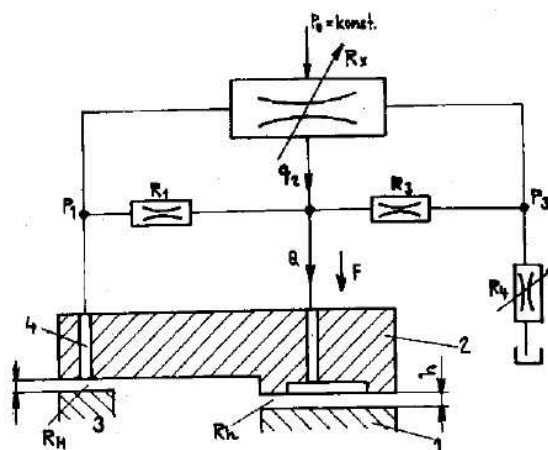


- Stálou polohou pohybující se části vedení - mění se podle potřeby tloušťka vrstvy maziva ve vedení, je-li zpětná vazba vztažena mimo dvojici těles vedení.

Zpětná vazba může být mechanická, hydraulická, elektrická, popř. jejich kombinace. Zpětná vazba mezi dvojicí ploch hydrostatického vedení zabezpečuje stálou tloušťku vrstvy maziva. [1,8]



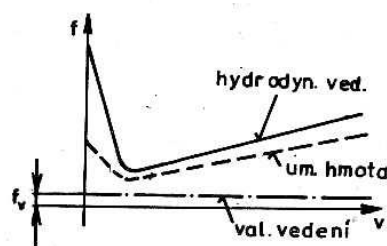
Obr. 3.35: Servostatické vedení s mechanickou zpětnou vazbou [8]
1-nepohyblivé těleso
2-pohyblivé těleso
3-mechanický sledovací dotyk



Obr. 3.36: Servostatické vedení s hydraulickou zpětnou vazbou [8]
1-nepohyblivé těleso
2-pohyblivé těleso
3-vztažné řídicí těleso
4-sledovací tryska

3.4.3. Valivá přímočará vedení

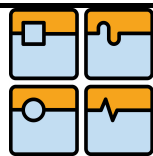
S rozvojem automatizace obráběcích strojů vynikají náročnější požadavky na posuvové soustavy, zejména na jejich plynulý pohyb a co nejmenší velikost dráhy při najíždění na požadovaný rozměr. Tyto požadavky nesplňuje hydrodynamické kluzné vedení (vzniká u něj při malých posuvových rychlostech trhavý pohyb a je necitlivé na malé změny posuvu). Naopak tyto požadavky splňuje hydrostatické a **valivé vedení**. Valivé vedení se začalo používat u nepřesnějších obráběcích strojů a jeho použití se stále více rozšiřuje.



Obr. 3.37: Závislost součinitele tření na rychlosti [7]

Výhody valivých vedení:

- Malý součinitel tření a nepatrný rozdíl mezi součinitelem tření za klidu a za pohybu => odstranění trhavých pohybů při malých posuvových rychlostech – obr. 3.37

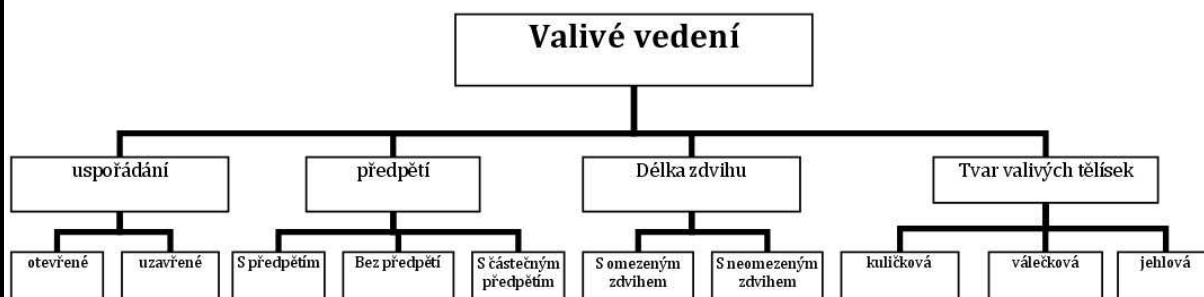


- Minimální opotřebení a dlouhá životnost
- Možnost vymezení vůle a předeptnutí
- Vysoká přesnost pohybu při malých posuvových rychlostech

Nevýhody valivých vedení:

- Vysoké nároky na přesnost výroby a s tím související vysoká cena
- Větší rozměry oproti klzným vedením
- Menší schopnost tlumit chvění

Na obr. 3.38 je uvedeno rozdělení valivých vedení.[1,7,8]



Obr. 3.38: Typy valivých vedení [1],[8]

Vedení s omezenou délkou zdvihu

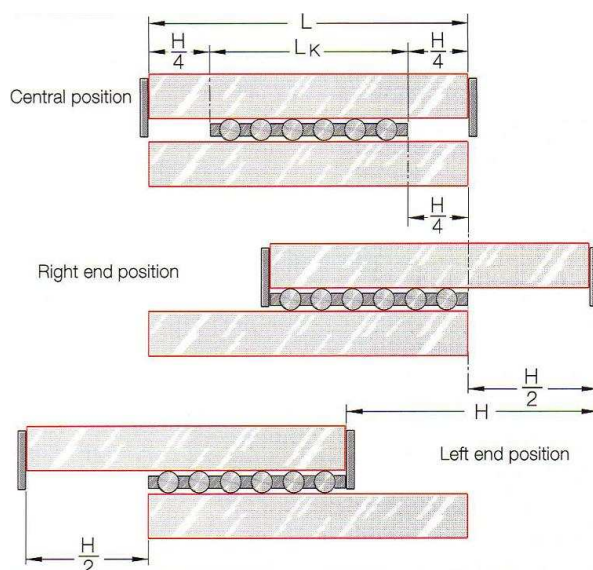
Toto vedení se dále dělí na:

- Vedení pro malé zdvihy
- Vedení pro velké zdvihy

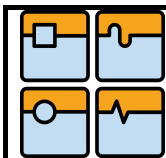
Zdvih stolu je omezen, protože klec s valivými prvky vykonává pohyb rovnající se polovině pracovního zdvihu (obr. 3.39). Délka klece s valivými tělisky pro požadovaný zdvih H a délku valivé dráhy L bude:

$$L_K = L - \frac{H}{2} \quad (2.8)$$

Vlastnosti vedení s omezenou délkou zdvihu je klidný chod, vedení není schopno přenášet velké klopné momenty v rovině XY, zvláště pak při krátkých hlavních částech vedení a velkých

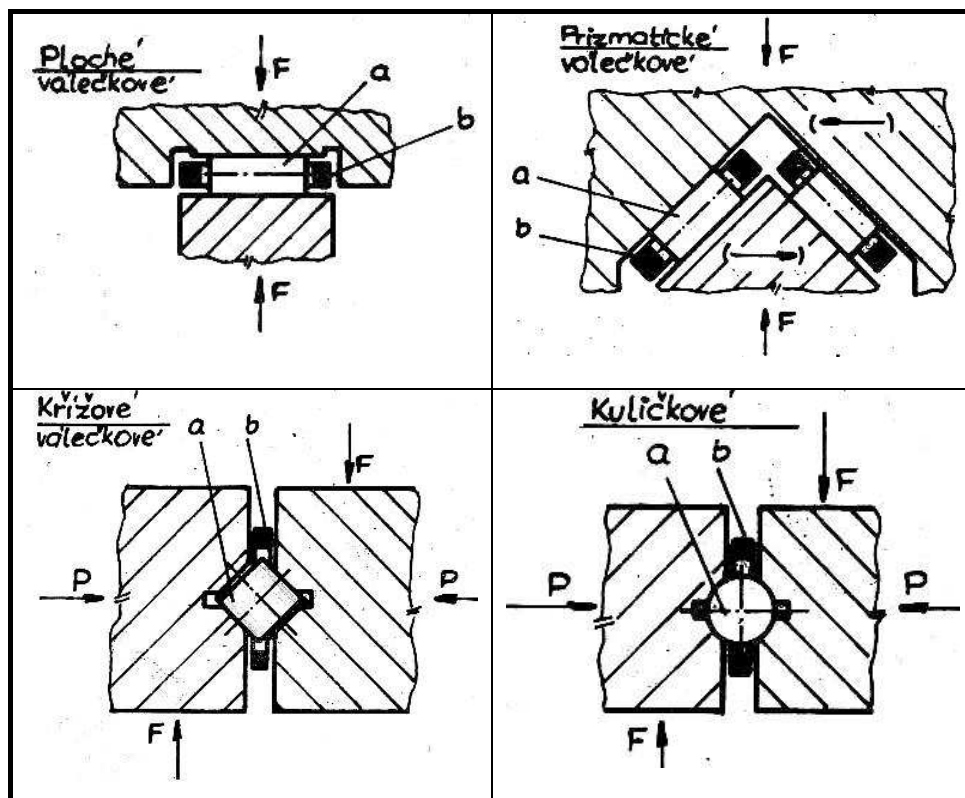


Obr. 3.39: Vedení s omezenou délkou zdvihu [26]



zdvizích.

Některé typy často používaných valivých vedení jsou uvedeny na obr. 3.40.



Obr. 3.40: Typy valivých vedení [7]

legenda: a... valivé tělísko

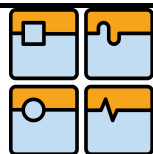
b...klec

c...vnější síly

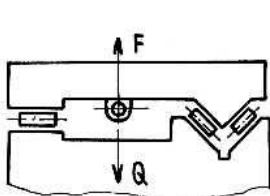
p...předepínací síly

Válečková vedení mají nejčastější použití pro dobrou přesnost a tuhost. Používají se zpravidla s jednostranným prismatickým vedením. Dosedací plochy se zaškrabávají jako pro kluzné uložení. Vedení se zkříženými válečky má výhodu v tom, že zachycuje i momentová zatížení. Válečky mají větší průměr než šířku. Jehlová vedení se používají nejčastěji v provedení rybinovitého vedení. Kuličková vedení má menší účinnost a konstrukční provedení vyžaduje zpravidla obložení vodící plochy kalenými ocelovými lištami s ohledem na bodový styk.

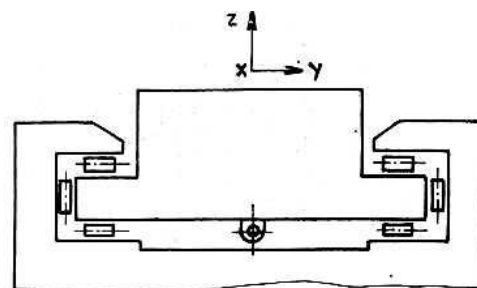
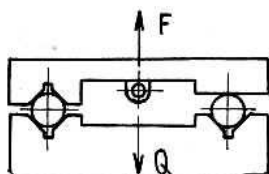
Otevřená vedení (obr. 3.41) mohou zachytávat pouze ta zatížení, která ve valivých drahách stlačují všechna nebo alespoň nějaká tělíska => zachycují většinou jen axiální sílu.



Uzavřená vedení (obr. 3.42) jsou předepnutá a mají omezenou schopnost přenášet libovolné zatížení. [1,7,8]



Obr. 3.41: Valivé vedení uzavřené [8]



Obr. 3.42: Valivé vedení otevřené [8]

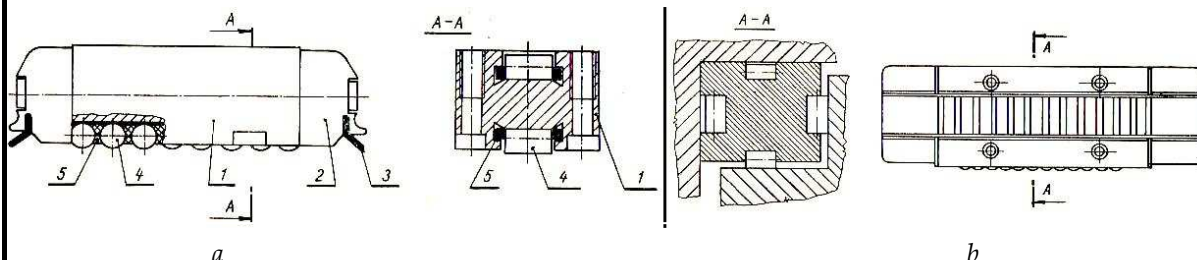


Obr. 3.43: Příklad valivých vedení s omezenou délkou zdvihu SCHNEEBERGER a INA [25],[26].

Vedení s neomezenou délkou zdvihu

U tohoto principu vedení se posuvový stůl může pohybovat po celé délce lože a přenášet jmenovité zatížení.

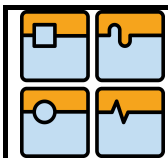
Základním prvkem jsou tzv. valivá hnízda – obr. 3.44, která se připevňují šrouby na pohyblivou část vedení (stůl). Valivá hnízda s válečky mají velmi vysokou tuhost a nízké pasivní odpory.



Obr. 3.44: a) jednostranné valivé hnízdo

b) oboustranné valivé hnízdo [21]

Na obrázku 3.44 a) je uvedeno **jednostranné valivé hnízdo** INA, které se skládá z:
1 - hlavní část



- 2 – čelo
- 3 – stěrač nečistot
- 4 – válečky
- 5 – klec

V tělese 1 jsou vytvořeny dvě dráhy po oběh válečku – spodní (hlavní) nosná a horní recirkulační. Klec 5 odděluje jednotlivé válečky od sebe podobně jako klec u valivých ložisek. **Valivé oboustranné hnízdo** (obr. 3.44 b) má dva řetězce valivých elementů (válečku) vzájemně pootočených o 90°. Únosnější část má válečky širší, druhý užší. [1,7,8,21]

Na obrázku 3.45 jsou příklady valivých hnízd různých výrobců.



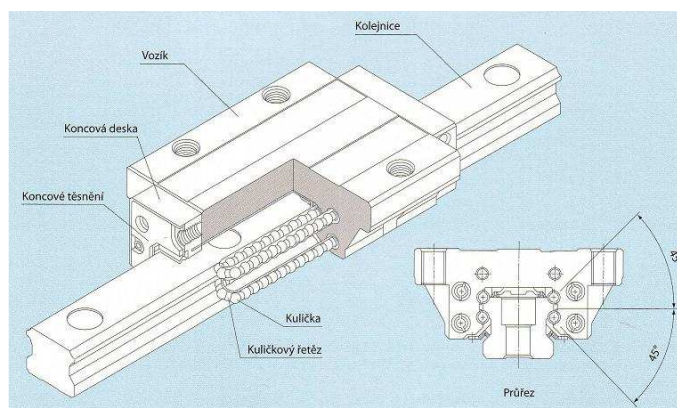
Obr. 3.45: Valivá hnízda INA, SCHAEFFLER a THK [25],[26],[28]

Profilové valivé vedení (obr. 3.46) je velmi progresivní způsob vedení přímočarých os obráběcích strojů. Jejich používání nastalo s rozvojem přesných sériových obráběcích strojů.

Princip je založen na obíhání valivých elementů po profilu kolejničky, která plní funkci lišt přišroubovaných k loži. Valivé elementy obíhají uvnitř vozíku podobně jako u valivých hnízd.

Výhodné vlastnosti jsou:

- Bezvůlový chod
- Vysoká přesnost polohování
- Snadná instalace a údržba
- Snadnější kompenzace nepřesností ustavení a nepřesnosti obrobení dosedacích ploch
- Pro správně dimenzovaném vedení minimální pružné deformace a možnost vysokého zatížení
- Při návrhu dodavatelskou firmou poměrně přesný výpočet životnosti



Obr. 3.46: Profilové valivé vedení [29]

Používané valivé elementy jsou v kanálech vozíku převáděny buď řízeně (valivé elementy jsou odděleny klecí podobě jak u valivých ložisek nebo valivých hnízd) nebo volně. Válečkové vedení má vyšší únosnost a tudíž se používá pro větší zatížení. Kuličky jsou vhodné pro rychloběžné aplikace. Kuličky mají podobně jako kuličkové šrouby gotický nebo kruhový profil. Valivé elementy mohou po kolejnici obíhat v uspořádání **O** nebo **X**, které také ovlivňuje výslednou tuhost.

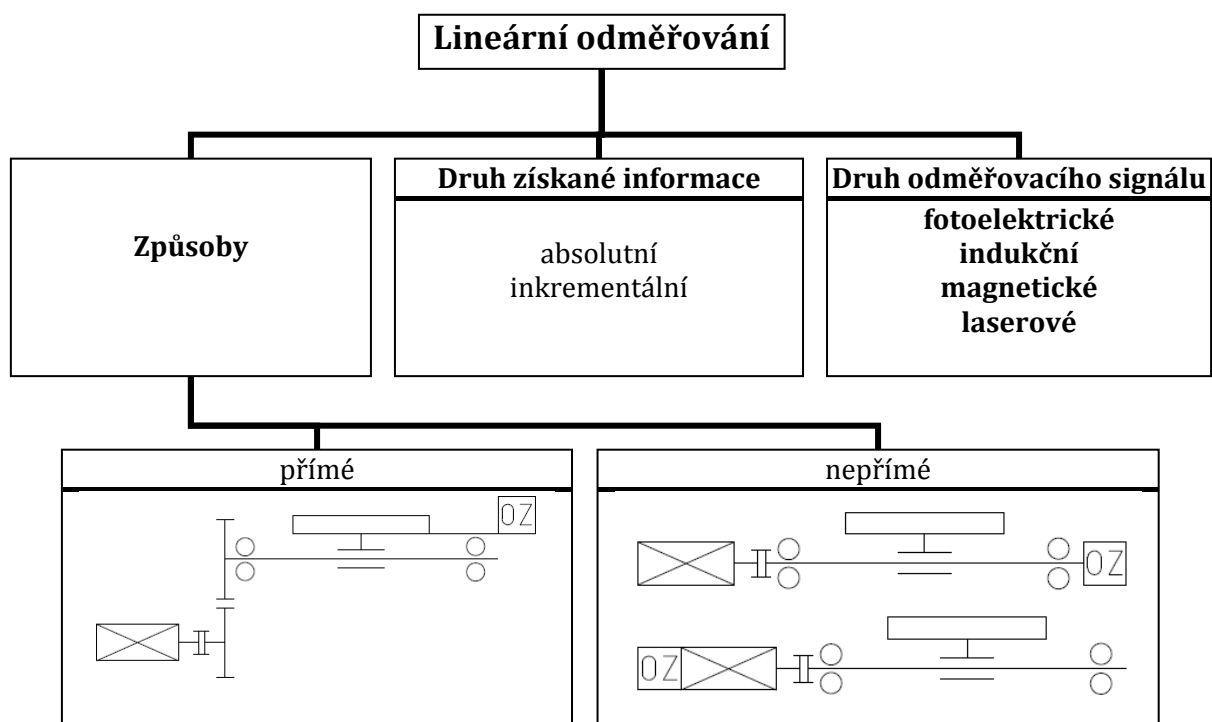
Na kolejnici se podle potřeb umisťují brzdné vozíky, sloužící ke zpevnění stolu nebo saní.

Podle nároků na provozní podmínky mají výrobci ve svém sortimentu rozdílné volitelné doplňky, jakými jsou například různé stírače nečistot, mazací adaptéry, těsnění, kryty, apod. [1,21,27]

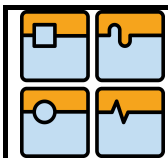
Výrobci a distributoři profilových valivých vedení: HIWIN, Hennlich, T.E.A. Technik, Schneeberger, Boschrexroth, HepcoMotion.

3.5. Odměřování

Odměřování nám poskytuje informaci o poloze, popř. rychlosti pohybující se části stroje (např. stolu). Na obrázku 3.47 je uvedeno rozdělení.



Obr. 3.47: Rozdělení lineárního odměřování polohy [1]

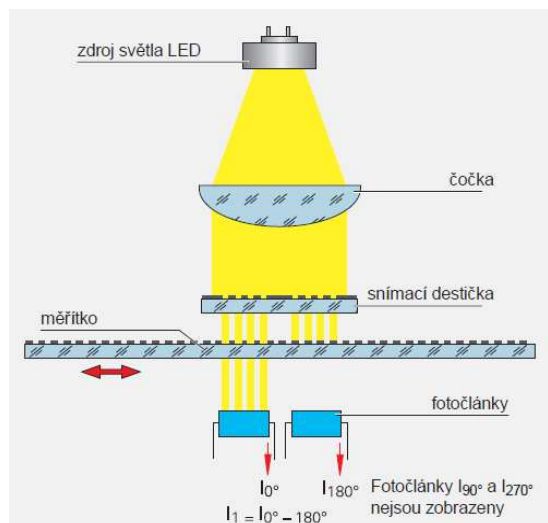


U **přímého odměřování** je použit lineární snímač, který je přímo spojen se stolem a snímá jeho skutečnou polohu. Odměřovací signál pak tvoří přímou polohovou zpětnou vazbu. U **nepřímého odměřování** se používají rotační snímače spojené s prvky převádějící rotační pohyb servomotoru na přímočarý pohyb stolu (kuličkový šroub) nebo bývají součástí servomotoru. Odměřovací signál tvoří buď nepřímou polohovou nebo rychlostní vazbu.

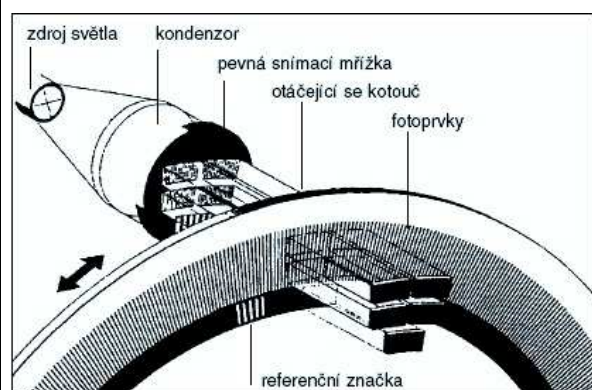
Absolutní odměřování dává vždy přímou informaci o tom, ve kterém místě se stůl nachází. Tato informace je zachována i po vypnutí stroje. Naproti tomu **inkrementální odměřování** odměřuje přírůstek dráhy vůči předchozímu bodu. Po vypnutí stroje a zapnutí stroje je nutné najet do referenčního bodu (pevně stanovený bod, ve kterém dochází ke sladění odměřovacího zařízení s řídicím systémem).

Na obrázku 3.48 je znázorněn princip fotoelektrického snímání firmy Heidenhain. Strukturované měřítko se relativně pohybuje proti snímací mřížce. Procházející světlo je modulováno tak, že když jsou štěrby na sobě, světlo projde, a když jsou přes štěrby rysy, světlo neprochází. Fotočlánky mění procházející světlo na elektrický signál. Tento princip se používá u lineárních snímačů.

Na obrázku 3.49 je znázorněn princip rotačních snímačů a příklady od firmy Siemens. [1,33,34]



Obr. 3.48: Princip fotoelektrického snímání [32]



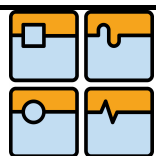
a



b

Obr. 3.49: a) princip rotačního snímače [32]

b) rotační snímače Siemens [34]



3.6. Ochranné kryty

Pro správnou funkci vedení je důležité zabránit vnikání nečistot (třísky, prach), chladicí kapaliny, atd. mezi vodící plochy. Nečistoty v podobě pevných částic (zejména třísky) způsobují abrazivní opotřebení, které může v krajích případech vést až k zadírání. Z tohoto důvodu je nutné vodící plochy, ale také posuvové mechanismy chránit. K tomu slouží různé druhy ochranných krytů.

Nejběžnější a nejčastěji používané jsou **teleskopické kryty** (obr. 3.50), skládající se z profilových plechů, zpravidla kopírující chráněný prostor. Spáry mezi jednotlivými pohyblivými se dílci krytu jsou opatřeny stírači nečistot, aby nedocházelo k vnikání nečistot mezi jednotlivé dílce.



Obr. 3.50: Teleskopické kryty HESTEGO [35]

Dalšími představiteli ochranných krytů jsou **harmonikové kryty** (krycí měchy)- obr.3.51. Pro ochranu vodících šroubů a hřídelí se používají **spirálové kryty** - obr. 3.52.

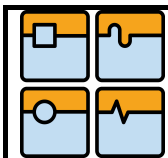
[1,7,8,35,36]



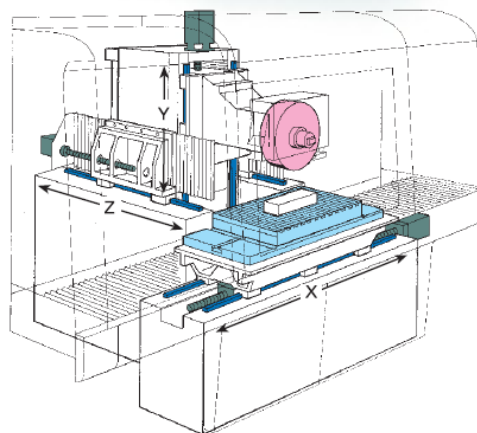
Obr. 3.51: Krycí měchy [35]



Obr. 3.52: Spirálové kryty [36]



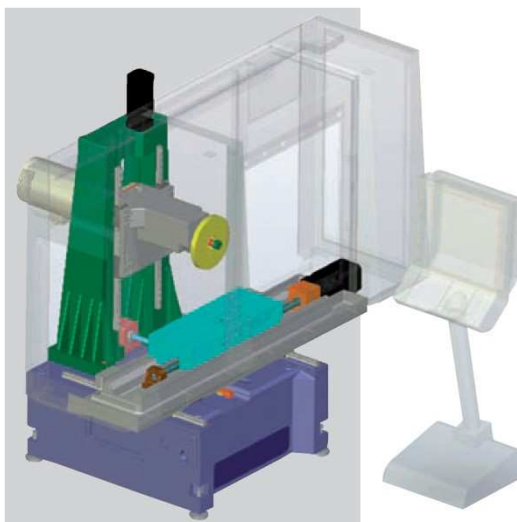
4. PRŮZKUM TRHU



Obr. 4.1: Rovinná bruska BLOHM PLATOMAT HP CNC [37]

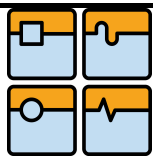
Rovinná bruska BLOHM PLATOMAT HP CNC (Obr. 4.1) má typický rám tvaru C a lože z mikrogranitu. Stůl koná hlavní přímočarý vratný pohyb v ose x a brousící vřeteník zbylé dva pohyby v osách y a z . Osy poháněné digitálními AC servomotory přes kuličkové šrouby mají lineární vedení a dosahují posuvových rychlostí až 40 m/min^{-1} .

Jako opce může být použito hydrostatickým vedením. Stroj je vybaven profesionálním CNC řídicím systémem SIEMENS SINUMERIC 840D nebo GE-FANUC.[37]



Obr. 4.2: Bruska JUNG VARIO 630 [38]

Horizontální rovinná bruska JUNG VARIO 630 (obr. 4.2) modulární koncepce. Rám je vyroben z litiny. Pohyb suportu zajišťují dvojité hydrodynamické V vedení a kuličkové šrouby společně s digitálními servopohony.[38]



Obr. 4.3: Rovinná bruska V-TRADE ECONOMY [39]

Společnost VOLZ Werkzeugmaschinenhandel nabízí ve svém výrobním programu širokou škálu brusek. Například bruska V-TRADE ECONOMY (obr. 4.3) má rám tvaru C. Základ je vyrobeno z 2krát žíhané litiny. Vřeteno je uloženo v přesných předepnutých bezúdržbových kuželíkových ložiscích. Podélné vedení stolu zajišťuje ploché vedení s hydraulickým pohonem nebo pohon pomocí pastorku a ozubeného hřebene. Podélné i příčné vedení je opatřeno kalenými

vodíci lištami, které jsou broušené a ručně zaškrabávané. Protiplochy jsou opatřeny Turcitem. Uplatňuje se zde centrální mazací systém pro vodící plochy a kuličkové šrouby a také pro chlazení. Pro podélný pohyb stolu, který je hydraulický, je na stroji samostatná hydraulická jednotka. [39]



Obr. 4.4: Rovinná a portálová bruska PROTH [39],[40]

z litiny dvakrát žíhaný. Vodící plochy se skládají z ručně zaškrabávané litiny a protiplochu opatřenou Turcitem-B. Hydraulická produkční portálová bruska je určena pro broušení velkých rovinných ploch, profilové broušení, broušení nožů, sférické broušení, atd. Lože je odlitek z jednoho kusu, po kterém se pohybuje stůl (délky až 2200 mm) po kombinovaném plocho - prizmatickém vedení s hydraulickým pohonem. Přísuv zajišťuje kuličkový šroub s AC servomotorem. Lišty vedení jsou ručně zaškrabávané a jako protiplocha je opět použit Turcit-B, což má za následek snížení

koeficientu tření a tím odstranění nežádoucího trhavého pohybu (tzv.slipstick).[39],[40]



Obr. 4.5: Horizontální rovinné brusky Stöckel FSG a FLS [41]

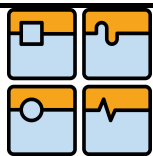
Firma Stöckel má ve svém výrobním programu vysoce přesné rovinné a portálové brousící stroje. Rovinné brusky (obr. 4.5) mají lože vyrobené z přírodní žuly (granitu), která zajišťuje dokonalou rozměrovou stálost, dobré materiálové tlumení a vysokou teplotní stálost. Pohyb os je realizovaný přes hydrostatické nebo valivé vedení pomocí kuličkového šroubu a AC servomotoru. [41]

Přesná rovinná bruska KNUTH (obr. 4.6 a) je navržena pro nepřetržitý provoz při maximální rychlosti. Cílem je dosažení co nejplynulejšího pohybu a vysokou přesnost. Bezúdržbové vřeteno je uloženo v přesných předepjatých kuličkových ložiscích a jeho vertikální pohyb je zajištěn kuličkovým šroubem a servomotorem. Pohyb stolu v podélném zajišťuje dvojité V vedení a v příčném směru kombinace plochého a V vedení. Vodicí plochy jsou kalené, broušené a protiplochy potaženy PTFE (Poly-



Obr. 4.6: Hydraulické rovinné brusky KNUTH [42]

tetrafluorethylen), což zajišťuje vysokou odolnost proti opotřebení a trhavým pohybům. Pohon obou os řešen hydraulicky.



Bruska (obr. 4.2 b) má pro dosažení vysoké přesnosti osu Y a Z poháněnou přes kuličkové šrouby a servomotory. Osa X je poháněná hydraulicky společně kombinovaným plochým a V hydrodynamickým vedením potaženým plastem (společné i pro osu Y). Osa z uložena v pravoúhlém vedení. Samostatná hydraulická jednotka zajišťuje kvalitní mazání a chlazení pro dosažení vysoké přesnosti stroje. Bruska je vybavena řídicím systémem Siemens. [42]

Bruska BRH 20 CNC (obr. 4.7) je určena k rovinnému a tvarovému broušení obvodem, popř. čelem kotouče v ručním nebo automatickém cyklu. Je vybavena řídicím systémem MIKRONEX SN600.4. Podélný posuv stolu zajišťuje kuličkový šroub poháněný asynchronním motorem s frekvenčním měničem a s ručně přestavitelnými narážkami. Příčný i svislý posuv jsou řešeny jako plnohodnotné CNC osy (servomotory a kuličkové šrouby). Na přání je možno podélnou osu vybavit CNC řízením. [51]



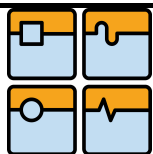
Obr. 4.7: Bruska BRH 20 CNC [51]



Obr. 4.8: Rovinná bruska ELB Smart-line BL20 STC [52]

Vysoce přesná rovinná bruska řady Smart-Line (obr.4.8) slouží k rovinnému broušení, zapichovacímu broušení a k ECO broušení jak v ručním, tak v automatickém cyklu. Lože je vyrobeno z microgranitu s plocho-prizmatickým vedením s nanesenou plastovou vrstvou. Pohon osy X je řešen hydraulickým válcem s rovnoměrným chodem. Osy Y a Z jsou poháněny servomotory a broušenými kuličkovými šrouby. [52]

Rovinná CNC bruska Smart-B818II (obr. 4.9) je vybavena CNC řízením všech os, které se pohybují pomocí servomotorů kuličkovým šroubů po jehlovém vedení. [53]



CNC rovinná bruska Chevalier (obr.4.10) je určena pro velmi přesné broušení. Vřeteno je uloženo ve 4 přesných kuličkových ložiscích. Podélný a příčný posuv zajišťují servomotory a kuličkové šrouby společně s dvojími V-vedeními s Turcitem. [54]

Obr. 4.9: Rovinná CNC bruska SMART-B818II [53]



Obr. 4.10: Rovinná CNC bruska Chevalier FSG-2A1224 [54]

V tabulce 4.1 je uvedeno porovnání technických parametrů výše popsaných brusek.

Tab. 4.1: Porovnání technických parametrů vybraných brusek

Bruska	Pohon	Vedení	Rychlost	Zdvih	Rozměr upínací plochy stolu	Max.hm otnost obrobku
Blohm Platomat HP 408 CNC	Servomotor a KŠM	Valivé	30 – 40 m/min	900 mm	400 x 800 mm	Není uvedena
			4 – 6 m/min	360 mm		
V-Trade Economy 3062 AH-D	Hydraulický	Kluzné plocho-prizmatické	7 – 25 m/min	765 mm	300 x 600 mm	270 kg
	Servo a KŠM		0,1 – 8 m/min	340 mm		
Proth PSGP 50100 ARH	Hydraulický	Kluzné plocho-prizmatické	1 – 25 m/min	1150 mm	500 x 1000 mm	900 kg
	Servo a KŠM		0,1 – 15 m/min	600 mm		
Proth PSGP 1015 ARH	Hydraulický	Kluzné plocho-prizmatické	2 – 25 m/min	1650 mm	1000 x 1500 mm	3500 kg
	Servo a KŠM		0,1 – 35 m/min	1200 mm		
Jung Vario 630	Servo a KŠM	Kluzné dvojité V vedení	0,1 – 50 m/min	750 mm	600 x 300 mm	250 kg
			5 m/min	335 mm		
Knuth HFS 3063 VC	Hydraulický	Kluzné Dvojité V	7 – 23 m/min	765 mm	630 x 300 mm	270 kg
	Servo a KŠM	Kluzné plocho-prizmatické	4,6 m /min	340 mm		
BRH 20 CNC	Servo a KŠM	Kluzné	25 m/min	600 mm	200 x 600 mm	200 kg
			Není uvedena	250 mm		
ELB Smart-Line BL20 STC	Hydraulický	Kluzné plocho-prizmatické	2 – 26 m/min	2100 mm	Není uveden	1400 kg
	Servo a KŠM		2 m/min	670 mm		
SMART-B818II	Servo a KŠM	Valivé	17 m/min	510 mm	200 x 460 mm	210 kg
			10 m/min	220 mm		
Chevalier FSG-2A1224	Servo a KŠM	Kluzné dvojité V vedení	17 m/min	610 mm	300 x 600 mm	420 kg
			3 m/min	305 mm		

B. KONSTRUKCE

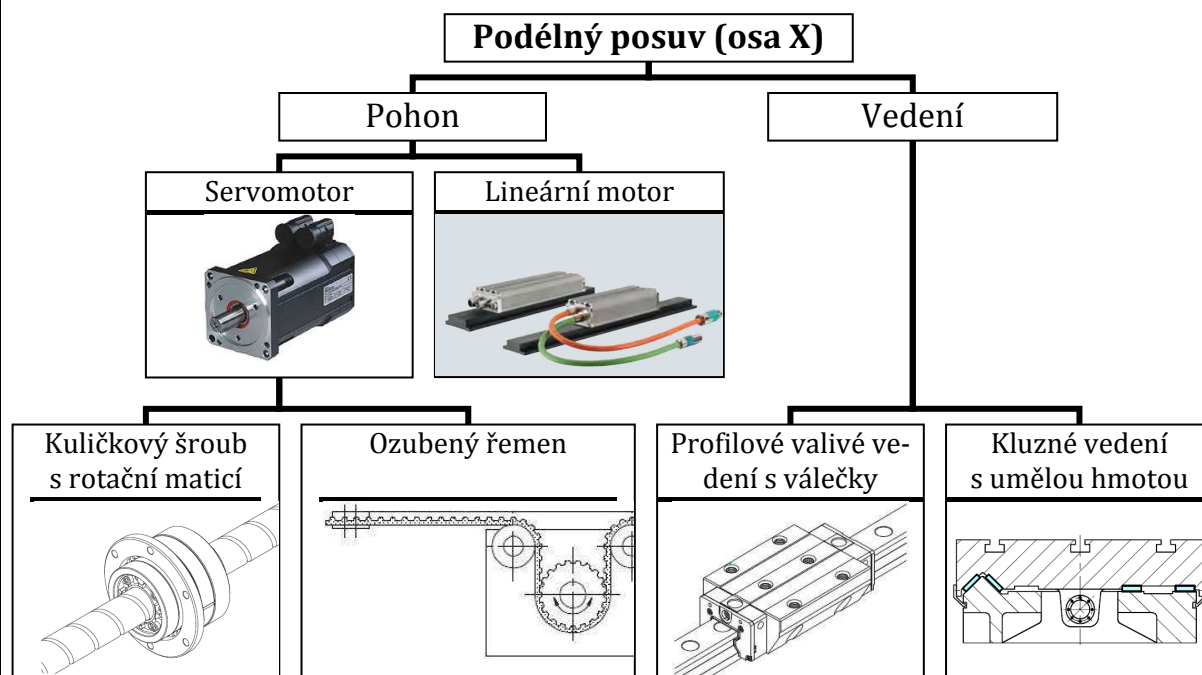
5. KONSTRUKČNÍ VARIANTY SUPORTU

Cílem této diplomové práce je navrhnout suport brusky s více variantami pohonů a vedení posuvů (kapitola 1.1).

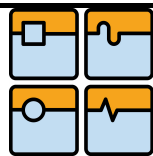
Podélný stůl koná přímočarý vratný pohyb, který se hlavní mírou podílí na výrobních časech, proto je zde požadována nejvyšší rychlost vzhledem k technologii obrábění. Není zde požadavek přesného nastavení polohy.

Pro pohon a vedení podélného stolu byly zvoleny tyto varianty – obr. 5.1.

- Kuličkový šroub s rotační maticí dosahuje vyšších posuvových rychlostí oproti nehybné matici a rotačnímu šroubu
- Ozubený řemen dosahuje velmi vysokých posuvových rychlostí vzhledem ke své jednoduché konstrukci
- Lineární motor má nejvyšší rychlost a zrychlení z výše uvedených variant pohonů
- Profilové valivé vedení s válečky je nejvhodnější varianta z valivých vedení, válečky mají menší deformace při zatížení oproti kuličkám
- Kluzné vedení s umělou hmotou se dnes používá pro svoji jednoduchost a dobré tlumení kmitů



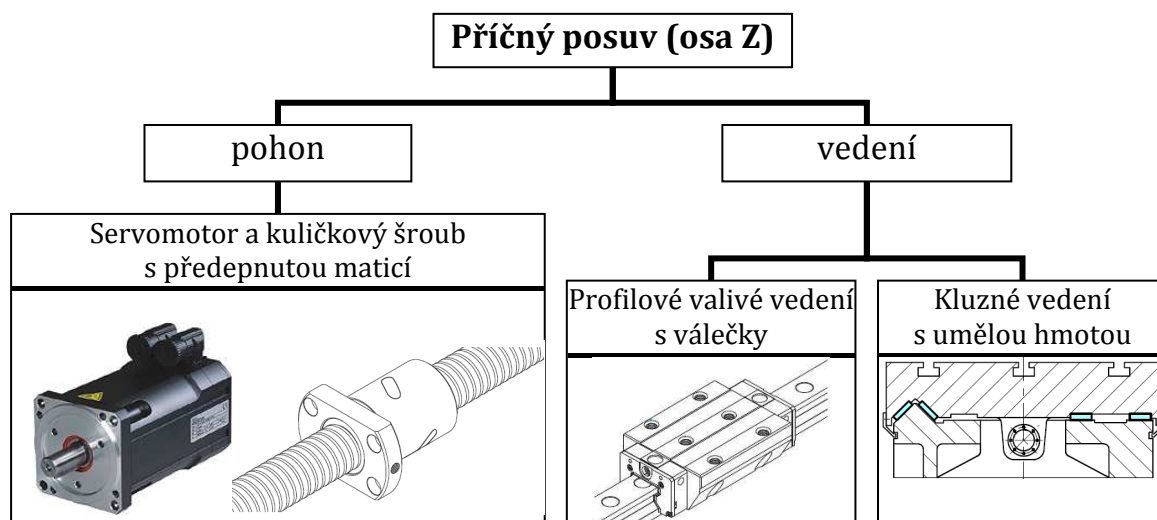
Obr. 5.1: Varianty podélného posuvu



Příčné saně konají přísuv zpravidla o šířku brousicího kotouče, v případě tvarového broušení o menší hodnoty, a to mimo hlavní čas obrábění. Vzhledem k tvarovému broušení je požadovaná přesnost nastavení polohy.

Pro pohon a vedení příčných saní byly zvoleny tyto varianty – obr. 5.2.

Z důvodu přesnosti nastavení polohy v ose Z je možný pouze pohon s kuličkovým šroubem oproti více variantám v případě posuvu v ose X.



Obr. 5.2: Varianty podélného posuvu

Jednotlivé pohony a vedení budou podrobněji probrány v dalších kapitolách, zabývajících se jejich návrhem.

6. STANOVENÍ ŘEZNÉ SÍLY

Výpočet proveden podle [3].

Z technických parametrů brusky (kap. 1.3) pro výpočet řezné síly dáno:

Maximální otáčky brusného vřetene
Průměr brusného kotouče

$n_{vret}=3000 \text{ rad.min}^{-1}$
 $d_{bk}=200 \text{ mm}$

Řezná rychlost:

$$v_c = \frac{\pi \cdot d_{bk} \cdot n_{vret}}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 200 \cdot 3000}{60 \cdot 1000} = 31,416 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.1)$$

Pro další výpočty je nutné zvolit pracovní podmínky pro rovinné obvodové tangenciální broušení s přímočarým pohybem stolu (Tab. 5.1).

Tab. 6.1: Doporučené pracovní podmínky pro rovinné broušení [3]

Druh práce			f_r [mm]	f_a [mm]	v_{ft} [m min ⁻¹]
Obvodové	přímocárý pohyb stolu	hrubování	0,01 ÷ 0,04	$(0,4 \div 0,7) \cdot b_s$	8 ÷ 30
		na čisto	0,005 ÷ 0,010	$(0,2 \div 0,3) \cdot b_s$	15 ÷ 20
	otáčivý pohyb stolu	hrubování	0,005 ÷ 0,015	$(0,3 \div 0,6) \cdot b_s$	20 ÷ 60
		na čisto	0,005 ÷ 0,010	$(0,20 \div 0,25) \cdot b_s$	40 ÷ 60
Čelní	přímocárý pohyb stolu	hrubování	0,015 ÷ 0,040	---	4 ÷ 12
		na čisto	0,005 ÷ 0,010	---	2 ÷ 3
	otáčivý pohyb stolu	hrubování	0,015 ÷ 0,030	---	10 ÷ 40
		na čisto	0,005	---	

f_r - radiální posuv, f_a - axiální posuv, v_{ft} - tangenciální rychlost posuvu, b_s - šířka broušícího kotouče

Zvoleno:

Šířka broušícího kotouče [43]

$b_s = 20$ mm

Tangenciální rychlost posuvu

$v_{ft} = 30$ m.min⁻¹

Radiální posuv

$f_r = 0,04$ mm

Axiální posuv

$f_a = 0,7 \cdot b_s = 0,7 \cdot 20 = 14$ mm

Ekvivalentní tloušťka broušení

$$h_{eq} = \frac{v_{ft} \cdot f_r}{60 \cdot v_c} = \frac{30 \cdot 0,04}{60 \cdot 31,416} = 6,366 \cdot 10^{-4} \text{ mm} \quad (6.2)$$

Průřez třísky

$$A_D = b_s \cdot h_{eq} = 20 \cdot 6,366 \cdot 10^{-4} = 0,0127 \text{ mm}^2 \quad (6.3)$$

Řezná síla

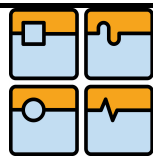
Měrná řezná síla (pro ocel)

$k_c = 35000$ MPa

$$F_c = k_c \cdot A_D = 35000 \cdot 0,0127 = 444,5 \text{ N} \approx 445 \text{ N} \quad (6.4)$$

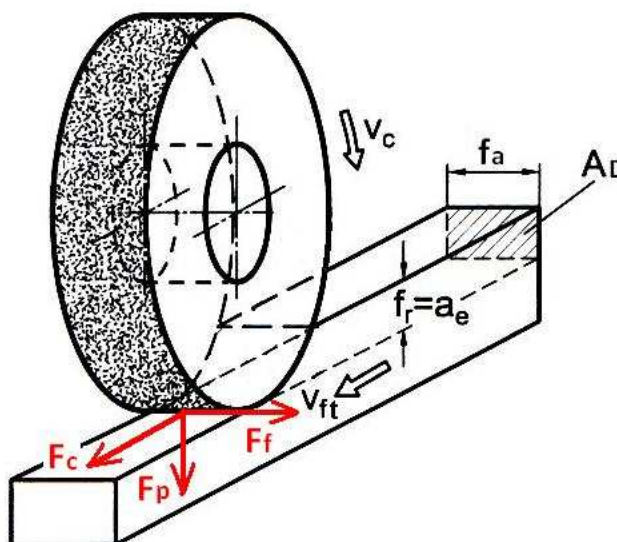
V kolmém směru na broušenou plochu leží **pasivní síla** F_p . Poměr síly F_p/F_c je v intervalu 1,2 až 3,0.

$$F_p = 3 \cdot F_c = 3 \cdot 445 = 1335 \text{ N} \quad (6.5)$$



Kolmo na rovinu otáčení kotouče, tzn. ve směru podélného posuvu působí **posuvová síla** F_f . Poměr sil $F_f/F_c \approx 1/2$.

$$F_f = \frac{F_c}{2} = \frac{445}{2} = 222,5N \approx 223N \quad (6.6)$$



Obr. 6.1: Rozložení řezných sil [3]

7. PODÉLNÝ POSUV

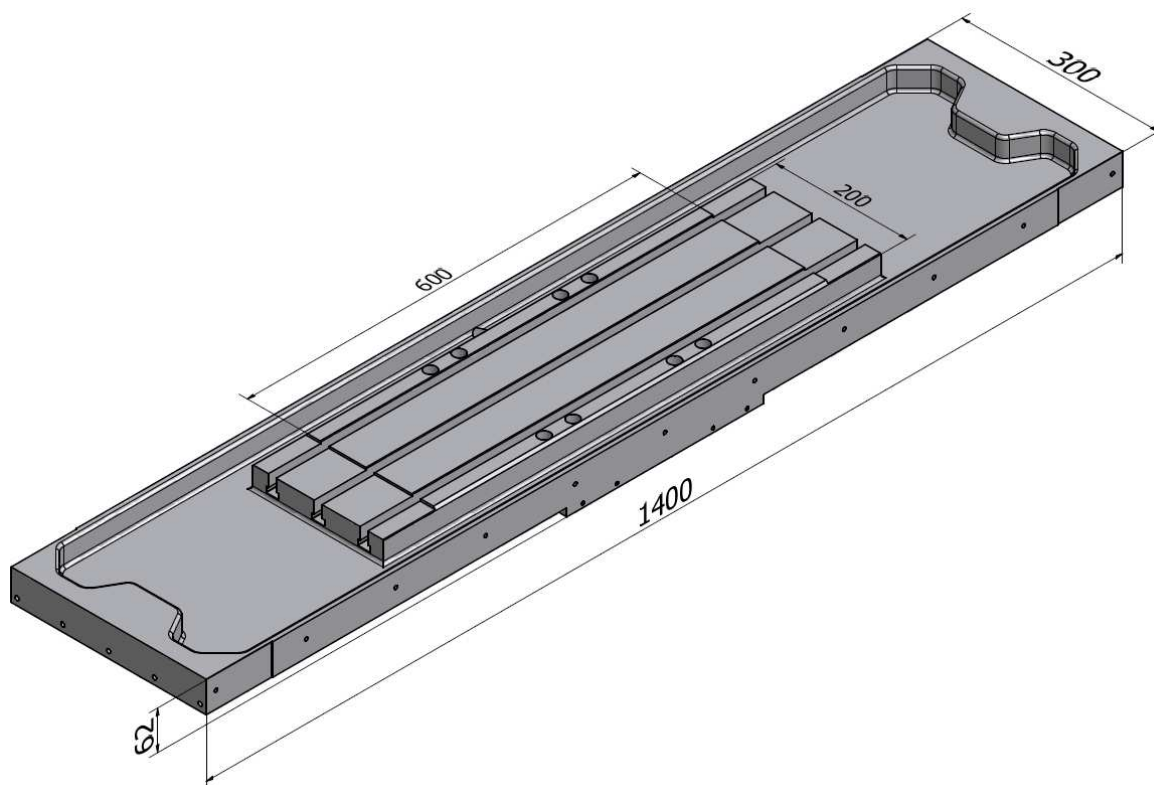
Podélný stůl je dle požadavku vyroben z oceli 12 050 technologií obrábění. Proti původní koncepci odlévaného stolu došlo k tvarovému zjednodušení a celkovému zmenšení vnějších rozměrů (především délky), přičemž upínací plocha stolu zůstala zachována. Pro technologii mokrého broušení je stůl vybaven odtokovým otvorem pro odvod řezné kapaliny z pracovního prostoru. Pro různé varianty pohonů a vedení jsou zhotoveny příslušné připojovací plochy.

Na obr. 7.1 je uveden příklad podélného stolu pro technologii mokrého broušení s pohonem kuličkovým šroubem a rotační maticí a profilovým lineárním valivým vedením. V zadní střední části je otvor pro odvod řezné kapaliny. Po obvodu stolu jsou zhotoveny připojovací plochy pro kryty.

Základní technické údaje podélného posuvu:

- | | |
|---------------------------------|-----------------|
| • Rozměry stolu (délka x šířka) | 1400mm x 300 mm |
| • Hmotnost stolu | $m_{sl}=130$ kg |

- Maximální hmotnost obrobku včetně elektromagnetické upínací desky $m_o = 250 \text{ kg}$
- Velikost podélného posuvu (zdvih) $s_x = 700 \text{ mm}$
- Rychlost podélného posuvu $v_x = 30 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$
- Doba rozběhu $t_r = 0,3 \text{ s}$



Obr. 7.1: Podélný stůl

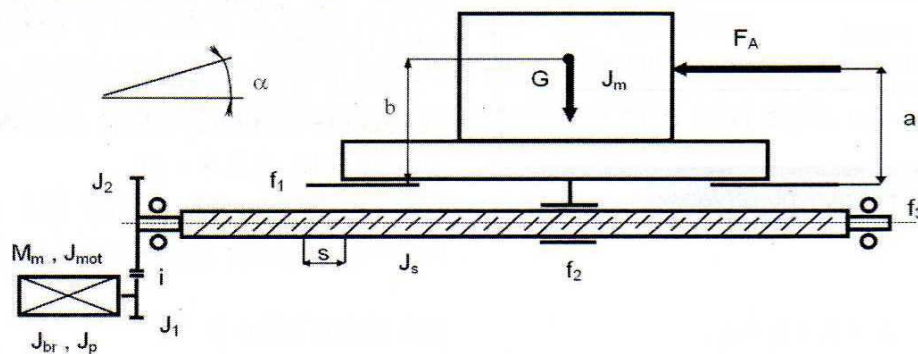
7.1. Návrh pohonu s kuličkovým šroubem a rotační maticí

Kuličkový šroub v provedení s rotační maticí dosahuje vyšších posuvových rychlostí oproti rotačnímu kuličkovému šroubu a nehybné matici stejných parametrů. Zvolil jsem válcovaný kuličkový šroub s rotační maticí **BLR 2020-3.6** od firmy THK – příloha 1. Jde o tzv. čtvercové pohybové šrouby, jelikož jmenovitý průměr hřídele šroubu je shodný se stoupáním.

Pohon rotační matice kuličkového šroubu zajišťuje synchronní servomotor Siemens 1FK7042-5AF21-1FA0 (příloha 2). Přenos krouticího momentu mezi servomotorem a rotační maticí zprostředkovává převod ozubeným (synchronním) řemenem profilu

HTD s hnací řemenicí HTD 24-05M-25 a hnanou řemenicí HTD 48-05M-25 (příloha 3).

Výpočet proveden podle [1] a obr. 7.2.



Obr. 7.2: Posuvový mechanismus [1]

Vstupní hodnoty výpočtu:

Hmotnost stolu	$m_{s1}=150\text{kg}$
Hmotnost obrobku	$m_o=250\text{kg}$
Celková posouvaná hmotnost	$m_x=400\text{kg}$
Velikost podélného posuvu	$s_x=700\text{mm}$
Rychlost podélného posuvu	$v_x=30\text{ m}\cdot\text{min}^{-1}$
Doba rozběhu	$t_r=0,3\text{s}$
Jmenovitý moment servomotoru	$M_m=2,6\text{Nm}$
Jmenovité otáčky servomotoru	$n_m=3000\text{ rad}\cdot\text{min}^{-1}$
Moment setrvačnosti rotoru servomotoru	$J_{mot}=3,01\cdot 10^{-4}\text{ kg}\cdot\text{m}^2$
Počet zubů hnací řemenice	$z_k=24$
Moment setrvačnosti hnací řemenice	$J_1=34\cdot 10^{-5}\text{ kg}\cdot\text{m}^2$
Počet zubů hnané řemenice	$z_g=48$
Moment setrvačnosti hnané řemenice	$J_2=6,25\cdot 10^{-4}\text{ kg}\cdot\text{m}^2$
Jmenovitý průměr kuličkového šroubu	$d=20\text{mm}$
Stoupání kuličkového šroubu	$s=20\text{mm}$
Střední průměr závitu kuličkového šroubu	$d_s=17,5\text{mm}$
Moment setrvačnosti rotační matice	$J_s=6,8\cdot 10^{-5}\text{ kg}\cdot\text{m}^2$
Axiální síla (řezná síla)	$F_A=F_C=445\text{N}$
Rameno působí síly	$a=636\text{mm}$
Součinitel tření ve vodících plochách pro valivé vedení	$f_i=0,005$
Ekvivalentní součinitel tření v kuličkovém šroubu a matici redukovaný na poloměr šroubu	$f_2=0,003$
Ekvivalentní součinitel tření redukovaný na poloměr čepu	$f_3=0,003$
Úhel sklonu vedení	$\alpha=0^\circ$

Účinnost kuličkového šroubu a matice	$\eta_s=0,92$
Účinnost valivého vedení	$\eta_v=0,98$
Účinnost převodu ozubeným řemenem	$\eta_p=0,99$

Převodový poměr

$$i = \frac{z_g}{z_k} = \frac{48}{24} = 2 \quad (7.1)$$

Statický výpočet

Celková účinnost

$$\eta_c = \eta_s \cdot \eta_v \cdot \eta_p = 0,92 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 0,893 \quad (7.2)$$

Moment zátěže od třecích sil přesouvaných hmot

$$M_G = \frac{m_x \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos(\alpha) \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_s \cdot \eta_p} = \frac{400 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot \cos(0^\circ) \cdot 0,02}{2 \cdot \pi \cdot 2 \cdot 0,92 \cdot 0,99} = 0,034 Nm \quad (7.3)$$

Moment zátěže od kuličkového šroubu

$$M_{KSM} = \frac{0,5 \cdot [F_A + m_x \cdot g \cdot \cos(\alpha) \cdot f_1] \cdot d_s \cdot f_2}{i \cdot \eta_p} \quad (7.4)$$

$$M_{KSM} = \frac{0,5 \cdot [445 + 400 \cdot 9,81 \cdot \cos(0^\circ) \cdot 0,005] \cdot 17,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,003}{2 \cdot 0,99} = 6,16 \cdot 10^{-3} Nm$$

Statický moment zátěže redukováný na hřídel servomotoru

$$M_{zsrhm} = M_G + M_{KSM} = 0,034 + 0,00616 = 0,04016 Nm \quad (7.5)$$

Potřebný moment servomotoru dle statického hlediska

$$M_{stat} = \frac{F_A \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_c} + M_{zsrhm} = \frac{445 \cdot 0,02}{2 \cdot \pi \cdot 2 \cdot 0,893} + 0,04016 = 0,833 Nm \quad (7.6)$$

Kinematický výpočet

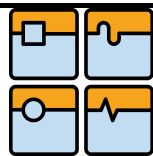
Rychlost pohybu

$$v_x = \frac{n_m \cdot s}{i} = \frac{50 \cdot 0,02}{2} = 0,5 m \cdot s^{-1} = 30 m \cdot min^{-1} \quad (7.7)$$

Lineární zrychlení

$$a_x = \frac{v_x}{t_r} = \frac{0,5}{0,3} = 1,667 m \cdot s^{-2} \quad (7.8)$$

Úhlové zrychlení motoru



$$\varepsilon_m = \frac{2 \cdot \pi \cdot a_x}{s} \cdot i = \frac{2 \cdot \pi \cdot 1,667}{0,02} \cdot 2 = 1,047 \cdot 10^3 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2} \quad (7.9)$$

Dynamický výpočet

Moment pasivních odporů

$$M_{Gd} = \frac{m_x \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos(\alpha) \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_s \cdot \eta_p} = \frac{400 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot \cos(0^\circ) \cdot 0,02}{2 \cdot \pi \cdot 2 \cdot 0,92 \cdot 0,99} = 34,27 \cdot 10^{-3} \text{ Nm} \quad (7.10)$$

Moment pasivních odporů v matici kuličkového šroubu

$$M_{KSMd} = \frac{0,5 \cdot m_x \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos(\alpha) \cdot d_s \cdot f_2}{i \cdot \eta_p} =$$
$$M_{KSMd} = \frac{0,5 \cdot 400 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot \cos(0^\circ) \cdot 0,0175 \cdot 0,003}{2 \cdot 0,99} = 2,6 \cdot 10^{-4} \text{ Nm} \quad (7.11)$$

Celkový moment zátěže redukováný na hřídel servomotoru

$$M_{zdsrhm} = 34,27 \cdot 10^{-3} + 2,6 \cdot 10^{-4} = 34,533 \cdot 10^{-3} \text{ Nm} \quad (7.12)$$

Moment setrvačnosti posouváných hmot redukováný na hřídel kuličkového šroubu

$$J_m = m_x \cdot \left(\frac{s}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 400 \cdot \left(\frac{0,02}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 4,053 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (7.13)$$

Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel servomotoru

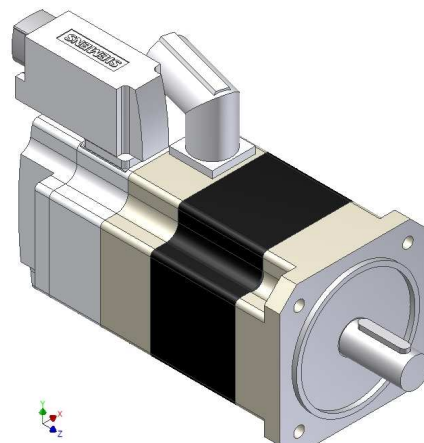
$$J_{rhm} = J_{mot} + J_1 + \frac{J_2}{i^2} + \frac{J_s}{i^2} + \frac{J_m}{i^2} =$$
$$J_{rhm} = 3,01 \cdot 10^{-4} + 34 \cdot 10^{-5} + \frac{6,25 \cdot 10^{-4}}{2^2} + \frac{6,8 \cdot 10^{-4}}{2^2} + \frac{4,0533 \cdot 10^{-3}}{2^2} = 1,421 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (7.14)$$

Potřebný moment servomotoru dle dynamického hlediska

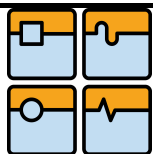
$$M_{dyn} = J_{rhm} \cdot \varepsilon_m + M_{zdsrhm} = 1,421 \cdot 10^{-3} \cdot 1,047 \cdot 10^3 + 34,533 \cdot 10^{-3} = 1,523 \text{ Nm} \quad (7.15)$$

Jmenovitý moment zvoleného servomotoru

$$M_m = 2,6 \text{ Nm}$$



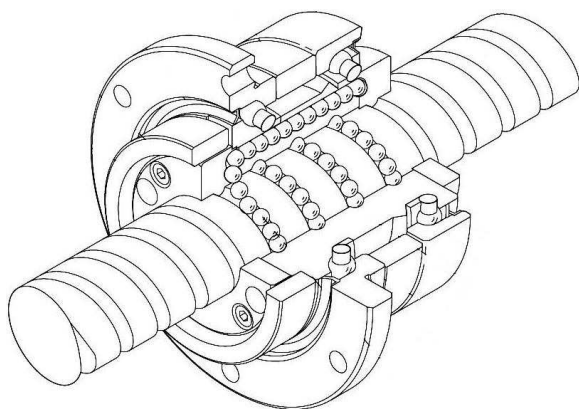
Obr. 7.3: Servomotor Siemens 1FK7042-5AF21-1FA0

**7.1.1. Návrh kuličkového šroubu s rotační maticí**

Výpočet proveden dle [44]

Parametry KŠM:

Jmenovitý průměr kuličkového šroubu	$d=20\text{mm}$
Stoupání kuličkového šroubu	$s=20\text{mm}$
Střední průměr závitu kuličkového šroubu	$d_s=17,5\text{mm}$
Průměr přes středy kuliček	$d_p=20,75\text{mm}$
Moment setrvačnosti rotační matice	$J_s=6,8 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Dynamická únosnost	$C_a=11,1\text{kN}$
Statická únosnost	$C_{0a}=24,7\text{kN}$
Délka kuličkového šroubu	$l_{KS}=1400\text{mm}$
Odporová síla (bez zatížení)	$f=20\text{N}$



Obr. 7.4: Matice BLR [44]

Stanovení axiálních zatížení

Axiální zatížení při dopředném rozběhu

$$F_{a1} = f_1 \cdot m_x \cdot g + f + m_x \cdot a_x = 0,005 \cdot 400 \cdot 9,81 + 20 + 400 \cdot 1,667 = 706,28\text{N} \quad (7.16)$$

Axiální zatížení při dopředném rovnoměrném pohybu

$$F_{a2} = f_1 \cdot m_x \cdot g + f = 0,005 \cdot 400 \cdot 9,81 + 20 = 39,613\text{N} \quad (7.17)$$

Axiální zatížení při dopředném zpomalení

$$F_{a3} = f_1 \cdot m_x \cdot g + f - m_x \cdot a_x = 0,005 \cdot 400 \cdot 9,81 + 20 - 400 \cdot 1,667 = -627,053\text{N} \quad (7.18)$$

Axiální zatížení při zpětném zrychlení

$$F_{a4} = -f_1 \cdot m_x \cdot g - f - m_x \cdot a_x = -0,005 \cdot 400 \cdot 9,81 - 20 - 400 \cdot 1,667 = -706,28\text{N} \quad (7.19)$$

Axiální zatížení při zpětném rovnoměrném pohybu

$$F_{a5} = -f_1 \cdot m_x \cdot g - f = -0,005 \cdot 400 \cdot 9,81 - 20 = -39,613N \quad (7.20)$$

Axiální zatížení při zpětném zpomalení

$$F_{a6} = -f_1 \cdot m_x \cdot g - f + m_x \cdot a_x = -0,005 \cdot 400 \cdot 9,81 - 20 + 400 \cdot 1,667 = 627,053N \quad (7.21)$$

Maximální axiální zatížení

$$F_{a,\max} = F_{a1} = |F_{a4}| = 706,28N$$

Přípustné axiální zatížení

Maximální vzdálenost mezi dvěma montážními povrchy	$l_a=1288\text{mm}$
Youngův modul	$E=2,06 \cdot 10^5 \text{ MPa}$
Faktor způsobu montáže – pevné uchycení	$\eta_1=4$
Faktor způsobu montáže – pevné uchycení	$\eta_2=20$
Přípustné tlakové napětí	$\sigma=147 \text{ Mpa}$

Průřezový modul hřídele kuličkového šroubu

$$I_{KS} = \frac{\pi \cdot d_s^4}{64} = \frac{\pi \cdot 0,0175^4}{64} = 4,604 \cdot 10^{-9} m^4 \quad (7.22)$$

Vzpěrná síla hřídele kuličkového šroubu

$$P_I = \frac{\eta_1 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I}{l_a^2} = \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot 2,06 \cdot 10^{11} \cdot 1,729 \cdot 10^{-9}}{1,288^2} = 4239N \quad (7.23)$$

$$P_I > F_{a,\max} \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (7.24)$$

Přípustné tlakové napětí na hřídel kuličkového šroubu

$$P_{II} = \sigma \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_s^2 = 147 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,0175^2 = 35,358 \cdot 10^3 N \quad (7.25)$$

Tab. 7.1: Statický bezpečnostní faktor f_s [44]

Použití na stroji	Zatížení	Dolní mez f_s
Obecné průmyslové stroje	Bez vibrací a rázů	1.0 ÷ 3.5
	S vibracemi a rázy	2.0 ÷ 5.0
Obráběcí stroje	Bez vibrací a rázů	1.0 ÷ 4.0
	S vibracemi a rázy	2.5 ÷ 7.0

Z tabulky 7.1.1.1. zvolen statický bezpečnostní faktor $f_s=4$

Přípustné axiální zatížení

$$F_{a,\max} = \frac{C_{0a}}{f_s} = \frac{1,29 \cdot 10^4}{5} = 3225N \quad (7.26)$$

$$F_{a,\max} < F_{a,\max} \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (7.27)$$

Přípustné otáčky matice

otáčkový (Dn) faktor matice BLR Dn=70000

Otáčky matice kuličkového šroubu

$$n_s = \frac{n_m}{i} = \frac{50}{2} = 25 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} = 1500 \text{ rad} \cdot \text{min}^{-1} \quad (7.28)$$

Přípustná rychlost otáčení v závislosti na hodnotě Dn faktoru

$$N_2 = \frac{Dn}{d_p} = \frac{70000}{17,5} = 4000 \text{ rad} \cdot \text{min}^{-1} \quad (7.29)$$

$$n_s < N_2 \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (7.30)$$

Průměrné axiální zatížení v závislosti na drahách

Draha rozběhu

$$s_{x1} = \frac{v_x \cdot t_r}{2} = \frac{0,5 \cdot 0,3}{2} = 0,075 \text{ m} \quad (7.31)$$

Draha rovnoměrného pohybu

$$s_{x2} = s_x - v_x \cdot t_r = 0,7 - 0,5 \cdot 0,3 = 0,55 \text{ m} \quad (7.32)$$

Draha zpomalení

$$s_{x3} = \frac{v_x \cdot t_r}{2} = \frac{0,5 \cdot 0,3}{2} = 0,075 \text{ m} \quad (7.33)$$

Draha zpětného rozběhu

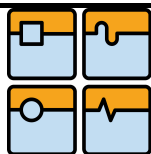
$$s_{x4} = \frac{v_x \cdot t_r}{2} = \frac{0,5 \cdot 0,3}{2} = 0,075 \text{ m} \quad (7.34)$$

Draha zpětného rovnoměrného pohybu

$$s_{x5} = s_x - v_x \cdot t_r = 0,7 - 0,5 \cdot 0,3 = 0,55 \text{ m} \quad (7.35)$$

Draha zpětného zpomalení

$$s_{x6} = \frac{v_x \cdot t_r}{2} = \frac{0,5 \cdot 0,3}{2} = 0,075 \text{ m} \quad (7.36)$$



Průměrné axiální zatížení

$$F_m = \sqrt[3]{\frac{|F_{a1}|^3 \cdot s_1 + |F_{a2}|^3 \cdot s_2 + |F_{a3}|^3 \cdot s_3 + |F_{a4}|^3 \cdot s_4 + |F_{a5}|^3 \cdot s_5 + |F_{a6}|^3 \cdot s_6}{2 \cdot s_x}} \quad (7.37)$$
$$F_m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot (706,28^3 \cdot 0,0075 + 39,613^3 \cdot 0,55 + 627,053^3 \cdot 0,0075)}{2 \cdot 0,7}} = 400,444 \text{ N}$$

Životnost

Tab. 7.2: Zátěžný faktor f_w [44]

Vibrace/rázy	Rychlost (v)	f_w
Velmi malé	Velmi nízká $v \leq 0,25 \text{ m/s}$	$1 \div 1,2$
Malé	Nízká $0,25 < v \leq 1 \text{ m/s}$	$1,2 \div 1,5$
Střední	Střední $1 < v \leq 2 \text{ m/s}$	$1,5 \div 2$
Silné	Velká $v > 2 \text{ m/s}$	$2 \div 3,5$

Z tabulky 7.2 zvolen zátěžný faktor

$f_w=1,4$

Počet cyklů za minutu

$n_c=60$

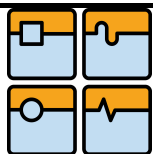
Nominální životnost

$$L_n = \left(\frac{C_a}{f_w \cdot F_m} \right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{11,1 \cdot 10^3}{1,4 \cdot 400,444} \right)^3 \cdot 10^6 = 7,762 \cdot 10^9 \quad (7.38)$$

Životnost v hodinách

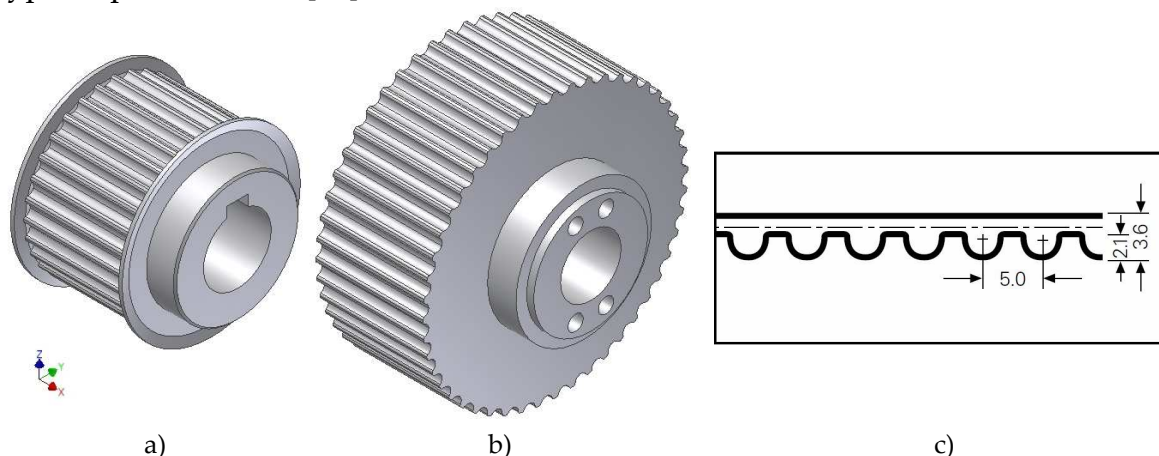
$$L_h = \frac{L_n \cdot s}{2 \cdot n_c \cdot s_x} = \frac{7,762 \cdot 10^9 \cdot 0,02}{2 \cdot 1 \cdot 0,7} = 3,08 \cdot 10^4 \text{ hod} \quad (7.39)$$

$$L_h \geq 2 \cdot 10^4 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$



7.1.2. Návrh řemenového převodu

Výpočet proveden dle [45]



Obr. 7.5: a) Hnací ozubená řemenice HTD 24-5M-25
b) Hnaná ozubená řemenice HTD 48-5M-25
c) profil ozubeného řemene HTD 5M

Parametry řemenic a řemene:

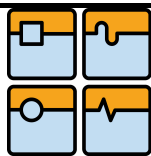
Průměr roztečné kružnice hnací řemenice	$D_{p1}=38,2\text{mm}$
Počet zubů hnací řemenice	$z_k=24$
Průměr roztečné kružnice hnané řemenice	$D_{p2}=76,39\text{mm}$
Počet zubů hnané řemenice	$z_g=48$
Délka řemene	$l_{\text{remen}}=700\text{mm}$
Šířka řemene	$s_{\text{remen}}=25\text{mm}$
Rozteč zubů řemene	$t=5\text{mm}$
Výkon řemene	$P_R=2,91\text{kW}$

Osová vzdálenost

$$o = \frac{1}{4} \left[l_{\text{remen}} - \frac{t}{2} \cdot (z_g + z_k) + \sqrt{\left[l_{\text{remen}} - \frac{t}{2} (z_g - z_k) \right]^2 - 2 \cdot \left[\frac{t}{\pi} \cdot (z_g - z_k) \right]^2} \right]$$
$$o = \frac{1}{4} \left[0,7 - \frac{5 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot (48 + 24) + \sqrt{\left[0,7 - \frac{5 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot (48 - 24) \right]^2 - 2 \cdot \left[\frac{5 \cdot 10^{-3}}{\pi} \cdot (48 - 24) \right]^2} \right] \quad (7.40)$$
$$o = 0,259297\text{m} = 259,297\text{mm}$$

Úhel opásání hnací řemenice

$$\beta = 2 \cdot \arccos \left[\frac{t \cdot (z_g - z_k)}{2 \cdot \pi \cdot a} \right] = 2 \cdot \arccos \left[\frac{5 \cdot 10^{-3} \cdot (48 - 24)}{2 \cdot \pi \cdot 0,259297} \right] = 171,6^\circ \quad (7.41)$$



Maximální obvodová rychlost řemene

$$v_r = t \cdot z_k \cdot n_m = 5 \cdot 10^{-3} \cdot 24 \cdot 50 = 6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (7.42)$$

$$v_r < 50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (7.43)$$

Maximální výkon přenášený řemenem

$$P_r = M_m \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_m = 2,6 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 50 = 0,817 \text{ kW} \quad (7.44)$$

Zubový faktor c_1

$$z_e = z_k \cdot \frac{\beta}{360} = 24 \cdot \frac{171,6}{360} = 11,44 \quad (7.45)$$

Tab. 7.3: Zubový faktor c_1 [45]

Počet zubů v záběru z_e	Zubový faktor c_1
3	0.4
4	0.6
5	0.8
≥ 6	1.0

Z tabulky 7.3 zvolen zubový faktor

$$c_1=1$$

Zátěžný faktor – zvolen z přílohy 4

$$c_2=1,7$$

Akcelerační faktor

Tab. 7.4: Akcelerační faktor c_3 [44]

Převodový poměr $\frac{1}{i}$	Akcelerační faktor c_3
1.00 ÷ 1.24	-
1.25 ÷ 1.74	0.1
1.75 ÷ 2.49	0.2
2.50 ÷ 3.49	0.3
≥ 3.5	0.4

Z tabulky 7.4 zvolen akcelerační faktor

$$c_3=0,2$$

Únavový faktor

Tab. 7.5: Únavový faktor c_4 [45]

Typ a doba provozu	Únavový faktor c_4
Denní doba provozu 10-16h	+0,2
Denní doba provozu přes 16h	+0,4
Dodatečné vychylování pásů, např. pomocí napínacích válců	+0,2
Přerušovaný provoz	-0,2

Z tabulky 7.5 zvolen únavový faktor

$$c_4=0,4$$

Délkový faktor

Tab. 7.6: Délkový faktor c_5 [45]

3M	Délka řemene L_w [mm]	< 191	191 ÷ 260	261 ÷ 400	401 ÷ 600	>600	
	c_5	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2	
5M	Délka řemene L_w [mm]	< 441	441 ÷ 500	501 ÷ 800	801 ÷ 1100	> 1100	
	c_5	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2	
8M	Délka řemene L_w [mm]	< 640	640 ÷ 959	960 ÷ 1279	1280 ÷ 1799	> 1799	
	c_5	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2	
14M	Délka řemene L_w [mm]	< 1400	1400 ÷ 1777	1778 ÷ 2099	2100 ÷ 2589	2590 ÷ 3499	> 3499
	c_5	0.8	0.9	0.95	1.0	1.05	1.1

Z tabulky 7.1.2.4 pro profil 5M a délku řemene 700 zvolen

$$c_5=1$$

Celkový provozní faktor

$$c_0 = c_2 + c_3 + c_4 = 1,7 + 0,2 + 0,4 = 2,3 \quad (7.46)$$

Z diagramu (příloha 5) pro $P_r \cdot c_0 = 817 \cdot 2,3 = 1879W$ a pro maximální možné otáčky hnací řemenice $3000 \text{ rad} \cdot \text{min}^{-1}$ vyhovuje řemen se zubovou roztečí 5mm.

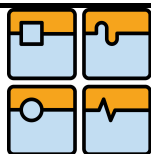
Šířka ozubeného řemene

Musí být splněná podmínka $P_r \cdot c_0 \leq P_R \cdot c_1 \cdot c_5$ (7.47)

$$P_r \cdot c_0 = 817 \cdot 2,3 = 1879W \quad (7.48)$$

$$P_R \cdot c_1 \cdot c_5 = 2910 \cdot 1 \cdot 1 = 2910W \quad (7.49)$$

$$P_r \cdot c_0 < P_R \cdot c_1 \cdot c_5 \Rightarrow \text{SPLNENO} \quad (7.50)$$



Celkové předpětí

$$F_v = \frac{P_r \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right)}{t \cdot z_k \cdot n_m} = \frac{817 \cdot \sin\left(\frac{171,6}{2}\right)}{5 \cdot 10^{-3} \cdot 24 \cdot 50} = 135,8N \quad (7.51)$$

Statické napnutí

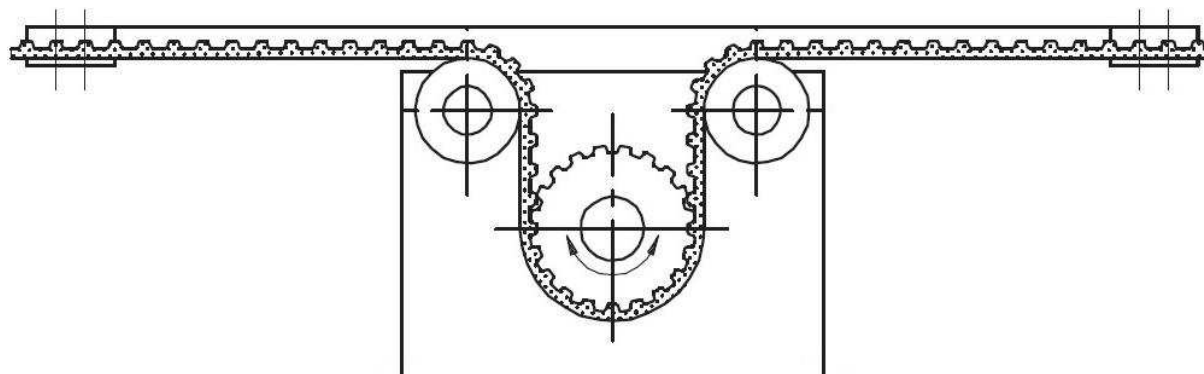
$$F_{stat} = \frac{F_v}{2 \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right)} = \frac{135,8}{2 \cdot \sin\left(\frac{171,6}{2}\right)} = 68,1N \quad (7.52)$$

Na obrázku 7.6 je realizovaný podélný posuv stolu dle výše uvedeného výpočtu, tj. s kuličkovým šroubem a rotační maticí. Není zde vyobrazen přívod maziva k rotační matici z centrálního mazacího systému.



Obr. 7.6: Pohon podélného stolu (osa X) s kuličkovým šroubem a rotační maticí

7.2. Návrh pohonu ozubeným řemenem



Obr. 7.7: Posuvový mechanismus [46].

Z přílohy 6 zvolen servomotor s převodovkou (předovka s ozubenými koly se šikmými zuby) 1FK7042-5AF71-1FU5-ZD16+G11+H13.

Parametry pohonu [34]:

Jmenovité otáčky servomotoru	$n_m = 3000 \text{ rad} \cdot \text{min}^{-1}$
Maximální otáčky servomotoru	$n_{m,\max} = 4000 \text{ rad} \cdot \text{min}^{-1}$
Převodový poměr	$i = 35$
Jmenovité výstupní otáčky	$n_2 = 86 \text{ rad} \cdot \text{min}^{-1}$
Maximální výstupní otáčky	$n_{2,\max} = 114 \text{ rad} \cdot \text{min}^{-1}$
Jmenovitý výstupní kroutící moment	$M_2 = 88,4 \text{ Nm}$
Maximální výstupní kroutící moment	$M_{2,\max} = 138 \text{ Nm}$
Moment setrvačnosti servomotoru a převodovky	$J_{\text{mot}} = 3,12 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Průměr roztečné kružnice hnací řemenice	$D_{p1} = 96,77 \text{ mm}$
Moment setrvačnosti hnací řemenice	$J_1 = 3,362 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Moment setrvačnosti jedné kladíčky	$J_k = 2,98 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Účinnost jednoho kuličkového ložiska	$\eta_l = 0,99$

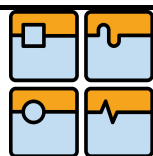
Potřebný moment dle statického hlediska

$$M_{\text{stat}} = \{F_A + [(F_p + m_c \cdot g) \cdot f_1] \cdot \frac{D_{p1}}{2}\} \quad (7.53)$$

$$M_{\text{stat}} = \{445 + [(1335 + 400 \cdot 9,81) \cdot 0,005] \cdot \frac{0,09677}{2}\} = 22,8 \text{ Nm}$$

Úhlové zrychlení servomotoru

$$\varepsilon_m = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{m,\max}}{t_r} \cdot i = \frac{2 \cdot \pi \cdot 66,667}{0,3} \cdot 35 = 4,887 \cdot 10^4 \text{ rad} \cdot \text{s}^2 \quad (7.54)$$



Moment setrvačnosti posouvaných hmot redukováný na hřídel kuličkového šroubu

$$J_m = m_c \cdot \left(\frac{D_{p1}}{2} \right)^2 = 400 \cdot \left(\frac{0,09677}{2} \right)^2 = 0,936 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad (7.55)$$

Moment setrvačnosti redukováný na hřídel servomotoru

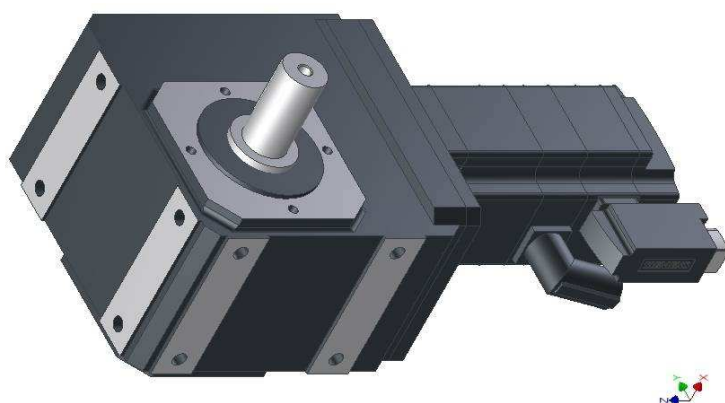
$$J_{red} = J_{mot} + \frac{J_1}{i^2} + \frac{2 \cdot J_k}{i^2} + \frac{J_m}{i^2} \quad (7.56)$$
$$J_{red} = 3,12 \cdot 10^{-4} + \frac{3,362 \cdot 10^{-3}}{35^2} + \frac{2 \cdot 2,98 \cdot 10^{-4}}{35^2} + \frac{0,936}{35^2} = 1,08 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Potřebný moment dle dynamického hlediska

$$M_{dyn} = J_{red} \cdot \epsilon_m \cdot \frac{1}{\eta_v \cdot \eta_L^4 \cdot \eta_p} = 1,08 \cdot 10^{-3} \cdot 4,887 \cdot 10^4 \cdot \frac{1}{0,98 \cdot 0,99^4 \cdot 0,99} = 56,614 \text{ Nm} \quad (7.57)$$

Jmenovitý výstupní moment z převodovky servomotoru

$M_2 = 88,4 \text{ Nm}$



a)



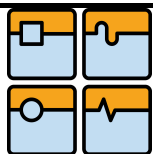
b)

Obr. 7.8: a) servomotor s převodovkou s ozubenými koly [34]

b) servomotor s planetovou převodovkou [34]

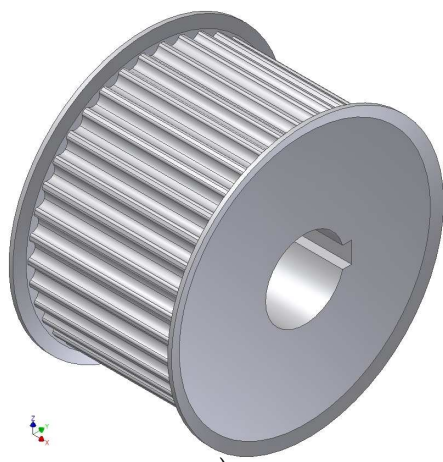
Na obrázku 7.8 a) je vyobrazen servomotor s převodovkou s ozubenými koly. Na obr. 7.8 b) je jako alternativa servomotor s planetovou převodovkou. Již od pohledu má tato alternativa menší rozměry, ale cena je značně vyšší.

Pohon ozubeným řemenem má výhodu v tom, že chvění a rázy, vznikající na servomotoru a převodovce se díky pružnému ozubenému řemenu nepřenáší na stůl, což má kladný vliv na obráběnou plochu.

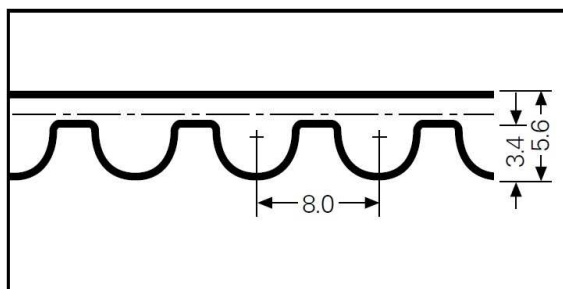


7.2.1.

Návrh řemenového převodu



a)



b)

Obr. 7.9: a) hnací ozubená řemenice HTD 38-8M-50
b) profil ozubeného řemene HTD 8M

Parametry řemenu a řemenice:

Průměr roztečné kružnice řemenice

$$D_{p1}=96,77 \text{ mm}$$

Počet zubů řemenice

$$z_k=38$$

Délka řemene

$$l_{\text{remen}}=1840 \text{ mm}$$

Šířka řemene

$$s_{\text{remen}}=50 \text{ mm}$$

Rozteč zubů řemene

$$t=8 \text{ mm}$$

Výkon řemene

$$P_R=1,43 \text{ kW}$$

Úhel opásání řemenice

$$\beta=180^\circ$$

Maximální obvodová rychlost řemene

$$v_r = t \cdot z_k \cdot n_{2,\max} = 8 \cdot 10^{-3} \cdot 38 \cdot 1,9 = 0,58 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (7.58)$$

$$v_r < 50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (7.59)$$

Maximální výkon přenášený řemenem

$$P_r = M_{\text{dyn}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_2 = 56,614 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 1,43 = 0,51 \text{ kW}$$

Zubový faktor c_1

$$z_e = z_k \cdot \frac{\beta}{360} = 38 \cdot \frac{180}{360} = 19 \quad (7.60)$$

Z tabulky 7.3 zvolen zubový faktor

$$c_1=1$$

Zátěžný faktor zvolen z přílohy 4

$$c_2=1,7$$

Akcelerační faktor

Z tabulky 7.4 zvolen akcelerační faktor $c_3=0,1$

Únavový faktor

Z tabulky 7.5 zvolen únavový faktor $c_4=0,4$

Délkový faktor

Z tabulky 7.6 pro profil 8M a délku řemene 1840 zvolen $c_5=1,2$

Celkový provozní faktor

$$c_0 = c_2 + c_3 + c_4 = 1,7 + 0,1 + 0,4 = 2,2 \quad (7.61)$$

Z diagramu (příloha 7) pro $P_r \cdot c_0 = 510 \cdot 2,2 = 1122W$ a pro maximální možné otáčky hnací řemenice $3000 \text{ rad} \cdot \text{min}^{-1}$ vyhovuje řemen se zubovou roztečí 8mm.

Šířka ozubeného řemene

Musí být splněná podmínka $P_r \cdot c_0 \leq P_R \cdot c_1 \cdot c_5$ (7.62)

$$P_r \cdot c_0 = 510 \cdot 2,2 = 1122W \quad (7.63)$$

$$P_R \cdot c_1 \cdot c_5 = 1430 \cdot 1 \cdot 1,2 = 1716W \quad (7.64)$$

$$P_r \cdot c_0 < P_R \cdot c_1 \cdot c_5 \Rightarrow \text{SPLNENO} \quad (7.65)$$

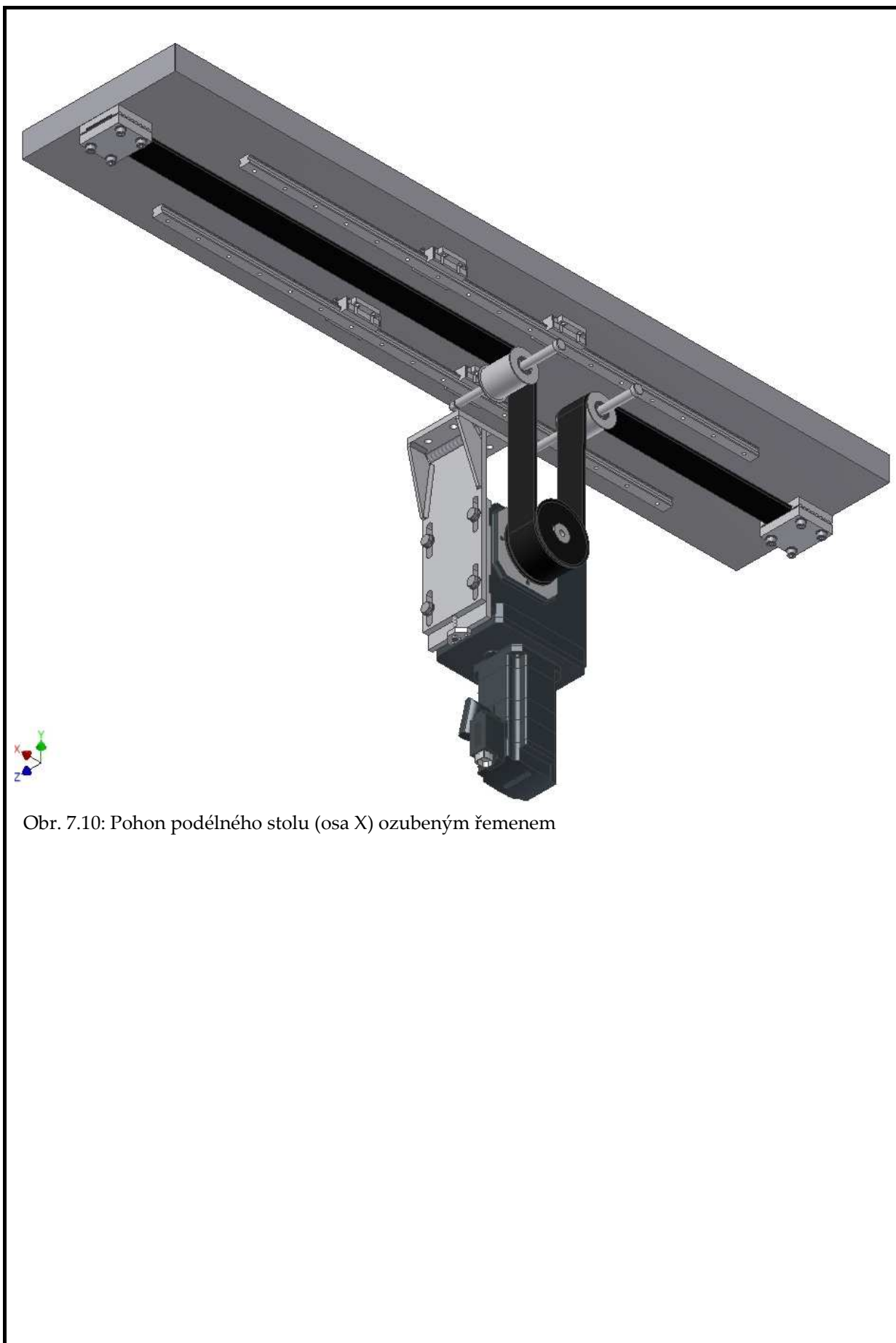
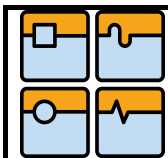
Celkové předpětí

$$F_v = \frac{P_r \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right)}{t \cdot z_k \cdot n_m} = \frac{510 \cdot \sin\left(\frac{180}{2}\right)}{8 \cdot 10^{-3} \cdot 38 \cdot 1,43} = 1170,4N \quad (7.66)$$

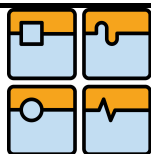
Statické napnutí

$$F_{stat} = \frac{F_v}{2 \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right)} = \frac{995,7}{2 \cdot \sin\left(\frac{180}{2}\right)} = 585,2N \quad (7.67)$$

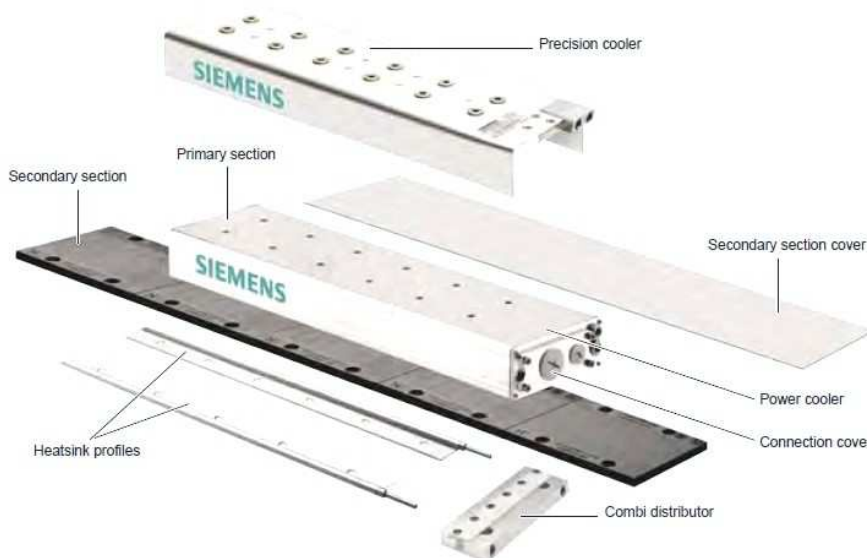
Na obrázku 7.10 je realizovaný podélný posuv stolu ozubeným řemenem dle výše uvedeného výpočtu.



Obr. 7.10: Pohon podélného stolu (osa X) ozubeným řemenem



7.3. Návrh pohonu lineárním motorem



Obr. 7.11: Skladba lineárních motorů Siemens řady 1FN3 [47]

Z přílohy 8 zvolen lineární motor:

Primární část	1FN3100-3WC00-0BA1
Sekundární část	1FN2100-4SA00-0AA0
Jmenovitá síla	$F_{\text{rated}}=675\text{N}$
Maximální síla	$F_{\text{max}}=1650\text{N}$
Maximální rychlost při maximální síle	$v_{\text{max,max}}=120\text{ m}\cdot\text{min}^{-1}$
Maximální rychlost při jmenovité síle	$v_{\text{max, rated}}=277\text{ m}\cdot\text{min}^{-1}$
Magnetická (přitažlivá) síla	$F_{\text{mag}}=3980\text{N}$

Třecí síla ve vodících plochách

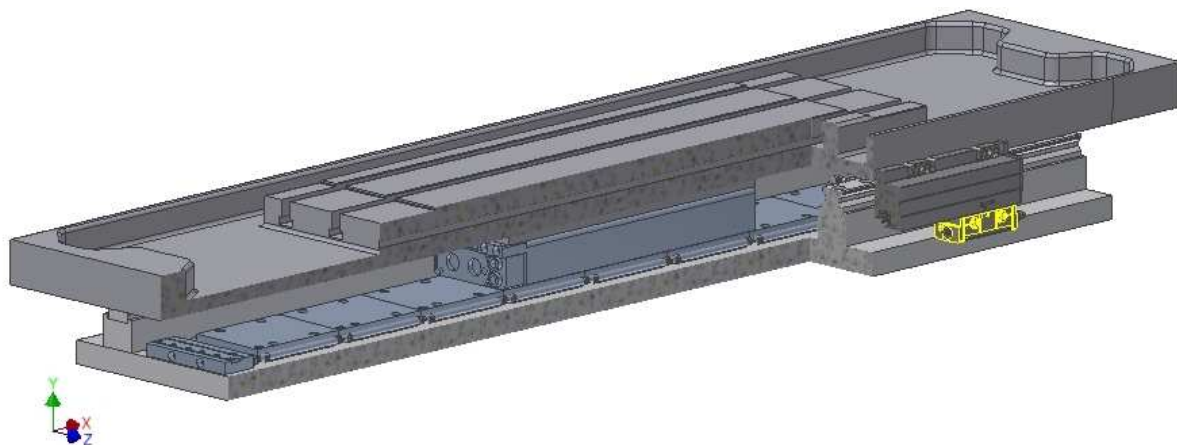
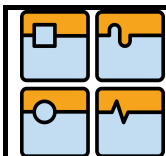
$$F_{\text{tv}} = [F_P + F_{\text{mag}} + (m_c \cdot g)] \cdot f_1 = [1335 + 3980 + (400 \cdot 9,81)] \cdot 0,005 = 46,2\text{N} \quad (7.68)$$

Síla potřebná při rovnoměrném pohybu

$$F_{\text{RP}} = F_A + F_{\text{tv}} = 445 + 46,2 = 491,2\text{N} \quad (7.69)$$

Síla potřebná při rozběhu

$$F_R = (m_c \cdot a_x) + F_{\text{RP}} + F_{\text{tv}} = (400 \cdot 1,667) + 491,2 + 46,2 = 1204,2\text{N} \quad (7.70)$$



Obr. 7.12: Pohon podélného stolu (osa X) lineárním motorem

V předchozích kapitolách byl pro pohon podélného stolu zvolen servomotor s mechanismem pro přenos rotačního pohybu zmíněného servomotoru na translační pohyb stolu. Tímto mechanismem byl kuličkový šroub s rotační maticí a ozubený řemen.

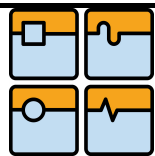
Lineární motor představuje přímý pohon. Porovnání servomotoru a lineárního motoru je znázorněno na obr. 3.6 v kapitole 3.1- Elektrické pohony.

Na obrázku 7.12 je vyobrazen pohon stolu lineárním motorem dle výše uvedeného výpočtu. V obrázku nejsou zakresleny přívody chladicí kapaliny a elektrické energie. Zde je nutné řešit odměřování oproti variantám se servomotorem, které obsahují rotační snímače (revolvery). Bylo zvoleno lineární optické pravítko Heidenhain LC 193F (obr. 7.13).



Obr. 7.13: Lineární snímač Heidenhain LC 193 F [55]

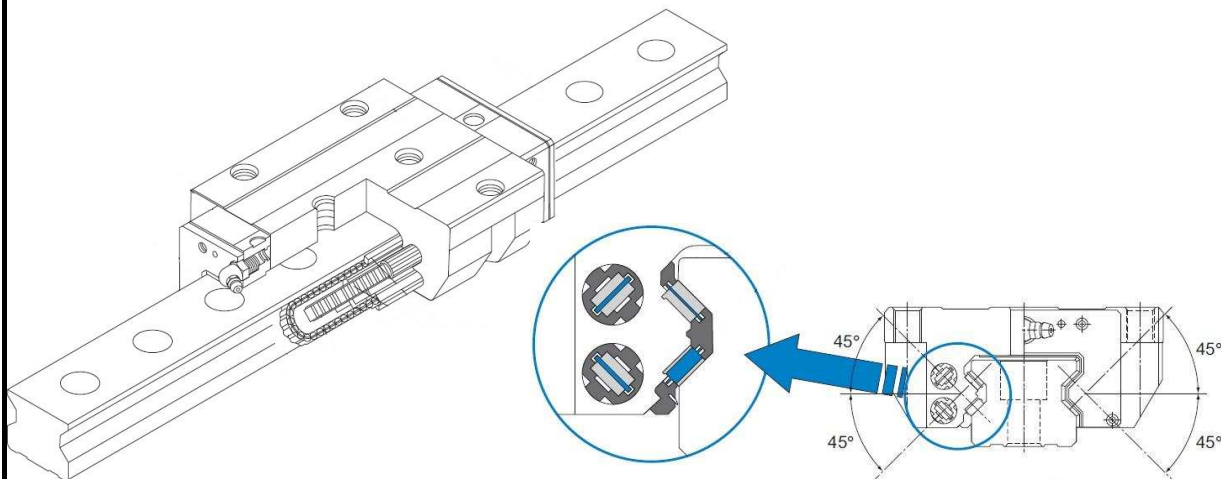
Z technických parametrů lineárního motoru je patrná maximální posuvová rychlost ($120 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ při maximální síle), která je oproti požadované ($30 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$) značně vysoká. V této aplikaci nebude lineární motor plně využit. Zároveň vyšší cena oproti



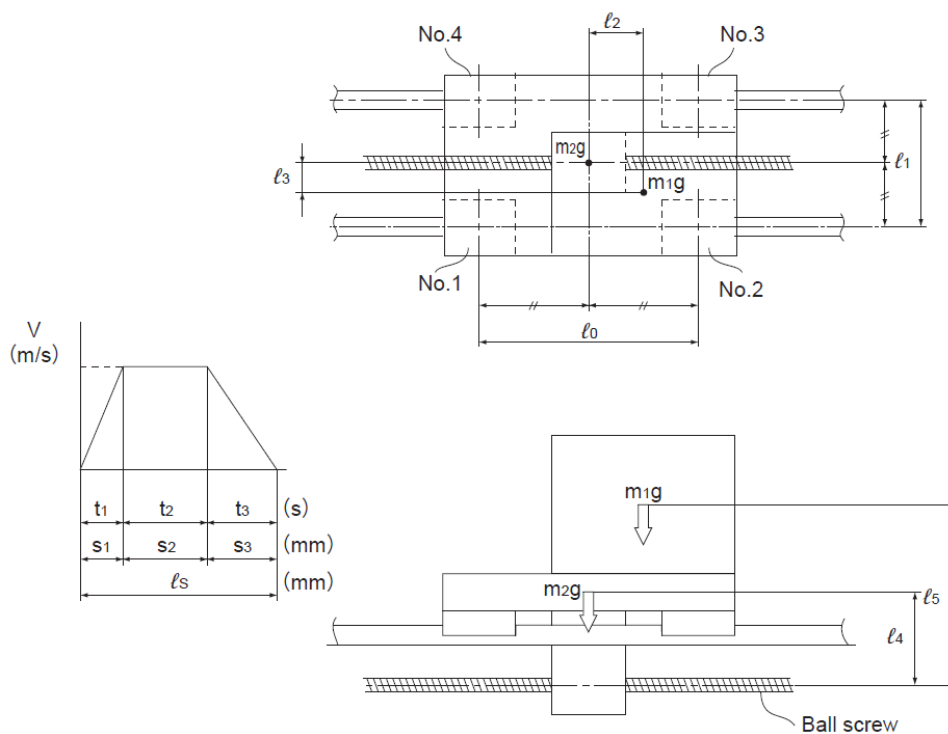
mechanismům se servomotorem a nutnost použít lineární odměřování staví tuto variantu za všechny předešlé (kuličkový šroub i ozubený řemen).

7.4. Návrh valivého vedení

Jedná se o lineární profilové valivé vedení s válečkovým řetězem. Válečky mají oproti kuličkám menší deformace při zatížení, což je u přesných strojů, kterými jsou brusky, výhodné. Z konstrukčních důvodů jsem zvolil přírubové vozíky SRG 30C (obr 7.14 a příloha 9).



Obr. 7.14: Lineární vedení, model SRG C [44]



Obr. 7.15: Provozní podmínky [44]

Z přílohy 9 zvoleno vedení:

Model	SRG 30 C
Dynamická únosnost	C=39,3kN
Statická únosnost	C ₀ =82,5kN

Výpočet proveden dle [44]

Vstupní výpočtové parametry:

Osová vzdálenost vozíků v podélném směru	l ₀ =189mm
Osová vzdálenost vozíků v příčném směru	l ₁ =174mm
Vyosení obrobku v podélném směru	l ₂ =156mm
Vyosení obrobku v příčném směru	l ₃ =53mm
Vzdálenost těžiště stolu od osy kuličkového šroubu	l ₄ =70mm
Vzdálenost těžiště obrobku od osy kuličkového šroubu	l ₅ =370mm

Z obrázku 7.15 je patrné, že nejvíce zatížený vozík je druhý vozík, proto bude výpočet proveden jen pro tento vozík. Kompletní výpočet vedení se všemi vozíky je uveden v příloze 10.

Zatížení v radiálním směru

$$P_{R2} = \frac{m_c \cdot g + F_p}{4} + \frac{m_o \cdot g \cdot l_2}{2 \cdot l_0} + \frac{m_o \cdot g \cdot l_3}{2 \cdot l_1} \quad (7.71)$$

$$P_{R2} = \frac{400 \cdot 9,81 + 1335}{4} + \frac{250 \cdot 9,81 \cdot 0,156}{2 \cdot 0,189} + \frac{250 \cdot 9,81 \cdot 0,053}{2 \cdot 0,174} = 2693N$$

Zatížení v radiálním směru při dopředném zrychlení

$$P_{la2} = P_{R2} + \frac{m_o \cdot a_x \cdot l_5}{2 \cdot l_0} + \frac{m_s \cdot a_x \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 2693 + \frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,37}{2 \cdot 0,189} + \frac{150 \cdot 1,667 \cdot 0,07}{2 \cdot 0,189} = 3147N \quad (7.72)$$

Zatížení v příčném směru při dopředném zrychlení

$$P_{la2} = \frac{m_o \cdot a_x \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = \frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,053}{2 \cdot 0,189} = 57,319N \quad (7.73)$$

Zatížení v radiálním směru při dopředném zpomalení

$$P_{ld2} = P_{R2} - \frac{m_o \cdot a_x \cdot l_5}{2 \cdot l_0} - \frac{m_s \cdot a_x \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 2693 - \frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,37}{2 \cdot 0,189} - \frac{150 \cdot 1,667 \cdot 0,07}{2 \cdot 0,189} = 2238N \quad (7.74)$$

Zatížení v příčném směru při dopředném zpomalení

$$P_{tld2} = -\frac{m_o \cdot a_x \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = -\frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,053}{2 \cdot 0,189} = -57,319N \quad (7.75)$$

Zatížení v radiálním směru při zpětném zrychlení

$$P_{ra2} = P_{R2} - \frac{m_o \cdot a_x \cdot l_5}{2 \cdot l_0} - \frac{m_s \cdot a_x \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 2693 - \frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,37}{2 \cdot 0,189} - \frac{150 \cdot 1,667 \cdot 0,07}{2 \cdot 0,189} = 2238N \quad (7.76)$$

Zatížení v příčném směru při zpětném zrychlení

$$P_{tra2} = -\frac{m_o \cdot a_x \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = -\frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,053}{2 \cdot 0,189} = -57,319N \quad (7.77)$$

Zatížení v radiálním směru při zpětném zpomalení

$$P_{rd2} = P_{R2} + \frac{m_o \cdot a_x \cdot l_5}{2 \cdot l_0} + \frac{m_s \cdot a_x \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 2693 + \frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,37}{2 \cdot 0,189} + \frac{150 \cdot 1,667 \cdot 0,07}{2 \cdot 0,189} = 3147N \quad (7.78)$$

Zatížení v příčném směru při zpětném zpomalení

$$P_{trd2} = \frac{m_o \cdot a_x \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = \frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,053}{2 \cdot 0,189} = 57,319N \quad (7.79)$$

Kombinované radiálně-axiální zatížení při rovnoměrném pohybu

$$P_{E2} = P_{R2} = 2693N \quad (7.80)$$

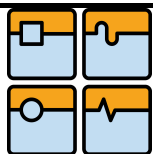
Kombinované radiálně-axiální zatížení při dopředném zrychlení

$$P_{Era2} = |P_{ra2}| + |P_{tra2}| = |2238| + |-57,319| = 2296N \quad (7.81)$$

Kombinované radiálně-axiální zatížení při dopředném zpomalení

$$P_{Erd2} = |P_{rd2}| + |P_{trd2}| = |3147| + |57,319| = 3204N \quad (7.82)$$

Kombinované radiálně-axiální zatížení při zpětném zrychlení



$$P_{Ela2} = |P_{la2}| + |P_{tla2}| = |3147| + |57,319| = 3204N \quad (7.83)$$

Kombinované radiálně-axiální zatížení při zpětném zpomalení

$$P_{Eld2} = |P_{ld2}| + |P_{tld2}| = |1123| + |-57,319| = 2296N \quad (7.84)$$

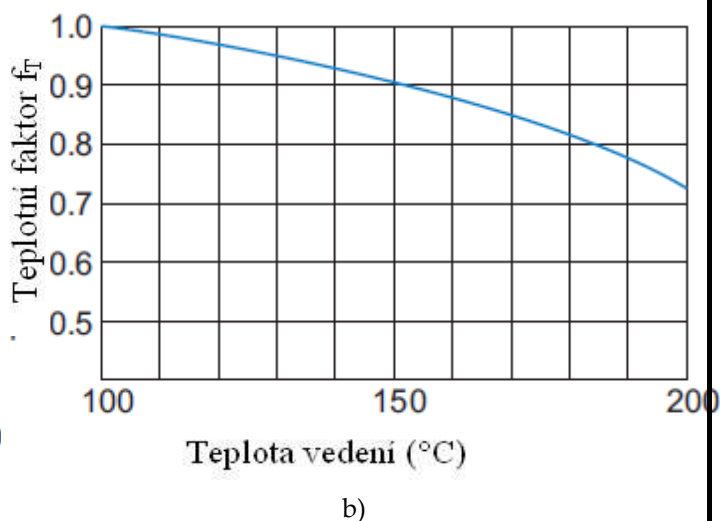
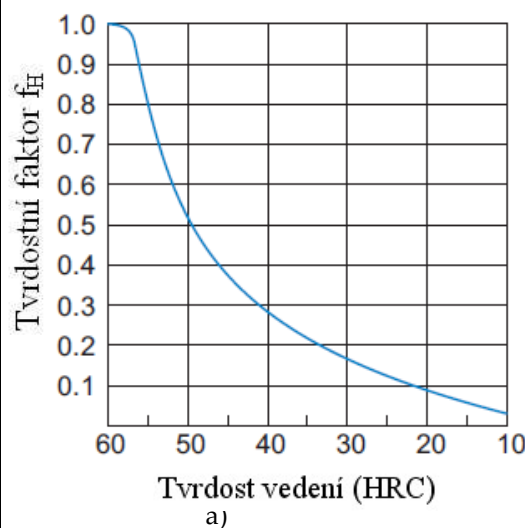
Průměrné zatížení

$$P_{m2} = \sqrt[10]{\frac{P_{Ela2}^{\frac{10}{3}} \cdot s_1 + P_{E2}^{\frac{10}{3}} \cdot s_2 + P_{Eld2}^{\frac{10}{3}} \cdot s_3 + P_{Era2}^{\frac{10}{3}} \cdot s_4 + P_{E2}^{\frac{10}{3}} \cdot s_5 + P_{Erd2}^{\frac{10}{3}} \cdot s_6}{2 \cdot s_x}} \quad (7.85)$$

$$P_{m2} = \sqrt[10]{\frac{3204^{\frac{10}{3}} \cdot 0,075 + 2693^{\frac{10}{3}} \cdot 0,55 + 2296^{\frac{10}{3}} \cdot 0,075 + 2296^{\frac{10}{3}} \cdot 0,075 + 2693^{\frac{10}{3}} \cdot 0,55 + 3204^{\frac{10}{3}} \cdot 0,075}{2 \cdot 0,7}}$$

$$P_{m2} = 2724,8N$$

Statický bezpečnostní faktor



Obr. 7.16: a) nomogram k určení tvrdostního faktoru [44]

b) nomogram k určení teplotního faktoru [44]

Z nomogramů (Obr 7.16) byl zvolen:

Tvrdostní faktor

$$f_H=1$$

Teplotní faktor

$$f_T=1$$

Tab. 7.7: Kontaktní faktor [44]

Počet vozíků vedení v těsném kontaktu	Kontaktní faktor f_c
2	0.81
3	0.72
4	0.66
5	0.61
6 a více	0.6
Normální použití	1

Tab. 7.8: Zátěžný faktor [44]

Vibrace/rázy	Rychlost (v)	f_w
Velmi malé	Velmi nízká $v \leq 0.25 \text{ m/s}$	$1 \div 1.2$
Malé	Nízká $0.25 < v \leq 1 \text{ m/s}$	$1.2 \div 1.5$
Střední	Střední $1 < v \leq 2 \text{ m/s}$	$1.5 \div 2$
Silné	Velká $v > 2 \text{ m/s}$	$2 \div 3.5$

Z tabulky 7.7 zvolen kontaktní faktor

$$f_c = 1$$

Z tabulky 7.8 zvolen zátěžný faktor

$$f_w = 1,4$$

Statický bezpečnostní faktor

$$f_s = \frac{f_H \cdot f_T \cdot f_c \cdot C_0}{P_{Erd2}} = \frac{1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 82500}{3204} = 25,749 \quad (7.86)$$

Hodnota statického bezpečnostního faktoru je z konstrukčních důvodů značně vyšší než jsou doporučené hodnoty dle tabulky 7.9.

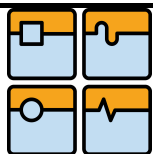
Tab. 7.9: Statický bezpečnostní faktor f_s [44]

Použití na stroji	Zatížení	Dolní mez f_s
Obecné průmyslové stroje	Bez vibrací a rázů	$1.0 \div 3.5$
	S vibracemi a rázy	$2.0 \div 5.0$
Obráběcí stroje	Bez vibrací a rázů	$1.0 \div 4.0$
	S vibracemi a rázy	$2.5 \div 7.0$

Životnost

$$L_2 = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_c \cdot C}{f_w \cdot P_{m2}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100 = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 39300}{1,4 \cdot 2724,8} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100 = 237921,1 \text{ km} \quad (7.87)$$

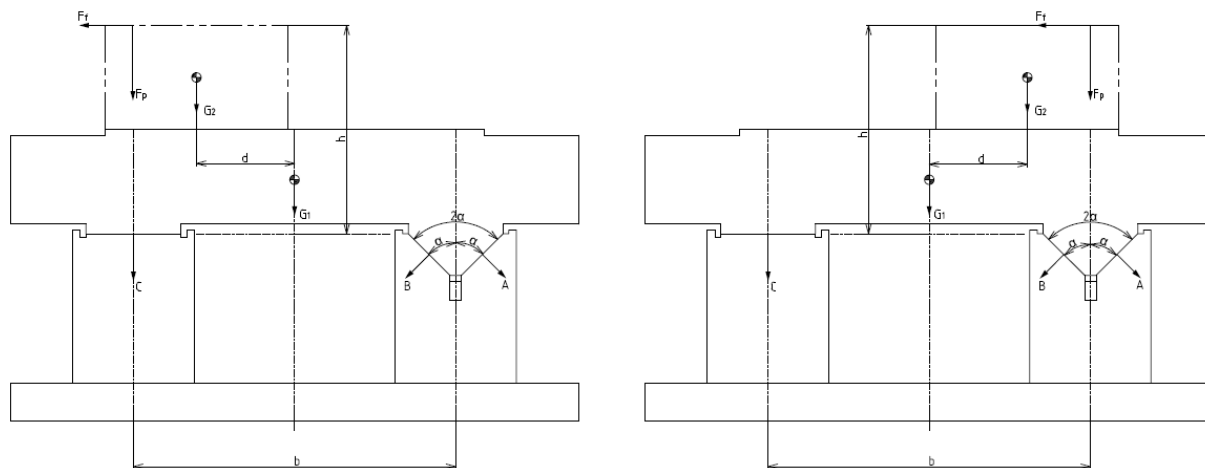
$$L_{h2} = \frac{L_2}{2 \cdot s_x \cdot n_c \cdot 3,6} = \frac{237921,1}{2 \cdot 0,7 \cdot 1 \cdot 3,6} = 47206 \text{ h} = 4,7 \cdot 10^4 \text{ h} \quad (7.88)$$



7.5. Návrh kluzného vedení

Moderní kluzná vedení obložená plastickými hmotami se u brusek velmi využívají (kap. 4) pro své výhodné vlastnosti, kterými jsou například dobré tlumení chvění, velká styčná plocha oproti valivému vedení, odstranění trhavých pohybů, odolnosti proti zadírání, jednoduchost a nízká cena.

V této kapitole se budu zabývat návrhem kluzného plocho-prizmatického vedení (zachován tvar a rozteč vedení původní brusky) s obložením pohyblivých ploch (stůl) plastickou hmotnou – Turcite-B[50].



Obr. 7.17: Schéma kluzného vedení

Vstupní parametry výpočtu:

Rozteč vedení

$b=170\text{mm}$

Vzdálenost působíště řezné a pasivní síly
od základny vedení

$h=605\text{mm}$

vzdálenost mezi těžištěm stolu a obrobku

$d=52\text{mm}$

úhel sklonu vodících ploch

$\alpha=45^\circ$

nejmenší plocha vodící plochy A

$S_A=12444\text{mm}^2$

nejmenší styčná plocha vodící plochy B

$S_B=S_A=12444\text{mm}^2$

nejmenší styčná plocha vodící plochy C

$S_C=20000\text{mm}^2$

Stanovení sil působících na vedení

$$A = \frac{F_f \cdot h + \left[m_o \cdot g \cdot \left(-\frac{b}{2} - d \right) \right]}{2 \cdot b \cdot \sin(\alpha)} - \frac{m_{s1} \cdot g}{4 \cdot \sin(\alpha)} - \frac{F_p}{2 \cdot \sin(\alpha)} + F_f \cdot \cos(\alpha) \quad (7.89)$$

$$A = \frac{223 \cdot 0,605 + \left[250 \cdot 9,81 \cdot \left(-\frac{0,17}{2} - 0,052 \right) \right]}{2 \cdot 0,17 \cdot \sin(45^\circ)} - \frac{150 \cdot 9,81}{4 \cdot \sin(45^\circ)} - \frac{1335}{2 \cdot \sin(45^\circ)} + 223 \cdot \cos(45^\circ)$$

$$A = -2143N$$

$$B = \frac{F_f \cdot h + \left[m_o \cdot g \cdot \left(-\frac{b}{2} - d \right) \right]}{2 \cdot b \cdot \sin(\alpha)} - \frac{m_{s1} \cdot g}{4 \cdot \sin(\alpha)} - \frac{F_P}{2 \cdot \sin(\alpha)} - F_f \cdot \cos(\alpha) \quad (7.90)$$

$$B = \frac{223 \cdot 0,605 + \left[250 \cdot 9,81 \cdot \left(-\frac{0,17}{2} - 0,052 \right) \right]}{2 \cdot 0,17 \cdot \sin(45^\circ)} - \frac{150 \cdot 9,81}{4 \cdot \sin(45^\circ)} - \frac{1335}{2 \cdot \sin(45^\circ)} - 223 \cdot \cos(45^\circ)$$

$$B = -2458N$$

$$C = -\frac{m_{s1} \cdot g}{2} - \frac{m_o \cdot g \cdot \left(\frac{b}{2} + d \right)}{b} - F_f \cdot \frac{h}{b} - F_P \quad (7.91)$$

$$C = -\frac{150 \cdot 9,81}{2} - \frac{250 \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{0,17}{2} + 0,052 \right)}{0,17} - 223 \cdot \frac{0,605}{0,17} - 1335 = -4841N$$

Stanovení tlaků působících na vedení

$$p_A = \frac{|A|}{S_A} = \frac{|-2143|}{0,012444} = 172211Pa \quad (7.92)$$

$$p_B = \frac{|B|}{S_B} = \frac{|-2458|}{0,01244} = 197588Pa \quad (7.93)$$

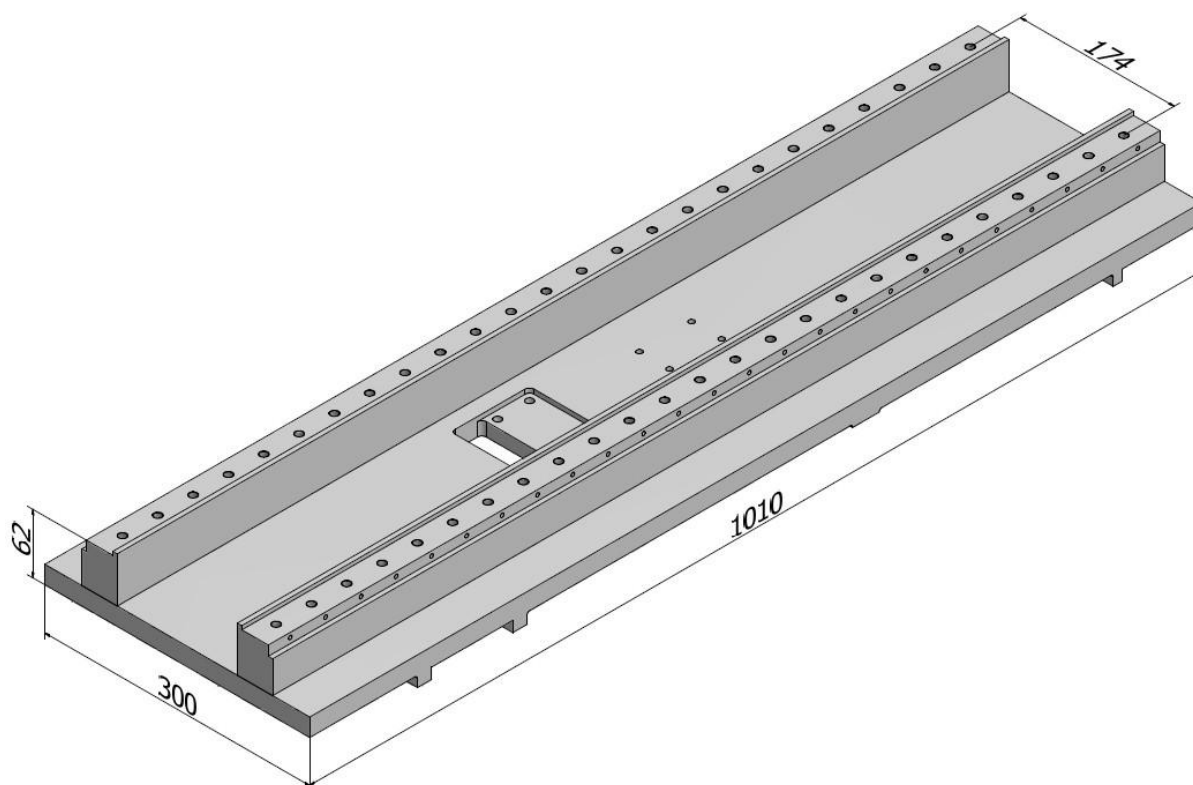
$$p_C = \frac{|C|}{S_C} = \frac{|-4841|}{0,02} = 242050Pa \quad (7.94)$$

Dle tab. 3.2 na straně 42 je největší dovolený tlak pro vodící plochy umělá hmota - šedá litina 0,35÷0,8MPa. Tlaky působící na jednotlivé plochy vedení jsou nižších hodnot v této tabulce. [1,21,48,49,50]

8. PŘÍČNÝ POSUV

Příčné saně jsou dle zadání zhotoveny jako svarek z oceli 11 375. Po svaření jsou zhotoveny připojovací plochy a otvory.

Na obrázku 8.1 je uveden příklad příčných saní pro variantu podélného posuvu s kuličkovým šroubem a rotační maticí. Vedení podélného i příčného posuvu je realizováno profilovým valivým vedením.



Obr. 8.1: Příčné saně

Základní technické údaje podélného posuvu:

- | | |
|-------------------------------------|------------------------------|
| • Rozměry saní (délka x šířka) | 1010mm x 300 mm |
| • Hmotnost saní | $m_{s2}=150$ kg |
| • Hmotnost podélného posuvu | $m_x=400$ kg |
| • Celková příčně posouvaná hmotnost | $m_z=550$ kg |
| • Velikost příčného posuvu (zdvih) | $s_z= 240$ mm |
| • Rychlost příčného posuvu | $v_z= 8$ m.min ⁻¹ |
| • Doba rozběhu | $t_r= 0,3$ s |

8.1. Návrh pohonu

Na příčný posuv je kladen požadavek přesnosti nastavení polohy (oproti podélnému stolu) z důvodu tvarového broušení. Proto je zde možná jen varianta s kuličkovým šroubem a maticí oproti podélnému posuvu. Na základě toho jsem zvolil broušený kuličkový šroub s předepnutou maticí **DIK 1605-6** – příloha 11, synchronní servomotor Siemens **1FK 7032-5AF21-1HG0** – příloha 2, převod ozubeným řemenem s řemenicemi **HTD 36-05M-15 TB** (upnutí na hřídel servomotoru a kuličkového šroubu pomocí upínacího pouzdra TAPER) – příloha 12. V případě valivého vedení se příčné saně pohybují po 2 kolejnicích profilového valivého vedení **SRG 30 C** – příloha 9.

Návrh pohonu s kuličkovým šroubem, návrh kuličkového šroubu a návrh řemenového převodu je principiálně stejný jak v kapitole 7.1, 7.2 a 7.1.2. Výpočty pro příčný posuv jsou uvedeny v přílohách:

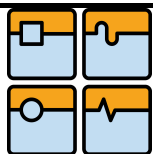
- Návrh pohonu příčného posuvu s kuličkovým šroubem – příloha 13
- Návrh kuličkového šroubu příčného posuvu – příloha 14
- Návrh řemenového převodu příčného posuvu – příloha 15
- Návrh valivého vedení příčného posuvu – příloha 16

Přehled vybraných parametrů z výpočtů (příloha 13 ÷ 16):

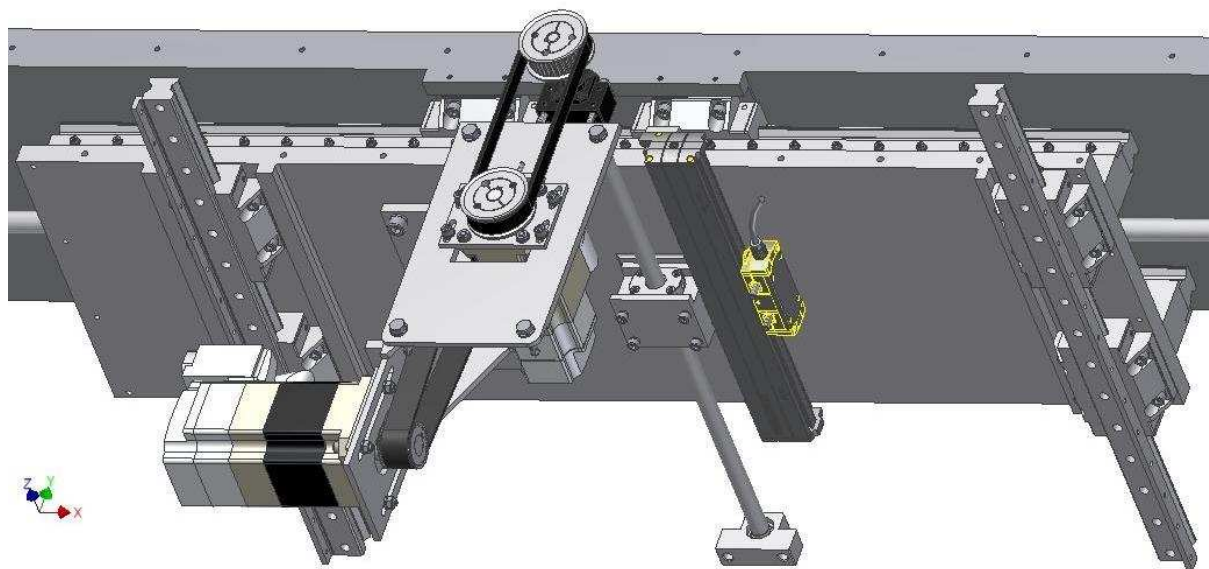
- | | |
|--|--|
| • Potřebný moment servomotoru dle statického hlediska | $M_{\text{stat}}=0,34 \text{ Nm}$ |
| • Potřebný moment servomotoru dle dynamického hlediska | $M_{\text{dyn}}=0,52 \text{ Nm}$ |
| • Jmenovitý moment servomotoru | $M_m=1 \text{ Nm}$ |
| • Jmenovité otáčky servomotoru | $n_m=3000 \text{ rad} \cdot \text{min}^{-1}$ |
| • Jmenovitý průměr kuličkového šroubu | $d=16 \text{ mm}$ |
| • Stoupání kuličkového šroubu | $s=5 \text{ mm}$ |
| • Délka kuličkového šroubu | $l_{\text{KS}}=650 \text{ mm}$ |
| • Životnost kuličkového šroubu | $L_h=7,316 \cdot 10^4 \text{ h}$ |
| • Životnost nejvíce namáhaného vozíku valivého vedení | $L_h=7,06 \cdot 10^5 \text{ h}$ |

Jak již bylo zmíněno výše, na příčný posuv je kladen požadavek nastavení přesnosti polohy. Z tohoto důvodu jsem pro odměřování přímého posuvu zvolil přímé absolutní odměřování v podobě skleněného pravítka Heidenhain LC 183 s krokem měření $0,1 \mu\text{m}$ [55] – příloha 17.

V případě použití odměřování integrovaného v servomotoru (nepřímé odměřování) je nutné pomocí např. laser-interferometru proměřit kuličkový šroub v celém rozsahu zdvihu a stanovit korekční tabulku. Tuto tabulku je dále nutné zanést do řídicího systému obráběcího stroje, aby byla dosahovaná přesnost nastavení polohy.



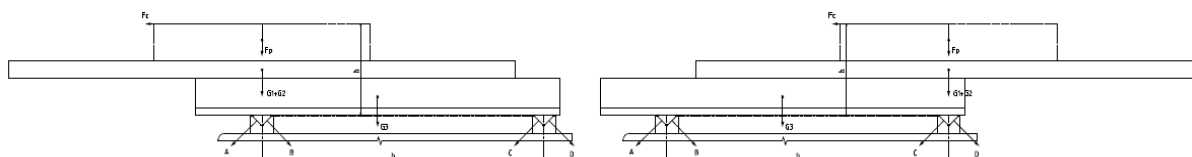
Na obr. 8.2 je vyobrazen suport s detailem příčného posuvu. Není zde zobrazeno centrální mazání matic kuličkových šroubů a vozíků lineárního vedení.



Obr. 8.1: Příčné saně

8.2. Návrh kluzného vedení

Při návrhu kluzného vedení příčného posuvu byla zachována původní koncepce, tzn. zachování tvaru, velikosti kluzného a osově vzdálenosti vedení (dvojitě prizmatické). Na pohybující se ploše vedení (saně) je připevněna kluzná plastická hmota Turcite-B[50].



8.3: Schéma kluzného vedení příčného posuvu

Vstupní parametry výpočtu:

Rozteč vedení

$b=780\text{mm}$

Vzdálenost působíště řezné a pasivní síly
od základny vedení

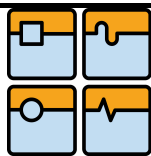
$h=705\text{mm}$

Úhel sklonu vodících ploch

$\alpha=45^\circ$

Nejmenší plocha vodících ploch A,B,C a D

$S_z=9333\text{mm}^2$

**Stanovení síl působících na vedení**

$$A = \frac{-(m_x + m_{s2}) \cdot g - F_p - F_C \cdot \frac{h}{b}}{2 \cdot \sin(\alpha)} - F_C \cdot \cos(\alpha) = \quad (8.1)$$

$$A = \frac{-(400 + 150) \cdot 9,81 - 1335 - 445 \cdot \frac{0,705}{0,78}}{2 \cdot \sin(45^\circ)} - 445 \cdot \cos(45^\circ) = -4838 N$$

$$B = \frac{-(m_x + m_{s2}) \cdot g - F_p - F_C \cdot \frac{h}{b}}{2 \cdot \sin(\alpha)} + F_C \cdot \cos(\alpha) \quad (8.2)$$

$$B = \frac{-(400 + 150) \cdot 9,81 - 1335 - 445 \cdot \frac{0,705}{0,78}}{2 \cdot \sin(45^\circ)} + 445 \cdot \cos(45^\circ) = -4208 N$$

$$C = \frac{-(m_x + m_{s2}) \cdot g - F_p + F_C \cdot \frac{h}{b}}{2 \cdot \sin(\alpha)} - F_C \cdot \cos(\alpha) \quad (8.3)$$

$$C = \frac{-(400 + 150) \cdot 9,81 - 1335 + 445 \cdot \frac{0,705}{0,78}}{2 \cdot \sin(45^\circ)} - 445 \cdot \cos(45^\circ) = -4270 N$$

$$D = \frac{-(m_x + m_{s2}) \cdot g - F_p + F_C \cdot \frac{h}{b}}{2 \cdot \sin(\alpha)} + F_C \cdot \cos(\alpha) \quad (8.4)$$

$$D = \frac{-(400 + 150) \cdot 9,81 - 1335 + 445 \cdot \frac{0,705}{0,78}}{2 \cdot \sin(45^\circ)} + 445 \cdot \cos(45^\circ) = -3640 N$$

Stanovení tlaků působících na vedení

$$p_A = \frac{|A|}{S_z} = \frac{|-4838|}{9,333 \cdot 10^{-3}} = 518375 Pa = 0,52 MPa \quad (8.5)$$

$$p_B = \frac{|B|}{S_z} = \frac{|-4208|}{9,333 \cdot 10^{-3}} = 450873 Pa = 0,45 MPa \quad (8.6)$$

$$p_C = \frac{|C|}{S_z} = \frac{|-4270|}{9,333 \cdot 10^{-3}} = 487516 Pa = 0,49 MPa \quad (8.7)$$

$$p_D = \frac{|D|}{S_z} = \frac{|-3640|}{9,333 \cdot 10^{-3}} = 390013 Pa = 0,39 MPa \quad (8.8)$$

Dle tab. 7.10 je největší dovolený tlak pro vodící plochy umělá hmota-šedá litina $0,35 \div 0,8 \text{ MPa}$. Tlaky působící na jednotlivé plochy vedení jsou nižších hodnot.
[21,48,49,50]

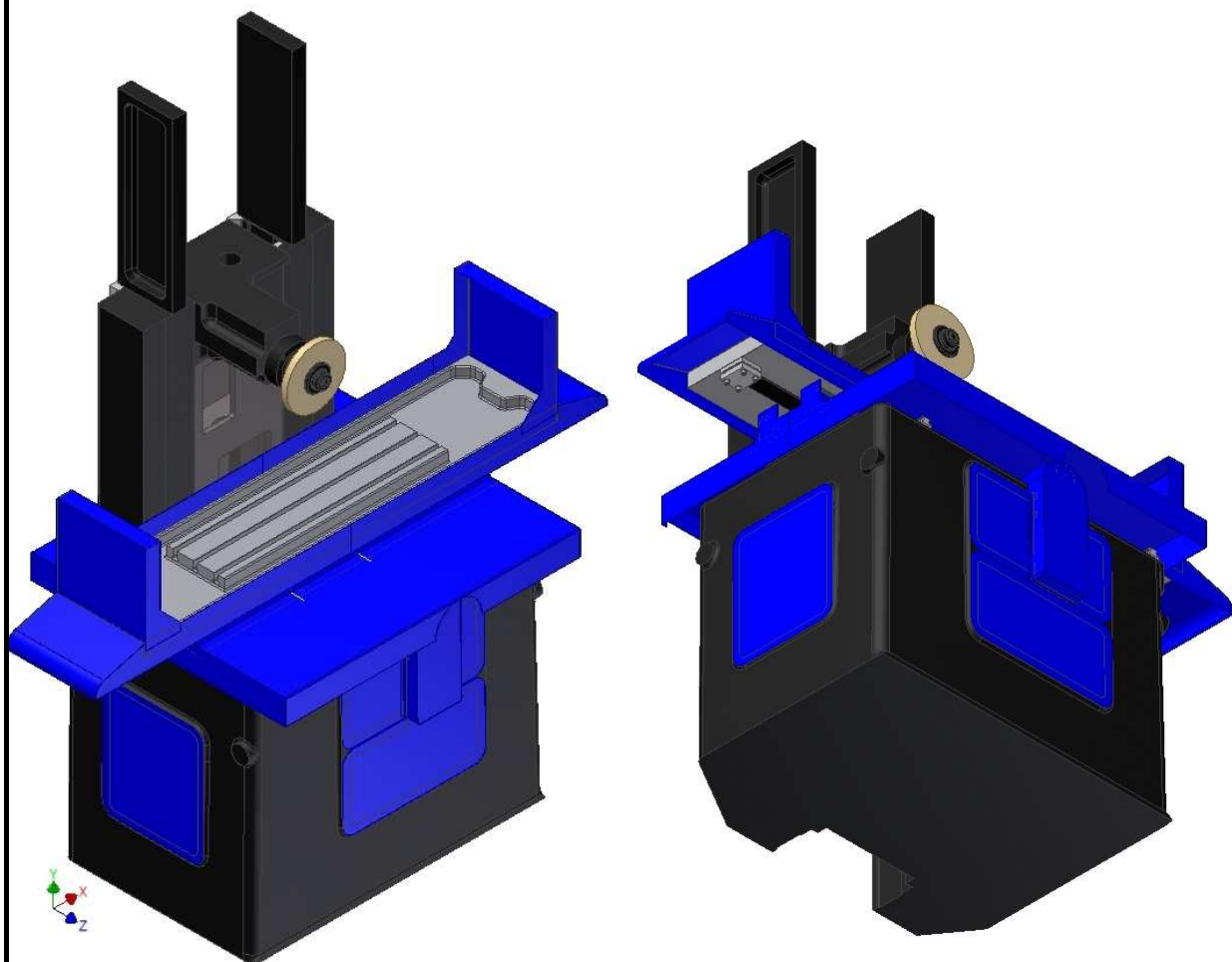
Tab 8.1: Přehled materiálů vodících ploch [1]

Materiál vodících ploch		Největší dovolený měrný tlak [MPa]	Součinitel tření	Použití
Kratší plochy-stůl	Delší plochy-lože			
Šedá litina	Šedá litina (+20 HB)	2 ÷ 3	0,1 ÷ 0,15	Stoly a suporty soustruhů a frézek
		0,15 ÷ 0,8	0,06 ÷ 0,1	Stoly hoblovek
		0,005 ÷ 0,1	0,006 ÷ 0,1	Stolu brusek apod.
	Povrchově kalená litina (48÷53HRC)	2,5 ÷ 3,5	0,1 ÷ 0,15	Stoly a suporty os vyšších odolností proti opotřebení
	Ocelové kalené lišty (60÷63HRC)			
Umělá hmota	Šedá litina	0,35 ÷ 0,8	0,02 ÷ 0,06	Stoly a suporty os s menším třením

9. KRYTOVÁNÍ

Při obrábění vznikají velmi jemné třísky, které působí jako abrazivo na pohybujících se plochách – vedení a kuličkový šroub s maticí. Proto je nutné tyto části stroje chránit. Dále je nutné zabránit odlétávání třísek, popř. chladicí kapaliny mimo stroj.

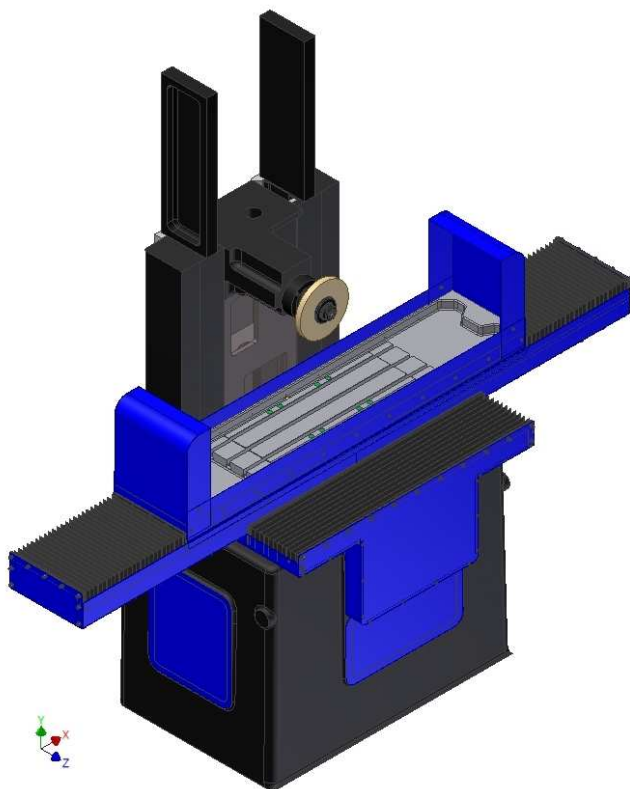
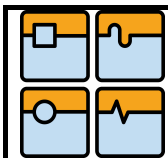
Původní bruska (obr. 1.1), ale i některé konkurenční brusky (např. obr. 4.3 a obr. 4.6) má ochranné kryty, které chrání vedení a pohony pouze shora. Zespodu je otevřený prostor. V tomto případě je však nutné samostatně chránit kuličkové šrouby (spirálové kryty), valivá vedení a další. Příklad krytování tímto způsobem je na obr. 9.1.



Obr. 9.1: Jednoduché otevřené krytování

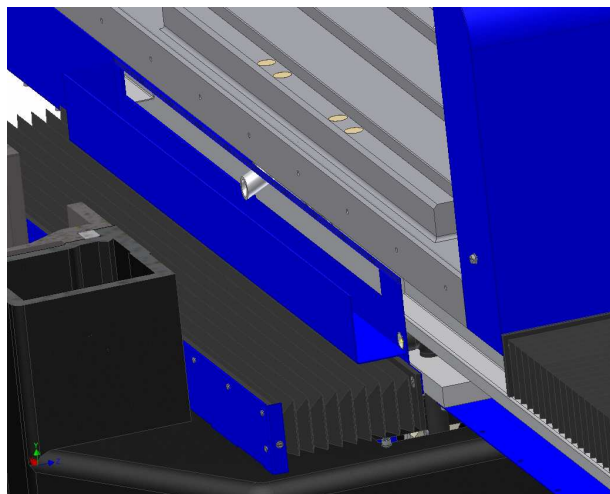
Druhý způsob je zcela uzavřený prostor suportu ochrannými kryty – obr. 9.2. V tomto případě se ze spodní části nemohou dostávat nečistoty jako např. u způsobu krytování na obr. 9.1.

Jako pohyblivé kryty byly zvoleny měchy, u které oproti teleskopickým krytům nevznikají rázy při zasouvání a vysouvání. Tyto rázy mají negativní dopad na přesnost obráběné plochy.



Obr. 9.2: Uzavřené krytování

V případě tzv. mokrého broušení je nutné řešit krom odsávání od brousícího kotouče také odvod chladicí kapaliny z pracovního prostoru stroje. Řešení je na obr. 9.3. V zadní části stolu uprostřed je umístěna trubka, kterou odtéká chladicí kapalina společně s třískami z prostoru stolu do nádrže, uchycené na zadní části saní. Z této nádrže dále odtéká potrubím přes saně do prostoru rámu stroje a dále do chladicího hospodářství.



Obr. 9.3: Odvod řezné kapaliny

10. ZÁVĚR

V první části diplomové práce jsem provedl rešerši, týkající se stavby posuvových os, se zaměřením na téma diplomové práce. Jsou zde popsány brousící stroje společně s technologií broušení, dále pak elektrické pohony (DC, AC synchronní a asynchronní, krokové a lineární motory), mechanismy pro přímočarý pohyb (kluzný a kuličkový šroub s maticí, pastorek a ozubený hřeben, šnek a šnekový hřeben a ozubený řemen), lineární vedení (kluzné a valivé), odměřování a krytování. Poslední kapitola rešeršní části je věnována průzkumu trhu. Jsou zde popsány vybrané brusky různých výrobců. Na konci je uvedena tabulka technických parametrů- zaměřená na posuvy obrobku.

V druhé (konstrukční) části diplomové práce se zabývám vlastním návrhem suportu dle zadání. Na začátku jsou uvedeny varianty pohonů posuvů a vedení pro podélný a příčný posuv vzhledem k požadavkům zadavatele diplomové práce. Pro pohon podélného posuvu stolu byly zvoleny tyto varianty: servomotor v kombinaci s kuličkovým šroubem (rotační matice a pevný kuličkový šroub) nebo ozubeným řemenem, lineární motor. U podélného posuvu, který koná přímočarý vratný pohyb, je požadována co nejvyšší posuvová rychlost vzhledem k technologii obrábění. Není zde však požadavek přesnosti nastavení polohy.

Naopak pro příčný posuv stolu je stanoven požadavek přesnosti nastavení polohy, a nevyžadují se vysoké posuvové rychlosti. Na základě toho byla zvolena varianta pohonu posuvu: servomotor s předepnutým kuličkovým šroubem.

Vedení jak podélného, tak i příčného posuvu je ve dvou variantách, a to valivé (profilové valivé vedení) a moderní kluzné vedení (kov a Turcite).

Prvním výpočtem je stanovení řezných sil při broušení. Při výpočtu se vychází z maximálních otáček brousícího vřetene, rozměrů brousícího kotouče, obráběného materiálu a doporučených pracovních podmínek pro rovinné broušení, kde je pro hrubovací obvodové broušení s přímočarým pohybem stolu tabelárně dána maximální (doporučená) rychlost podélného posuvu $30 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$, ze které dále při návrhu podélného posuvu vycházím.

V konstrukční části se nejprve zabývám podélným posuvem a jeho jednotlivými variantami. Dle zadání jsem odlitý stůl nahradil obrobkem z oceli 12 050, přičemž upínací plocha stolu včetně T-drážek zůstala zachována, stejně jako zdvih. Podle způsobu pohonu a vedení se na spodní části stolu zhotoví příslušné připojovací plochy.

Jako první jsem řešil variantu pohonu s kuličkovým šroubem a maticí, resp. s pevným válcovaným čtvercovým (shodný jmenovitý průměr se stoupáním) kuličkovým šroubem a rotační maticí. Tuto variantu jsem zvolil, protože tato koncepce dosahuje

vyšších posuvových rychlostí oproti klasické koncepci. Při návrhu vycházím z maximálního zdvihu 700mm, maximální posuvové rychlosti 30 m.min^{-1} a doby rozběhu 0,3s. Přenos kroutícího momentu ze servomotoru na rotační matici obstarává převod ozubený řemen s převodovým poměrem 2. Na základě výpočtu jsem zvolil servomotor Siemens s jmenovitým kroutícím momentem 2,6Nm a jmenovitými otáčkami 3000 1/min s rotačním absolutním encodérem DRIVE-CLIQ. Životnost kuličkového šroubu o jmenovitém průměru (a také stoupání) 20 mm byla stanovena na $3,08 \cdot 10^4$ hodin. V dalším kroku následuje kontrolní výpočet převodu ozubeným řemenem s roztečí 5mm a šířkou 25mm.

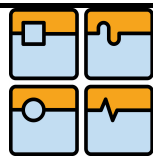
Další variantou je pohon ozubeným řemenem, kde se vychází ze stejných kinematických podmínek. Protože se jedná o přímý pohon (bez převodu), je nutné servomotor zpřevodovat. Zvolil jsem servomotor Siemens s převodovkou s ozubenými koly s převodovým poměrem 35, jmenovitým výstupním momentem 88,4 Nm, jmenovitými výstupními otáčkami 86 rad.min^{-1} a absolutním encodérem DRIVE-CLIQ. Alternativou je servomotor s planetovou převodovkou s menšími rozměry, ale za to vyšší cenou. I zde jsem provedl výpočet ozubeného řemene s roztečí 8mm a šířkou 50mm.

Poslední variantou je přímý pohon lineárním motorem. Zvolil jsem lineární motor Siemens řady 1FN3 s vodním chlazením, který má jmenovitou sílu 675N při rychlosti 277 m.min^{-1} . U této varianty jsem řešil přímé odměřování lineárním pravítkem Heidenhain LC 193.

Prvním typem vedení je profilové valivé vedení s válečky (válečky mají oproti kuličkám vyšší únosnost, resp. menší deformaci při stejném zatížení) se dvěma kolejnicemi a dvěma vozíky na každé kolejnici, kde životnost nejvíce zatíženého vozíku podélného posuvu je $4,7 \cdot 10^4$ hodin a příčného posuvu $7,06 \cdot 10^5$ hodin.

Druhým typem je kluzné vedení s obložením pohyblivých ploch plastickou hmotou – Turcite B. Zachoval jsem rozteč i tvar kluzných ploch (plocho-prizmatické pro podélný posuv a dvojité prizmatické pro příčný posuv).

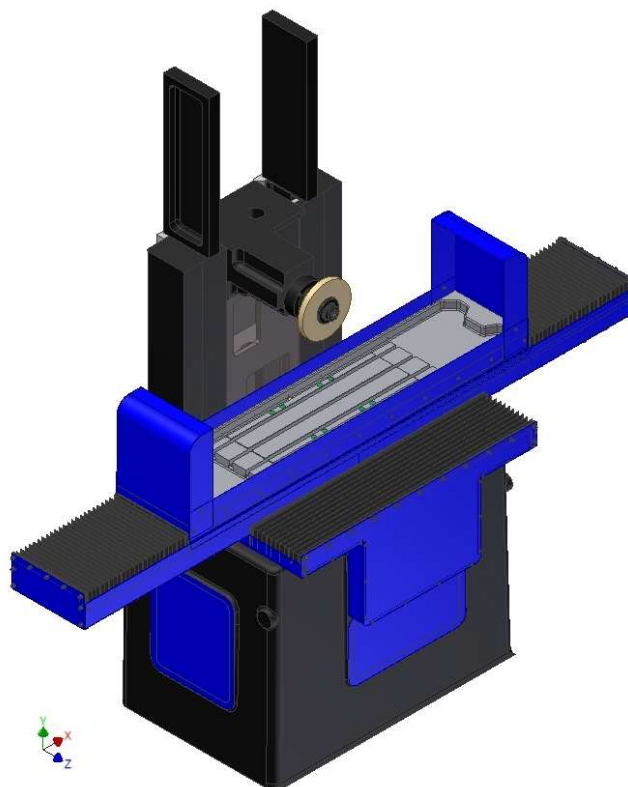
Jak už bylo výše zmíněno, pro pohon příčného posuvu je uvažovaná vzhledem k přesnosti nastavení polohy jen jedna varianta pohonu posuvu, a to servomotorem s broušeným kuličkovým šroubem (jmenovitý průměr 16mm a stoupání 5mm) a předepnutou maticí, kde je rychlost pohybu 8 m.min^{-1} , zdvih 240 mm a doba rozběhu 0,3s. Na základě výpočtu jsem zvolil servomotor s jmenovitým kroutícím momentem 1Nm a jmenovitými otáčkami $3000 \text{ rad.min}^{-1}$. Životnost kuličkového šroubu s maticí je vypočtena na $7,316 \cdot 10^4$ hodin. Odměřování příčného posuvu z důvodu nastavení přesnosti polohy obstarává skleněného pravítka Heidenhain LC 183 s krokem měření $0,1 \mu\text{m}$.



Na základě výše popsaných variant pohonů posuvů a vedení byla vybrána varianta suportu s pohonem podélného posuvu servomotorem a kuličkovým šroubem s rotační maticí, pohonem příčného posuvu se servomotorem a broušeným kuličkovým šroubem s předepnutou maticí a lineárním odměřováním. Pro oba posuvy bylo zvoleno lineární profilové valivé vedení s válečky.

V další kapitole je řešeno krytování a odvod řezné kapaliny z pracovního prostoru. Pro výše zvolený suport jsem zvolil kompletní zakrytování. Jako pohyblivé kryty byly vybrány mechy, u kterých oproti teleskopickým krytům nedochází při pohybu k rázům a tím k negativnímu ovlivnění obráběné plochy. Odvod řezné kapaliny je řešen v zadní části stolu, kde kapalina odtéká do nádrže v zadní části saní, z ní do prostoru rámu a pak k dalšímu zpracování.

Na obrázku 10.1 je zobrazena bruska s výše popsaným suportem, pohony, vedením, odměřováním a krytováním.



Obr. 10.1: Bruska BPH 200/600 CNC

Technické údaje:

- | | |
|---|------------------------|
| • Maximální hmotnost obrobku včetně elektromagnetické upínací desky | 250 kg |
| • Podélný pohyb stolu | 700 mm |
| • Rychlost pohybu podélného stolu | 30 m.min ⁻¹ |
| • Příčný pohyb stolu | 240 mm |
| • Rychlost příčného pohybu | 8 m.min ⁻¹ |
| • Upínací plocha | 600x200 mm |

11. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] MAREK, J. A kol.: *Konstrukce CNC obráběcích strojů*, 2. přepracované a rozšířené vydání. Praha: MM publishing, 2010. 420 s. ISBN 978-80-254-7980-3
- [2] LÁBUS, Miroslav. *Návrh polymerbetonového rámu obráběcího stroje*. Brno, 2010. 117 s. Diplomová práce. FSI VUT Brno.
- [3] HUMÁR, A.: *Technologie I, Technologie obrábění – 3. část, Interaktivní multimediální text pro bakalářský a magisterský studijní program*, FSI VUT Brno, 2005
- [4] DILLINGER, J. a kol.: *Moderní strojírenství pro školu i praxi*, Europa-Sobotáles, 2007, 612 s, ISBN 978-80-86706-19-1
- [5] KOČMAN, K.; PROKOP, J.: *Technologie obrábění*, skriptum VUT Brno, 2. vyd., Akademické nakladatelství CERM, prosinec 2005, 270 s, ISBN 80-214-3068-0
- [6] BORSKÝ, V.: *Obráběcí stroje*, skriptum ES VUT Brno, 1. vydání, Sprint Šlapanice, 1992, 216 s., ISBN 80-214-0470-1
- [7] BORSKÝ, V.: *Základy stavby obráběcích strojů*, skriptum ES VUT Brno, 2. vydání, Grafia Prostějov, 1991, 214 s., ISBN 80-214-0361-6
- [8] PROKOP, Mojmír. *Výrobní stroje I*. 1.vydání. Brno : ES VUT Brno, 1985. 166 s. ISBN 55-589-85.
- [9] KRATOCHVÍL, J.: *Obráběcí stroje*. dotisk. Praha : Ediční středisko ČVUT, 1984. 231 s. 17-51.
- [10] SKALICKÝ, Jiří. *Elektrické servopohony* [online]: FEKT, 2001 [cit. 2011-06-26]. Dostupné z WWW: <https://www.vutbr.cz/www_base/priloha.php?dpid=33400>.
- [11] PAVLÁK, Milan. *Elektrotechnika I*. první. [s.l.] : SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1976. 136 s. 05-123-76.
- [12] Hammer, M: *Elektrotechnika a elektronika :přednášky* ,Brno :Cerm,2006. Vyd. 1. 134 s. : il. ISBN 80-214-3334-5 .
- [13] RUBÍČEK, Ota. *Elektrické motory a pohony : příručka technika, volby a užití vybraných druhů*. 1. Praha : BEN, 2004. 192 s. ISBN 80-7300-092-X.
- [14] KŮS, Václav. *Elektrické pohony a výkonová elektronika*. 1. Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2005. 182 s. ISBN 80-7043-422-8.
- [15] TIMKO, Jaroslav, et al. *Elektrické pohony a výkonová elektronika*. Košice : Technická univerzita v Košicích, 2008. 177 s. ISBN 978-80-553-0093-1.
- [16] HIWIN : *Lineární pohony* [online]. [cit. 2011-07-03]. Dostupné z WWW: <http://www.hiwin.cz/pdf/clanek_o_linearnich_motorech_-_technika_a_trh.pdf>.

- [17] VUES : *Lineární motory* [online]. 2011 [cit. 2011-07-03]. Dostupné z WWW: <<http://www.vues.cz/doc/?docid=73>>.
- [18] *Kuličkové šrouby Kuřim* [online]. 2010 [cit. 2011-09-20]. Dostupné z WWW: <<http://www.ks-kurim.cz/>>.
- [19] REM-Technik s.r.o. [online]. 21 [cit. 2011-09-20]. Dostupné z WWW: <<http://www.rem-technik.cz/files/files/58/ztrs-prehled.pdf>>.
- [20] KOLAJA, Radim. *Lineární posuvové soustavy ve stavbě obráběcích strojů*. Brno, 2009. 56 s. Bakalářská práce. FSI VUT v Brně. Dostupné z WWW: <http://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=17476>.
- [21] BRENÍK, P.; PÍČ, J. *Obráběcí stroje - konstrukce a výpočty*. 2. vyd. Praha: SNTL, 1986. 573 s. ISBN 04-235-86
- [22] Zahnriemen in der Lineartechnik. *SpringerLink* [online]. 2009, [cit. 2011-09-29]. Dostupný z WWW: <<http://www.springerlink.com/content/j7726q6g7332047g/fulltext.pdf>>.
- [23] T.E.A Technik s.r.o. [online]. 2007 [cit. 2011-10-06]. Lineární osa s řemenem New-Gen. Dostupné z WWW: <<http://www.teatechnik.cz/linearni-osa-remenem-new-generation/>>.
- [24] *Ústav konstruování ; konstruování strojů-převody* [online]. [cit. 2010-04-11]. Dostupné z WWW: <http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/6C2/prednasky/prednaska11_6c2.pdf>
- [25] SCHNEEBERGER : *linear technology* [online]. [cit. 2011-10-08]. Dostupné z WWW: <<http://www.schneeberger.com/>>.
- [26] INA-Schaeffler KG : *HYDREAL flat cage guidance systems, Liner recirculating roller guidance systems*. Publication FRF. Germany : INA, 2003. 209 s. 005-326-583/FRF GB-D 06038.
- [27] KOLÁŘ, Bronislav. *Lineární posuvové soustavy s valivým vedením ve stavbě obráběcích strojů* [online]. Brno : 2011. 47 s. Bakalářská práce. FSI VUT v Brně. Dostupné z WWW: <http://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=39938>.
- [28] THK : *General Description-General Catalog* [online]. [cit. 2011-10-08]. Dostupné z WWW: <https://tech.thk.com/en/products/pdf/en_b00_001.pdf#1>.
- [29] THK : *Linear Motion* [online]. 2006 [cit. 2011-10-09]. Dostupné z WWW: <<http://www.thk.com/eng/products/index.html>>.
- [30] HENNLICH : *lineární vedení* [online]. 2011 [cit. 2011-10-09]. Dostupné z WWW: <<http://www.hennlich.cz/produkty/loziska-a-linearni-vedeni-linearni-vedeni-valive-26.html>>.
- [31] Bosch Rexroth AG : *Linear Modules* [online]. 0 [cit. 2011-10-09]. Dostupné z WWW: <http://www.boschrexroth.com/business_units/brl/en/produkte/Linearsysteme/linearmodule/index.jsp>.

- [32] HEIDENHAIN [online]. 2011 [cit. 2011-10-14]. Dostupné z WWW: <<http://www.heidenhain.cz/>>.
- [33] ŽÁK, Ondřej . *Technologie : Mechanik číslicově řízených strojů*. Učební texty SPŠ a SOU Kuřim, s.r.o. : 2001.
- [34] SIEMENS Servomotory : katalogy [online]. 2011 [cit. 2011-10-14]. Dostupné z WWW: <http://www1.siemens.cz/ad/current/index.php?ctxnh=20b2919053&ctxp=doc_katalogy>.
- [35] Hestego protection systems : teleskopické kryty [online]. 2011 [cit. 2011-10-14]. Dostupné z WWW: <<http://www.hestego.cz/produkty/teleskopicke-kryty/>>.
- [36] TECNIMETAL : spirálové kryty [online]. 2011 [cit. 2011-10-14]. Dostupné z WWW: <<http://www.tecnimetal.cz/produkty/spiralove-kryty/>>.
- [37] BLOHM : Flach und Profil - Planomat [online]. [cit. 2011-10-17]. Dostupné z WWW: <<http://www.blohmgbh.com/de/produkte/flach-und-profilschleifmaschinen/planomat.html>>.
- [38] JUNG : VARIO 630 [online]. 2008 [cit. 2011-10-24]. Dostupné z WWW: <<http://www.k-jung.com/de/produkte/vario-630.html>>.
- [39] VOLZ Werkzeugmaschinenhandel : Schleifen [online]. [cit. 2011-10-17]. Dostupné z WWW: <<http://www.volz-witten.de/de/produkte/maschinen/schleifen/schleifen.html>>.
- [40] PROTH INDUSTRIAL [online]. [cit. 2011-10-17]. Dostupné z WWW: <<http://www.proth.com.tw>>.
- [41] Heinz Stöckel Werkzeugmaschinen GmbH : Neumaschine [online]. 2011 [cit. 2011-10-24]. Dostupné z WWW: <<http://www.stoeckel.de/neumaschinen.php>>.
- [42] KNUTH MACHINE TOOLS [online]. [cit. 2011-11-09]. Flachsleifmaschinen. Dostupné z WWW: <<http://www.knuth.de/produkt,26912.html>>.
- [43] DIA-Praha : Katalog DIA-Praha (orovnávače, DIA a CBN kotouče) [online]. 2007 [cit. 2011-11-16]. Dostupné z WWW: <http://www.diapraha.cz/uploads/assets/katalogy/katalog_dia_praha.pdf?phpMyAdmin=5g8ygI1axBgg1ZnkWv%2Ch9WmZv25>.
- [44] THK: product information [online]. [cit. 2012-03-14]. Dostupné z: <http://tech.thk.com/en/products/index.php>
- [45] TYMA: produkty [online]. 2004 [cit. 2012-03-16]. Dostupné z: <http://www.tyma.cz/produkty/>
- [46] MATIS [online]. [cit. 2012-03-19]. Dostupné z: <http://www.matis.cz/>
- [47] Siemens Industry Automation & Drive Technologies: Lineární motory [online]. 2012 [cit. 2012-03-19]. Dostupné z: <http://www1.siemens.cz/ad/current/index.php?ctxnh=3dc1ae0f05&ctxp=home>
- [48] KOLÍBAL, Zdeněk, Radek KNOFLÍČEK, Petr BLECHA a Ivan VAVŘÍK. VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ. *Technologičnost konstrukce a retrofitting výrobních strojů*. Brno: VUTUM, 2010. ISBN 978-80-214-3765-4.
- [49] JOSHI, P. *Machine tools handbook: design and operation*. New York, c2008, 732 s. ISBN 978-0-07-149-435-9.

- [50] Trelleborg Sealing Solution: Bearings & Bushings - synthetic composites and engineered thermoplastics. [online]. [cit. 2012-03-20]. Dostupné z: http://www.tss.trelleborg.com/global/en/products_2/bearingsbushings/bearings-bushings.html
- [51] Mikronex: CNC brusky. [online]. [cit. 2012-04-11]. Dostupné z: <http://www.mikronex.cz/page5.html>
- [52] ELB: Ganzheitliches Bearbeiten großer Werkstücke. [online]. [cit. 2012-04-11]. Dostupné z: <http://autania-grinding.de/elb-schliff.html>
- [53] Heinman Machinery Ltd.: CNC Grinders. [online]. [cit. 2012-04-11]. Dostupné z: <http://www.heinmanmachinery.com/category/4/CNC-Grinders>
- [54] Chevalier: grinding. [online]. [cit. 2012-04-12]. Dostupné z: http://www.chevalier.com.tw/pro_menu_grinding.htm
- [55] HEIDENHAIN: Měření délek. [online]. 2012 [cit. 2012-04-12]. Dostupné z: http://www.heidenhain.cz/cs_CZ/produkty-a-pouziti/mereni-delek/
- [56] RAŠA, Jaroslav, Švercl, Josef. *Strojnické tabulky 1*. Praha: Scientia, 2004. 753 s. ISBN 80-7183-312-6
- [57] SVOBODA, Pavel; Brandejs, Jan; Prokeš, František. *Výběr z norem pro konstrukční cvičení*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2006. 223 s. ISBN 80-7204-465-6.
- [58] BELTPLAST ; vodící profily [online]. [cit. 2012-04-11]. Dostupné z WWW: < <http://www.beltplast.cz/cs/vodici-profil> >

12. SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	Síla působící na vodící plochu A	[N]
A_D	Průřez třísky	[mm ²]
a	Rameno působíště síly	[mm]
a_e	pracovní (radiální) záběr	[mm]
a_x	Lineární zrychlení podélného	[m.s ⁻²]
a_z	Lineární zrychlení příčného posuvu	[m.s ⁻²]
B	Síla působící na vodící plochu B	[N]
b	Rozteč vedení	[mm]
b_D	Šířka aktivní části brousícího kotouče	[mm]
b_s	Šířka brousícího kotouče	[mm]
C	Síla působící na vodící plochu C	[N]
C	Dynamická únosnost	[kN]
C_a	Dynamická únosnost	[kN]
C_0	Statická únosnost	[kN]
C_{0a}	Statická únosnost	[kN]
c_0	Celkový provozní faktor	[-]
c_1	Zubový faktor	[-]
c_2	Zátěžný faktor	[-]
c_3	Akcelerační faktor	[-]
c_4	Únavový faktor	[-]
c_5	Délkový faktor	[-]
D	Síla působící na vodící plochu D	[N]
D_{p1}	Průměr roztečné kružnice hnací řemenice	[mm]
D_{p2}	Průměr roztečné kružnice hnané řemenice	[mm]
d	Vzdálenost mezi stolem a těžištěm obrobku	[mm]
d_{bk}	Průměr brousícího kotouče	[mm]
d_s	Střední průměr závitu kuličkového šroubu	[mm]
d_p	Průměr přes středy kuliček	[mm]
d_w	průměr obrobku	[mm]
E	Yungův modul	[MPa]
$F_{a_{max}}$	Přípustné axiální zatížení	[N]
$F_{a,max}$	Maximální axiální zatížení	[N]
F_{a1}	Axiální zatížení při dopředném rozběhu	[N]
F_{a2}	Axiální zatížení při dopředném rovnoměrném pohybu	[N]
F_{a3}	Axiální zatížení při dopředném zpomalení	[N]
F_{a4}	Axiální zatížení při zpětném zrychlení	[N]
F_{a5}	Axiální zatížení při zpětném rovnoměrném pohybu	[N]
F_{a6}	Axiální zatížení při zpětném zpomalení	[N]
F_C	Řezná síla	[N]

F_f	Posuvová síla	[N]
F_m	Průměrné axiální zatížení	[N]
F_{mag}	Magnetická síla	[N]
F_{max}	Maximální síla	[N]
F_P	Pasivní síla	[N]
F_p	Předpětí matice kuličkového šroubu	[N]
F_{rated}	Jmenovitá síla	[N]
F_R	Síla potřebná při rozběhu	[N]
F_{RP}	Síla potřebná při rovnoměrném pohybu	[N]
F_{stat}	Statické napnutí	[N]
F_{tv}	Třecí síla ve vodících plochách	[N]
F_v	Celkové předpětí	[N]
f	Guide surface resistance (without load)	[N]
f_a	Axiální posuv stolu brusky na jednu otočku obrobku	[mm]
f_c	Kontaktní faktor	[-]
f_H	Tvrдостní faktor	[-]
f_r	Radiální posuv	[mm]
f_s	Statický bezpečnostní faktor	[-]
f_T	Teplotní faktor	[-]
f_w	Zátěžný faktor	[-]
f_1	Součinitel tření ve vodících plochách pro valivé vedení	[-]
f_2	Ekvivalentní součinitel tření v kuličkovém šroubu a matici redukovaný na poloměr čepu	[-]
f_3	Ekvivalentní součinitel tření redukovaný na poloměr čepu	[-]
h	Vzdálenost působíště řezné a pasivní síly od základny vedení	[mm]
h_{eq}	ekvivalentní tloušťka broušení	[mm]
I_{KS}	Průřezový modul hřídele kuličkového šroubu	[m ⁴]
i	Převodový poměr	[-]
J_k	Moment setrvačnosti jedné kladičky	[kg.m ²]
J_m	Moment setrvačnosti posouvaných hmot redukovaný na hřídel kuličkového šroubu	[kg.m ²]
J_{mot}	Moment setrvačnosti servomotoru	[kg.m ²]
J_s	Moment setrvačnosti kuličkového šroubu/rotační matice	[kg.m ²]
J_{rhm}	Celkový moment setrvačnosti redukovaný na hřídel servomotoru	[kg.m ²]
J_1	Moment setrvačnosti hnací řemenice	[kg.m ²]
J_2	Moment setrvačnosti hnané řemenice	[kg.m ²]
k_c	Měrná řezná síla	[MPa]
L_h	Životnost v hodinách	[hod]
L_{h1}	Hodinová životnost prvního vozíku	[hod]
L_{h2}	Hodinová životnost druhého vozíku	[hod]

L_{h3}	Hodinová životnost třetího vozíku	[hod]
L_{h4}	Hodinová životnost čtvrtého vozíku	[hod]
L_n	Nominální životnost	[-]
L_1	Nominální životnost prvního vozíku	[km]
L_2	Nominální životnost druhého vozíku	[km]
L_3	Nominální životnost třetího vozíku	[km]
L_4	Nominální životnost čtvrtého vozíku	[km]
l_a	Maximální vzdálenost mezi dvěma montážními povrchy	[mm]
l_{KS}	Délka kuličkového šroubu	[mm]
l_{remen}	Délka řemene	[mm]
l_0	Osová vzdálenost vozíků v podélném směru	[mm]
l_1	Osová vzdálenost vozíků v příčném směru	[mm]
l_2	Vyosení obrobku v podélném směru	[mm]
l_3	Vyosení obrobku v příčném směru	[mm]
l_4	Vzdálenost těžiště stolu od osy kuličkového šroubu	[mm]
l_5	Vzdálenost těžiště obrobku od osy kuličkového šroubu	[mm]
M_{dyn}	Potřebný moment servomotoru dle dynamického hlediska	[Nm]
M_G	Moment zátěže od třecích sil přesouvaných hmot	[Nm]
M_{Gd}	Moment pasivních odporů	[Nm]
M_{KSM}	Moment zátěže od kuličkového šroubu	[Nm]
M_{KSMd}	Moment pasivních odporů v matici kuličkového šroubu	[Nm]
M_m	Jmenovitý moment servomotoru	[Nm]
M_{stat}	Potřebný moment servomotoru dle statického hlediska	[Nm]
M_{zdsrhm}	Celkový moment zátěže redukováný na hřídel servomotoru	[Nm]
M_{zsrhm}	Statický moment zátěže redukováný na hřídel servomotoru	[Nm]
M_2	Jmenovitý výstupní kroutící moment	[Nm]
$M_{2,max}$	Maximální výstupní kroutící moment	[Nm]
m_o	Maximální hmotnost obrobku včetně elektromagnetické upínací desky	[kg]
m_{s1}	Hmotnost stolu	[kg]
m_{s2}	Hmotnost saní	[kg]
m_x	Celková podélně posouvaná hmotnost	[kg]
m_z	Celková příčně posouvaná hmotnost	[kg]
N_2	Přípustná rychlost otáčení v závislosti na hodnotě D_n	[rad.min ⁻¹]
n_c	Počet cyklů za minutu	[min ⁻¹]
n_m	Jmenovité otáčky servomotoru	[rad.min ⁻¹]
$n_{m,max}$	Maximální otáčky servomotoru	[rad.min ⁻¹]
n_s	Frekvence otáčení kuličkového šroubu	[rad.min ⁻¹]
n_{vret}	Maximální otáčky brusného vřetene	[rad.min ⁻¹]
n_w	Frekvence otáčení obrobku	[rad.min ⁻¹]
n_2	Jmenovité výstupní otáčky	[rad.min ⁻¹]
$n_{2,max}$	Maximální výstupní otáčky	[rad.min ⁻¹]

o	Osová vzdálenost	[mm]
p_{A1}	Tlak působící na vodící plochu A	[MPa]
p_{B1}	Tlak působící na vodící plochu B	[MPa]
p_{C1}	Tlak působící na vodící plochu C	[MPa]
p_{D1}	Tlak působící na vodící plochu D	[MPa]
P_{E1}	Kombinované radiálně-axiální zatížení prvního vozíku při rovnoměrném pohybu	[N]
P_{E2}	Kombinované radiálně-axiální zatížení druhého vozíku při rovnoměrném pohybu	[N]
P_{E3}	Kombinované radiálně-axiální zatížení třetího vozíku při rovnoměrném pohybu	[N]
P_{E4}	Kombinované radiálně-axiální zatížení čtvrtého vozíku při rovnoměrném pohybu	[N]
P_{E1a1}	Kombinované radiálně-axiální zatížení prvního vozíku při zpětném zrychlení	[N]
P_{E1a2}	Kombinované radiálně-axiální zatížení druhého vozíku při zpětném zrychlení	[N]
P_{E1a3}	Kombinované radiálně-axiální zatížení třetího vozíku při zpětném zrychlení	[N]
P_{E1a4}	Kombinované radiálně-axiální zatížení čtvrtého vozíku při zpětném zrychlení	[N]
P_{E1d1}	Kombinované radiálně-axiální zatížení prvního vozíku při zpětném zpomalení	[N]
P_{E1d2}	Kombinované radiálně-axiální zatížení druhého vozíku při zpětném zpomalení	[N]
P_{E1d3}	Kombinované radiálně-axiální zatížení třetího vozíku při zpětném zpomalení	[N]
P_{E1d4}	Kombinované radiálně-axiální zatížení čtvrtého vozíku při zpětném zpomalení	[N]
P_{E1a1}	Kombinované radiálně-axiální zatížení prvního vozíku při dopředném zrychlení	[N]
P_{E1a2}	Kombinované radiálně-axiální zatížení druhého vozíku při dopředném zrychlení	[N]
P_{E1a3}	Kombinované radiálně-axiální zatížení třetího vozíku při dopředném zrychlení	[N]
P_{E1a4}	Kombinované radiálně-axiální zatížení čtvrtého vozíku při dopředném zrychlení	[N]
P_{E1d1}	Kombinované radiálně-axiální zatížení prvního vozíku při dopředném zpomalení	[N]
P_{E1d2}	Kombinované radiálně-axiální zatížení druhého vozíku při dopředném zpomalení	[N]
P_{E1d3}	Kombinované radiálně-axiální zatížení třetího vozíku při dopředném zpomalení	[N]

P_{Erd4}	při dopředném zpomalení Kombinované radiálně-axiální zatížení čtvrtého vozíku	[N]
P_{la1}	při dopředném zpomalení Zatížení prvního vozíku v radiálním směru při dopředném zrychlení	[N]
P_{la2}	Zatížení druhého vozíku v radiálním směru při dopředném zrychlení	[N]
P_{la3}	Zatížení třetího vozíku v radiálním směru při dopředném zrychlení	[N]
P_{la4}	Zatížení čtvrtého vozíku v radiálním směru při dopředném zrychlení	[N]
P_{ld1}	Zatížení prvního vozíku v radiálním směru při dopředném zpomalení	[N]
P_{ld2}	Zatížení druhého vozíku v radiálním směru při dopředném zpomalení	[N]
P_{ld3}	Zatížení třetího vozíku v radiálním směru při dopředném zpomalení	[N]
P_{ld4}	Zatížení čtvrtého vozíku v radiálním směru při dopředném zpomalení	[N]
P_{m1}	Průměrné zatížení prvního vozíku	[N]
P_{m2}	Průměrné zatížení druhého vozíku	[N]
P_{m3}	Průměrné zatížení třetího vozíku	[N]
P_{m4}	Průměrné zatížení čtvrtého vozíku	[N]
P_R	Výkon řemene	[kW]
P_{R1}	Zatížení prvního vozíku v radiálním směru	[N]
P_{R2}	Zatížení druhého vozíku v radiálním směru	[N]
P_{R3}	Zatížení třetího vozíku v radiálním směru	[N]
P_{R4}	Zatížení čtvrtého vozíku v radiálním směru	[N]
P_r	Maximální výkon přenášený řemenem	[kW]
P_{ra1}	Zatížení prvního vozíku v radiálním směru při zpětném zrychlení	[N]
P_{ra2}	Zatížení druhého vozíku v radiálním směru při zpětném zrychlení	[N]
P_{ra3}	Zatížení třetího vozíku v radiálním směru při zpětném zrychlení	[N]
P_{ra4}	Zatížení čtvrtého vozíku v radiálním směru při zpětném zrychlení	[N]
P_{rd1}	Zatížení prvního vozíku v radiálním směru při zpětném zpomalení	[N]
P_{rd2}	Zatížení druhého vozíku v radiálním směru při zpětném zpomalení	[N]
P_{rd3}	Zatížení třetího vozíku v radiálním směru při	[N]

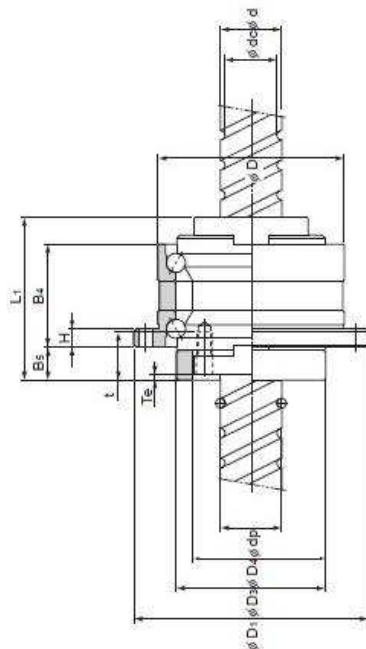
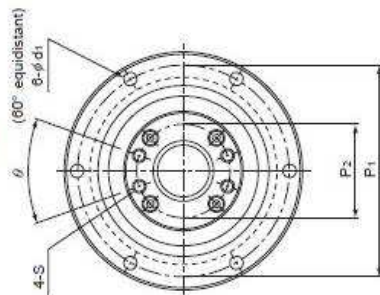
P_{rd4}	zpětném zpomalení Zatížení čtvrtého vozíku v radiálním směru při zpětném zpomalení	[N]
P_{tla1}	Zatížení prvního vozíku v příčném směru při dopředném zrychlení	[N]
P_{tla2}	Zatížení druhého vozíku v příčném směru při dopředném zrychlení	[N]
P_{tla3}	Zatížení třetího vozíku v příčném směru při dopředném zrychlení	[N]
P_{tla4}	Zatížení čtvrtého vozíku v příčném směru při dopředném zrychlení	[N]
P_{tld1}	Zatížení prvního vozíku v příčném směru při dopředném zpomalení	[N]
P_{tld2}	Zatížení druhého vozíku v příčném směru při dopředném zpomalení	[N]
P_{tld3}	Zatížení třetího vozíku v příčném směru při dopředném zpomalení	[N]
P_{tld4}	Zatížení čtvrtého vozíku v příčném směru při dopředném zpomalení	[N]
P_{tra1}	Zatížení prvního vozíku v příčném směru při zpětném zrychlení	[N]
P_{tra2}	Zatížení druhého vozíku v příčném směru při zpětném zrychlení	[N]
P_{tra3}	Zatížení třetího vozíku v příčném směru při zpětném zrychlení	[N]
P_{tra4}	Zatížení čtvrtého vozíku v příčném směru při zpětném zrychlení	[N]
P_{trd1}	Zatížení prvního vozíku v příčném směru při zpětném zpomalení	[N]
P_{trd2}	Zatížení druhého vozíku v příčném směru při zpětném zpomalení	[N]
P_{trd3}	Zatížení třetího vozíku v příčném směru při zpětném zpomalení	[N]
P_{trd4}	Zatížení čtvrtého vozíku v příčném směru při zpětném zpomalení	[N]
P_I	Vzpěrná síla hřídele kuličkového šroubu	[N]
P_{II}	Přípustné tlakové napětí na hřídel kuličkového šroubu	[N]
S_A	Nejmenší plocha vodící plochy A	[mm ²]
S_B	Nejmenší plocha vodící plochy B	[mm ²]
S_C	Nejmenší plocha vodící plochy C	[mm ²]
S_D	Nejmenší plocha vodící plochy D	[mm ²]
S_z	Nejmenší plocha příčných vodících ploch A,B,C a D	[mm ²]

S	Stoupání kuličkového šroubu	[mm]
S _{remen}	Šířka řemene	[mm]
S _x	Velikost podélného posuvu (zdvih)	[mm]
S _{x1}	Dráha rozběhu	[mm]
S _{x2}	Dráha rovnoměrného pohybu	[mm]
S _{x3}	Dráha zpomalení	[mm]
S _{x4}	Dráha zpětného rozběhu	[mm]
S _{x5}	Dráha zpětného rovnoměrného pohybu	[mm]
S _{x6}	Dráha zpětného zpomalení	[mm]
S _z	Velikost příčného posuvu	[mm]
t	Rozteč zubů řemene	[mm]
t _r	Doba rozběhu	[s]
V _c	Řezná rychlost	[m.s ⁻¹]
V _{fa}	Axiální posuv stolu brusky na jednu otáčku obrobku	[m.min ⁻¹]
V _{ft}	Tangenciální rychlost posuvu	[m.min ⁻¹]
V _{max,max}	Maximální rychlost při maximální síle	[m.min ⁻¹]
V _{max,rated}	Maximální rychlost při jmenovité síle	[m.min ⁻¹]
V _r	Maximální obvodová rychlost řemene	[m.s ⁻¹]
V _w	Obvodová rychlost obrobku	[m.min ⁻¹]
V _x	Rychlost podélného posuvu	[m.min ⁻¹]
V _z	Rychlost příčného posuvu	[m.min ⁻¹]
Z _e	Počet zubů v záběru	[-]
Z _g	Počet zubů hnané řemenice	[-]
Z _k	Počet zubů hnací řemenice	[-]
α	Úhel sklonu vodících ploch	[°]
α	Úhel sklonu vedení	[°]
β	Úhel opásání hnací řemenice	[°]
ε _m	Úhlové zrychlení motoru	[rad.s ⁻²]
η _C	Celková účinnost	[-]
η _L	Účinnost jednoho kuličkového ložiska	[-]
η _s	Účinnost kuličkového šroubu a matice	[-]
η _P	Účinnost převodu ozubeným řemenem	[-]
η _v	Účinnost valivého vedení	[-]
η ₁	Faktor způsobu montáže	[-]
η ₂	Faktor způsobu montáže	[-]
π	Ludolfovo číslo	[-]
σ	Přípustné tlakové napětí	[MPa]

13. SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1	Katalogový list kuličkového šroubu THK s rotační maticí BLR
Příloha 2	Servomotory Siemens řady 1FK7
Příloha 3	Ozubená řemenice s válcovou dírou HTD 5M
Příloha 4	Tabulka pro určení hodnoty zátěžného faktoru
Příloha 5	Výkonový diagram ozubeného řemene profilu 3M a 5M
Příloha 6	Převodové servomotory Siemens
Příloha 7	Výkonový diagram ozubeného řemene profilu 8M a 14M
Příloha 8	Lineární motory Siemens řady 1FN3 s vodním chlazením
Příloha 9	Profilové valivé vedení s válečkovým řetězem THK, model SRG
Příloha 10	Výpočet vedení podélného posuvu
Příloha 11	Katalogový list kuličkového šroubu THK s předepnutou maticí DIK
Příloha 12	Ozubená řemenice s pouzdrem Taper HTD 5M
Příloha 13	Návrh pohonu příčného posuvu s kuličkovým šroubem
Příloha 14	Návrh kuličkového šroubu příčného posuvu
Příloha 15	Návrh řemenového převodu příčného posuvu
Příloha 16	Návrh valivého vedení příčného posuvu
Příloha 17	Absolutní lineární odměřování Heidenhain LC 100
Příloha 18	Výkresová dokumentace

Model BLR Large Lead Rotary-Nut Precision Ball Screw



Model No.	Screw shaft outer diameter	Thread minor diameter	Lead	Ball center-to-center diameter	Basic load rating		Ball screw dimensions				Support bearing basic load rating		Nut inertial moment	Nut mass	Shaft mass												
					Ca	C _{0a}	Outer diameter D	Flange diameter D ₁	Overall length L ₁	D _s	Ball screw dimensions																
											Ca	C _{0a}				D _s	D ₁	L ₁	D _s	H	B _s	B _e	T _e	P ₁	P ₂	S	t
Unit: mm	d	dc	Ph	dp	kN	C _{0a} kN	D	D ₁	L ₁	D _s	D _s	H	B _s	B _e	T _e	P ₁	P ₂	S	t	d _i	θ°	Ca kN	C _{0a} kN	kg·cm ²	kg	kg/m	
BLR 1616-3.6	16	13.7	16	16.85	7.1	14.3	52 ⁰ _{-0.007}	68	43.5	40 ⁰ _{-0.025}		32 ^{+0.025} ₀	5	27.5	9	2	60	25	M4	12	4.5	40	19.4	19.2	0.48	0.38	1.41
BLR 2020-3.6	20	17.5	20	20.75	11.1	24.7	62 ⁰ _{-0.007}	78	54	50 ⁰ _{-0.025}		36 ^{+0.025} ₀	6	34	11	2	70	31	M5	16	4.5	40	26.8	29.3	1.44	0.68	2.25
BLR 2525-3.6	25	21.9	25	26	16.6	38.7	72 ⁰ _{-0.007}	92	65	58 ⁰ _{-0.03}		47 ^{+0.025} ₀	8	43	12.5	3	81	38	M6	19	5.5	40	28.2	33.3	3.23	1.1	3.52
BLR 3232-3.6	32	28.3	32	33.25	23.7	59.5	80 ⁰ _{-0.007}	105	80	66 ⁰ _{-0.03}		56 ^{+0.03} ₀	9	55	14	3	91	48	M6	19	6.6	40	30	39	6.74	1.74	5.93
BLR 3636-3.6	36	31.7	36	37.4	30.8	78	100 ⁰ _{-0.008}	130	93	80 ⁰ _{-0.03}		66 ^{+0.03} ₀	11	62	17	3	113	54	M8	22	9	40	56.4	65.2	16.8	3.2	7.34
BLR 4040-3.6	40	35.2	40	41.75	38.7	99.2	110 ⁰ _{-0.008}	140	98	90 ⁰ _{-0.035}		73 ^{+0.03} ₀	11	68	16.5	3	123	61	M8	22	9	50	59.3	74.1	27.9	3.95	9.01
BLR 5050-3.6	50	44.1	50	52.2	57.8	155	120 ⁰ _{-0.008}	156	128	100 ⁰ _{-0.035}		90 ^{+0.035} ₀	12	80	25	4	136	75	M10	28	11	50	62.2	83	58.2	6.22	14.08

Unit: mm

Ball Screw

Model number coding

BLR2020-3.6 K UU G1 +1000L C5

Model number Flange orientation symbol (*)1 Accuracy symbol (*)4
 Symbol for support bearing seal (*)2 Overall screw shaft length (in mm)

(*)1 See A15-256. (*)2 UU: Seal attached on both ends No symbol: Without seal. (*)3 See A15-19. (*)4 See A15-12.

A 15-260 THK

Options→ A15-349

THK A15-261

To download a detailed data, search for the corresponding model number in the technical data.

<https://tech.thk.com>

Přílohy

Příloha 1: katalogový list kuličkového šroubu THK s rotační maticí BLR [44]

Příloha 2: Servomotory Siemens řady 1FK7 [47]

Servomotors

Synchronous motors for SINAMICS S120

**1FK7 Compact/1FK7 High Dynamic motors
for 230 V 1 AC Power Modules – natural cooling**

Selection and ordering data

Rated speed	Shaft height	Rated power	Static torque	Rated torque ¹⁾	Rated current	1FK7 Compact/High Dynamic synchronous motors Connection to SINAMICS S120 230 V 1 AC Power Modules	Number of pole pairs	Moment of inertia of rotor (without brake)	Weight (without brake)
n_{rated}	SH	P_{rated} at $\Delta T=100$ K	M_0 at $\Delta T=100$ K	M_{rated} at $\Delta T=100$ K	I_{rated} at $\Delta T=100$ K	Order No.	p	J	m
rpm		kW (HP)	Nm (lb _f -ft)	Nm (lb _f -ft)	A			10^{-4} kgm ² (10^{-3} lb _f -in-s ²)	kg (lb)
Natural cooling									
3000	36	0.31 (0.42)	1.15 (0.85)	1.0 (0.74)	1.6	1FK7032-5AF21-1	3	0.61 (0.54)	2.7 (5.9)
		0.38 (0.51)	1.3 (0.96)	1.2 (0.89)	2	1FK7033-7AF21-1	3	0.27 (0.24)	3.1 (6.8)
		0.46 (0.62)	1.6 (1.18)	1.45 (1.07)	1.8	1FK7034-5AF21-1	3	0.9 (0.8)	3.7 (8.2)
	48	0.82 (1.10)	3 (2.21)	2.6 (1.92)	3.5	1FK7042-5AF21-1	4	3.01 (2.66)	4.9 (10.8)
		0.79 (1.06)	2.7 (1.99)	2.5 (1.84)	3.8	1FK7043-7AF21-1	3	1 (0.89)	6.3 (13.9)
6000	20	0.05 (0.07)	0.18 (0.13)	0.08 (0.06)	0.5	1FK7011-5AK21-1	4	0.064 (0.06)	0.9 (2.0)
		0.10 (0.13)	0.35 (0.26)	0.16 (0.12)	0.5	1FK7015-5AK21-1	4	0.083 (0.08)	1.1 (2.4)
	28	0.38 (0.51)	0.85 (0.63)	0.6 (0.44)	1.4	1FK7022-5AK21-1	3	0.28 (0.25)	1.8 (4.0)

Servomotors

Synchronous motors for SINAMICS S120

**1FK7 Compact/1FK7 High Dynamic motors
for 230 V 1 AC Power Modules – natural cooling**

Motor type (repeated)	Efficiency ³⁾	Static current	Calculated power P_{calc}	SINAMICS S120 Power Module		Power cable with complete shield		
	η	I_0 at M_0 $\Delta T=100$ K	P_{calc} for M_0 $\Delta T=100$ K	Rated output current ⁴⁾	Blocksize format without line filter	Motor connection (and brake connection) via power connector		
	%	A	kW (HP)	A	Order No.	Power connector	Cable cross-section ⁵⁾	Pre-assembled cable
						Size	mm ²	Order No.
1FK7032-5AF21...	85	1.7	0.36 (0.48)	2.3	6SL3210-1SB12-3UA0	1	4 × 1.5	6FX0002-5G01-....
1FK7033-7AF21...	86	2.2	0.41 (0.5)	2.3	6SL3210-1SB12-3UA0	1	4 × 1.5	6FX0002-5G01-....
1FK7034-5AF21...	85	1.9	0.5 (0.67)	2.3	6SL3210-1SB12-3UA0	1	4 × 1.5	6FX0002-5G01-....
1FK7042-5AF21...	89	3.9	0.94 (1.26)	3.9	6SL3210-1SB14-0UA0	1	4 × 1.5	6FX0002-5G01-....
1FK7043-7AF21...	88	3.9	0.85 (1.14)	3.9	6SL3210-1SB14-0UA0	1	4 × 1.5	6FX0002-5G01-....
1FK7011-5AK21...	62	0.85	0.11 (0.15)	0.9	6SL3210-1SB11-0UA0	0.5 ⁶⁾	4 × 1.5	6FX5002-5DA30-....
1FK7015-5AK21...	68	0.85	0.22 (0.30)	0.9	6SL3210-1SB11-0UA0	0.5 ⁶⁾	4 × 1.5	6FX5002-5DA30-....
1FK7022-5AK21...	85	1.8	0.53 (0.71)	2.3	6SL3210-1SB12-3UA0	1	4 × 1.5	6FX0002-5G01-....

Příloha 3: Ozubená řemenice s válcovou dírou HTD 5M [45]

Ozubené řemenice s válcovou dírou (bez díry)

Pilot Bore Timing Pulleys

5 M

Figur 6F

Figur 6W

Typ 5M - Pro řemeny HTD 5M (resp. 5RPP) - rozteč 5,0mm / For belts HTD 5M (5RPP) - Pitch 5,0mm

Zubů Teeth	Šír.ř. Width	Označení / Obj.č. Part.No.	Typ Fig.	* Mat.	Dp [mm]	De [mm]	Df [mm]	Dm [mm]	Di [mm]	F [mm]	L [mm]	d [mm]	m [kg]
24	9	24-05M-09	6F	ST	38,20	37,06	42,00	27,00	-	14,5	22,5	6,0	0,145
	15	24-05M-15	6F	ST	38,20	37,06	42,00	27,00	-	20,5	28,0	6,0	0,180
	25	24-05M-25	6F	ST	38,20	37,06	42,00	27,00	-	30,5	38,0	6,0	0,250
26	9	26-05M-09	6F	ST	41,38	40,24	44,00	30,00	-	14,5	22,5	6,0	0,170
	15	26-05M-15	6F	ST	41,38	40,24	44,00	30,00	-	20,5	28,0	6,0	0,220
	25	26-05M-25	6F	ST	41,38	40,24	44,00	30,00	-	30,5	38,0	6,0	0,300
28	9	28-05M-09	6F	ST	44,56	43,42	48,00	30,50	-	14,5	22,5	6,0	0,200
	15	28-05M-15	6F	ST	44,56	43,42	48,00	30,50	-	20,5	28,0	6,0	0,250
	25	28-05M-25	6F	ST	44,56	43,42	48,00	30,50	-	30,5	38,0	6,0	0,350
30	9	30-05M-09	6F	ST	47,75	46,60	51,00	35,00	-	14,5	22,5	6,0	0,236
	15	30-05M-15	6F	ST	47,75	46,60	51,00	35,00	-	20,5	28,0	6,0	0,300
	25	30-05M-25	6F	ST	47,75	46,60	51,00	35,00	-	30,5	38,0	6,0	0,420
32	9	32-05M-09	6F	ST	50,93	49,79	54,00	38,00	-	14,5	22,5	8,0	0,270
	15	32-05M-15	6F	ST	50,93	49,79	54,00	38,00	-	20,5	28,0	8,0	0,350
	25	32-05M-25	6F	ST	50,93	49,79	54,00	38,00	-	30,5	38,0	8,0	0,480
36	9	36-05M-09	6F	ST	57,30	56,16	60,00	38,00	-	14,5	22,5	8,0	0,324
	15	36-05M-15	6F	ST	57,30	56,16	60,00	38,00	-	20,5	28,0	8,0	0,520
	25	36-05M-25	6F	ST	57,30	56,16	60,00	38,00	-	30,5	38,0	8,0	0,590
40	9	40-05M-09	6F	ST	63,66	62,52	71,00	38,00	-	14,5	22,5	8,0	0,400
	15	40-05M-15	6F	ST	63,66	62,52	71,00	38,00	-	20,5	28,0	8,0	0,426
	25	40-05M-25	6F	ST	63,66	62,52	71,00	38,00	-	30,5	38,0	8,0	0,740
44	9	44-05M-09	6W	AL	70,03	68,89	-	38,00	-	14,5	25,5	8,0	0,170
	15	44-05M-15	6W	AL	70,03	68,89	-	38,00	-	20,5	30,0	8,0	0,225
	25	44-05M-25	6W	AL	70,03	68,89	-	38,00	-	30,5	40,0	8,0	0,320
48	9	48-05M-09	6W	AL	76,39	75,25	-	45,00	-	14,5	25,5	8,0	0,182
	15	48-05M-15	6W	AL	76,39	75,25	-	38,00	-	20,5	30,0	8,0	0,187
	25	48-05M-25	6W	AL	76,39	75,25	-	38,00	-	30,5	40,0	8,0	0,275
60	9	60-05M-09	6W	AL	95,49	94,35	-	45,00	-	14,5	25,5	8,0	0,230
	15	60-05M-15	6W	AL	95,49	94,35	-	50,00	-	20,5	30,0	8,0	0,305
	25	60-05M-25	6W	AL	95,49	94,35	-	50,00	-	30,5	40,0	8,0	0,435
72	9	72-05M-09	6W	AL	114,59	113,45	-	45,00	-	14,5	25,5	8,0	0,270
	15	72-05M-15	6W	AL	114,59	113,45	-	50,00	-	20,5	30,0	8,0	0,375
	25	72-05M-25	6W	AL	114,59	113,45	-	50,00	-	30,5	40,0	8,0	0,525

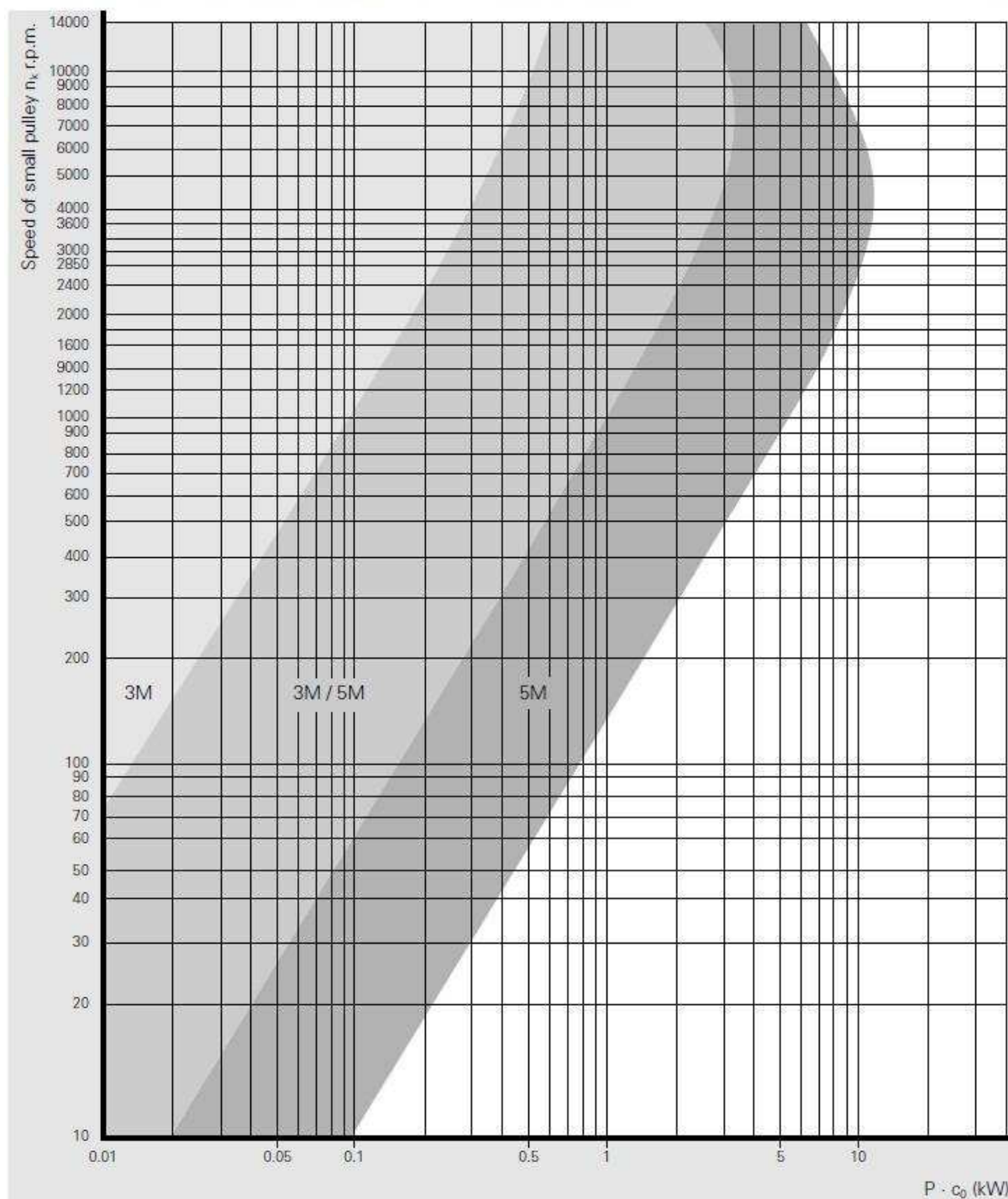
Příloha 4: Tabulka pro určení hodnoty zátěžného faktoru [44]

Load Factor c_2

		Prime Movers		
		Electric motors with a slow starting torque (up to 1.5 times the rated torque) Water and steam turbines Internal combustion engines with 8 and more cylinders	Electric motors with a medium starting torque (1.5 to 2.5 times the rated torque) Internal combustion engines with 4 to 6 cylinders	Electric motors with a high starting torque and braking torque (more than 2.5 times the rated torque) Internal combustion engines up to 4 cylinders
Driven machines				
Office machines	Typewriters	1.0	1.1	1.2
	Printers, scanners, teleprinters, photocopiers	1.1	1.2	1.3
Small machines	Motion-picture projectors and cameras	1.0	1.1	1.2
Domestic machines	Centrifuges	1.0	1.1	1.2
	Kitchen machines, universal cutters	1.1	1.2	1.3
Sewing machines	Domestic sewing machines	1.1	1.2	1.3
	Industrial sewing machines	1.2	1.3	1.4
Laundry machines	Driers	1.2	1.4	1.6
	Washing machines	1.4	1.6	1.8
Conveyor Systems	Belt conveyors for light material	1.1	1.2	1.3
	Belt conveyors for ore, coal, sand	1.2	1.4	1.6
- for heavy materials	Elevators, screw conveyors, bucket-type elev.	1.4	1.6	1.8
Stirrers	Mixers, liquid	1.2	1.4	1.6
	semiliquid	1.3	1.5	1.7
Bakery machines	Bakery and dough-working machines	1.4	1.6	1.8
Machine tools	Lathes	1.2	1.4	1.6
	Machines for drilling, grinding, milling, planning	1.3	1.5	1.7
Wood working-machines	Wood turning lathes and band saws	1.2	1.3	1.5
	Planning machines and circular saws	1.2	1.4	1.6
	Sawing-mill machines	1.4	1.6	1.8
Brickworks machinery	Milling machines	1.4	1.6	1.8
	Loam mills	1.6	1.8	2.0
Textile machinery	Bobbin winding and warping machines	1.2	1.4	1.6
	Machines for spinning, twisting and weaving	1.3	1.5	1.7
Paper making machines	Agitators, calenders, drying machines	1.2	1.4	1.6
	Pumps, beating machines, stuff grinders	1.4	1.6	1.8
Printing machines	Cutting, slitting and folding machines	1.2	1.4	1.6
	Rotary presses	1.3	1.5	1.7
Screen machines	Drum screens	1.2	1.4	1.6
	Vibration screens	1.3	1.5	1.7
Fans, blowers	Exhausters, radial blowers	1.4	1.6	1.8
	Pit ventilators, axial blowers	1.6	1.8	2.0
Compressors	Helical compressors	1.4	1.5	1.6
	Piston compressors	1.6	1.8	2.0
Pumps	Centrifugal and gear pumps	1.2	1.4	1.6
	Reciprocating pumps	1.7	1.9	2.1
Generators	Generators and exitors	1.4	1.6	1.8
Elevators	Elevators and hoists	1.4	1.6	1.8
Centrifuges		1.5	1.7	1.9
Processing machines	Rubber processing machines	1.5	1.7	1.9
Mills	Hammer mills	1.5	1.7	1.9
	Ball, roller and gravel mills	1.7	1.9	2.1

Příloha 5: Výkonový diagram ozubeného řemene profilu 3M a 5M [45]

CONTI SYNCHROBELT® HTD Synchronous Drive Belt 3M, 5M



Příloha 6: Převodové servomotory Siemens [34]

Servomotors

Geared servomotors for SINAMICS S120

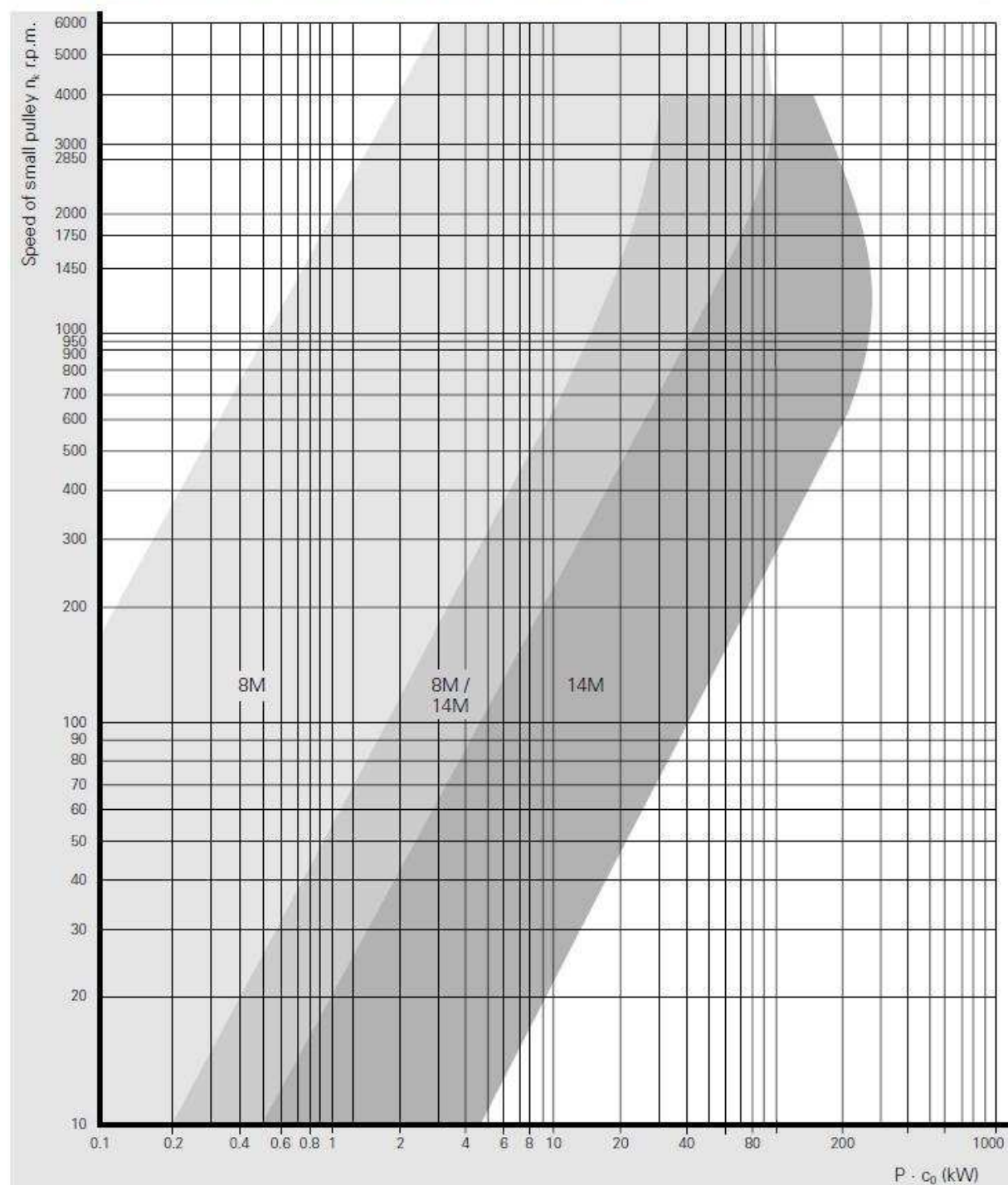
1FK7 helical geared motors

Selection and ordering data

Power at duty type S3-60 %	Output speed at the gear shaft	Rated output torque gearbox at duty type S3-60 %	Acceleration torque, max. gearbox	Nominal ratio	Exact ratio	Cantilever force, perm., gear shaft extension	Overload factor
P_2 kW (HP)	n_2 rpm	M_2 Nm (lb _f -ft)	M_{2max} Nm (lb _f -ft)	i_{nom}	i_{exact}	F_{Tperm} N (lb _f)	f_B
Natural cooling – SH 36/SH 49/SH 63							
0.30 (0.40)	782	3.63 (2.68)	19 (14.0)	3.8	441/115	560 (126)	4.2
	476	5.96 (4.40)	29 (21.4)	6.3	2035/323	660 (148)	3.9
	291	9.74 (7.18)	51 (37.6)	10.5	1421/138	778 (175)	4.2
	192	14.8 (10.9)	72 (53.1)	15.5	1595/102	894 (201)	3.9
	129	22 (16.2)	65 (47.9)	23	325/14	1020 (229)	2.4
0.41 (0.55)	86	33.1 (24.4)	65 (47.9)	35	1261/36	1170 (263)	1.6
	64	44.3 (32.7)	65 (47.9)	47	7865/168	1289 (290)	1.2
	43	66.6 (49.1)	138 (102)	70	775/11	2099 (472)	1.7
	782	5.02 (3.70)	36 (26.6)	3.8	441/115	560 (126)	6.0
	476	8.25 (6.10)	55 (40.6)	6.3	2035/323	660 (148)	5.6
0.79 (1.06)	291	13.5 (10.0)	72 (53.1)	10.5	1421/138	778 (175)	4.5
	192	20.5 (15.1)	72 (53.1)	15.5	1595/102	894 (201)	3.0
	128	30.8 (22.7)	138 (102)	24	1035/44	1456 (327)	3.8
	129	30.4 (22.4)	65 (47.9)	23	325/14	1020 (229)	1.8
	86	45.9 (33.9)	138 (102)	35	2700/77	1663 (374)	2.5
1.43 (1.92)	86	45.9 (33.9)	65 (47.9)	35	1261/36	1170 (263)	1.2
	64	61.4 (45.3)	138 (102)	47	516/11	1833 (412)	1.9
	782	9.67 (7.10)	36 (26.6)	3.8	441/115	560 (126)	3.2
	476	15.9 (11.7)	55 (40.6)	6.3	2035/323	660 (148)	3.0
	291	26 (19.2)	72 (53.1)	10.5	1421/138	778 (175)	2.4
1.43 (1.92)	191	39.6 (29.2)	138 (102)	15.5	377/24	1273 (286)	3.0
	192	39.4 (29.1)	72 (53.1)	15.5	1595/102	894 (201)	1.6
	128	59.3 (43.7)	138 (102)	24	1035/44	1456 (327)	2.0
	86	88.4 (65.2)	138 (102)	35	2700/77	1663 (374)	1.4
	64	118 (87.0)	138 (102)	47	516/11	1833 (412)	1.0
1.43 (1.92)	782	17.5 (12.9)	50 (36.9)	3.8	441/115	560 (126)	2.2
	476	28.7 (21.2)	59 (43.5)	6.3	2035/323	660 (148)	1.6
	511	26.8 (19.8)	102 (75.2)	5.9	47/8	917 (206)	3.0
	291	46.9 (34.6)	72 (53.1)	10.5	1421/138	778 (175)	1.2
	289	47.3 (34.9)	138 (102)	10.5	841/81	1109 (249)	2.3
1.43 (1.92)	191	71.6 (52.8)	138 (102)	15.5	377/24	1273 (286)	1.5
	196	69.7 (51.4)	230 (170)	15.5	703/46	1775 (399)	2.6
	128	107 (78.9)	138 (102)	25	1035/44	1456 (327)	1.0
	128	107 (78.9)	350 (258)	24	845/36	3045 (685)	2.6

Příloha 7: Výkonový diagram ozubeného řemene profilu 8M a 14M [45]

CONTI SYNCHROBELT® HTD Synchronous Drive Belt 8M, 14M



Příloha 8: Lineární motory Siemens řady 1FN3 s vodním chlazením [47]

Direct drives

Linear motors for SINAMICS S120

1FN3 linear motors

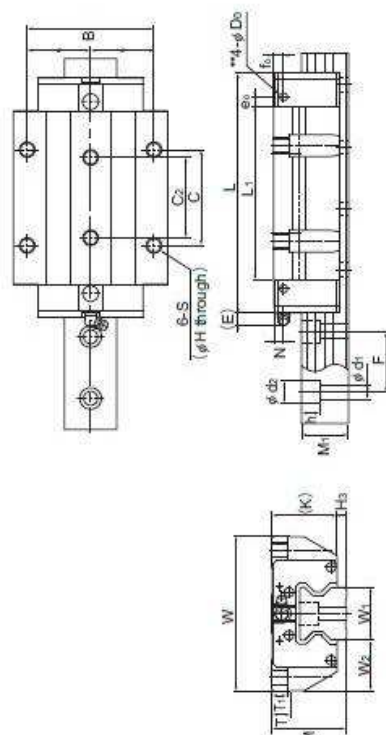
Version for peak load – water cooling

Selection and ordering data

Feedrate force		Maximum velocity ³⁾		1FN3 linear motors – Version for peak load		Weight, approx.	
				Primary section	Secondary section	Primary section without/with precision cooling	Secondary section without/with heatsink profiles
$F_{rated}^{1)2)}$	F_{max}	v_{max} at F_{max}	v_{max} at F_{rated}				
N (lb _f)	N (lb _f)	m/min (ft/min)	m/min (ft/min)	Order No.	Order No.	kg (lb)	kg (lb)
Water cooling							
200 (45)	550 (124)	146 (479)	373 (1224)	1FN3050-2WC00-0EA1	1FN3050-4SA00-0AA0	2.4/2.9 (5.3/6.4)	0.4/0.5 (0.9/1.1)
		146 (479)	373 (1224)	1FN3050-2WC00-0FA1			
200 (45)	490 (110)	138 (453)	322 (1056)	1FN3100-1WC00-0BA1	1FN3100-4SA00-0AA0	2.2/- (4.9/-) ⁴⁾	0.7/0.8 (1.5/1.8)
450 (101)	1100 (247)	131 (430)	297 (974)	1FN3100-2WC00-0BA1		3.8/4.4 (8.4/9.7)	
		237 (778)	497 (1631)	1FN3100-2WE00-0BA1			
675 (152)	1650 (371)	120 (394)	277 (909)	1FN3100-3WC00-0BA1		5.4/6.2 (11.9/13.7)	
		237 (778)	497 (1631)	1FN3100-3WE00-0BA1			
900 (202)	2200 (495)	131 (430)	297 (974)	1FN3100-4WC00-0BA1		7.4/8.5 (16.3/18.7)	
		237 (778)	497 (1631)	1FN3100-4WE00-0BA1			
1125 (253)	2750 (618)	109 (358)	255 (837)	1FN3100-5WC00-0BA1		9.1/10.4 (20.1/22.9)	
340 (76)	820 (184)	126 (413)	282 (925)	1FN3150-1WC00-0BA1	1FN3150-4SA00-0AA0	3.0/- (6.6/-) ⁴⁾	1.2/1.3 (2.7/2.9)
675 (152)	1650 (371)	126 (413)	282 (925)	1FN3150-2WC00-0BA1		5.3/6 (11.7/13.2)	
1010 (227)	2470 (555)	126 (413)	282 (925)	1FN3150-3WC00-0BA1		7.8/8.7 (17.2/19.2)	
1350 (304)	3300 (742)	126 (413)	282 (925)	1FN3150-4WC00-0BA1		10.2/11.4 (22.5/25.1)	
1690 (380)	4120 (926)	126 (413)	282 (925)	1FN3150-5WC00-0BA1		12.8/14.2 (28.2/31.3)	

Motor type Primary section (repeated)	Rated current	Maximum current	Calculated power	SINAMICS S120 Motor Module		Power cable with complete shield Motor connection via adapter cable with power connector for increased velocity/acceleration			
				Required rated current	Booksize format For additional versions and components see chapter SINAMICS S120 drive system	Pre-assembled adapter cable for motor	Power con- nector	Cable cross- section ⁵⁾	Pre-assembled basic cable to the drive system
	A	A	kW (HP)	A	Order No.	Order No.	Size	mm ²	Order No.
1FN3050-2WC00-...	2.7	8.2	4.1 (5.5)	5/10	6SL312-1-TE15-0AA3	⁶⁾	1	4 × 2.5	6FX8002-5CS11-
1FN3050-2WC00-...	2.7	8.2	4.1 (5.5)	5/10	6SL312-1-TE15-0AA3	⁷⁾	1	4 × 2.5	6FX8002-5CS11-
1FN3100-1WC00-...	2.4	6.5	3.1 (4.2)	5/10	6SL312-1-TE15-0AA3	6FX7002-5LM42-	1	4 × 2.5	6FX8002-5CS11-
1FN3100-2WC00-...	5.1	13.5	6.3 (8.5)	9/18	6SL312-1-TE21-0AA3	6FX7002-5LM42-	1	4 × 2.5	6FX8002-5CS11-
1FN3100-2WE00-...	8.1	21.5	8.3 (11.1)	18/36	6SL312-1-TE21-8AA3	6FX7002-5LM42-	1	4 × 2.5	6FX8002-5CS11-
1FN3100-3WC00-...	7.2	19.1	9.2 (12.3)	18/36	6SL312-1-TE21-8AA3	6FX7002-5LM42-	1	4 × 2.5	6FX8002-5CS11-
1FN3100-3WE00-...	12.1	32.2	12.4 (16.6)	18/36	6SL312-1-TE21-8AA3	6FX7002-5LM42-	1	4 × 2.5	6FX8002-5CS11-
1FN3100-4WC00-...	10.1	27.0	12.6 (16.9)	18/36	6SL312-1-TE21-8AA3	6FX7002-5LM42-	1	4 × 2.5	6FX8002-5CS11-
1FN3100-4WE00-...	16.1	43.0	16.6 (22.3)	30/56	6SL312-1-TE23-0AA3	6FX7002-5LM42-	1	4 × 2.5	6FX8002-5CS11-
1FN3100-5WC00-...	11.0	29.5	14.4 (19.3)	18/36	6SL312-1-TE21-8AA3	6FX7002-5LM42-	1	4 × 2.5	6FX8002-5CS11-
1FN3150-1WC00-...	3.6	9.5	4.3 (5.8)	5/10	6SL312-1-TE15-0AA3	6FX7002-5LM42-	1	4 × 2.5	6FX8002-5CS11-
1FN3150-2WC00-...	7.2	19.1	8.7 (11.7)	18/36	6SL312-1-TE21-8AA3	6FX7002-5LM42-	1	4 × 2.5	6FX8002-5CS11-
1FN3150-3WC00-...	10.7	28.6	13.0 (17.4)	18/36	6SL312-1-TE21-8AA3	6FX7002-5LM42-	1	4 × 2.5	6FX8002-5CS11-
1FN3150-4WC00-...	14.3	38.2	17.4 (23.3)	30/56	6SL312-1-TE23-0AA3	6FX7002-5LM42-	1	4 × 2.5	6FX8002-5CS11-
1FN3150-5WC00-...	17.9	47.7	21.7 (29.1)	30/56	6SL312-1-TE23-0AA3	6FX7002-5LM42-	1	4 × 2.5	6FX8002-5CS11-

Příloha 9: Profilové valivé vedení s válečkovým řetězem THK, model SRG [44]



Models SRG25 to 65C/LC

Model No.	Outer dimensions			LM block dimensions																LM rail dimensions				Base loading			Static permissible moment kN-m*			Mass						
	Height Width Length			M	W	L	B	C	S	H	Δ	Δ	L ₁	T	T ₁	K	N	E	e	Δ ₀	Grease nipple	Length*	C	C ₀	M _k 	M _k 	M _k 	LM block kg	LM rail kg/m	Mass						
	M	W	L																																	
SRG 15A	24	47	662	38	30	26	M5	4,3	8	7,5	45	7	(8)	20	4	4,5	4	6	2,9	PB107	4	15	16	15,5	30	4,5×7,5×5,3	2500	11,3	25,8	0,21	1,24	0,21	1,24	0,24	0,20	1,58
SRG 20A	30	63	882	53	40	35	M6	5,4	10	9	58	10	(10)	26,4	5	4,5	4	6	2,9	PB107	4,6	20	21,5	20	30	6×9,5×8,5	3000	21	46,9	0,48	2,74	0,48	2,74	0,58	0,42	2,68
SRG 20LA	30	63	882	53	40	35	M6	5,4	10	9	58	10	(10)	26,4	5	4,5	4	6	2,9	PB107	4,6	20	21,5	20	30	6×9,5×8,5	3000	26,7	63,8	0,88	4,49	0,88	4,49	0,79	0,57	
SRG 25C	36	70	1055	57	45	40	M8	6,8	—	—	85,5	9,5	10	31,5	5,5	12	6	8,4	5,2	B-M6F	4,5	23	23,5	23	30	7×11×9	3000	27,9	57,5	0,64	3,7	0,64	3,7	0,765	0,7	3,6
SRG 25LC	36	70	1051	57	45	40	M8	6,8	—	—	85,1	9,5	10	31,5	5,5	12	6	8,4	5,2	B-M6F	4,5	23	23,5	23	30	7×11×9	3000	34,2	75	1,07	5,74	1,07	5,74	1,03	0,9	
SRG 30C	42	80	1325	72	52	44	M10	8,5	—	—	95,5	12	14	37	6,5	12	6	6,2	5,2	B-M6F	5	28	31	26	40	9×14×12	3000	30,3	82,5	1,02	6,21	1,02	6,21	1,47	1,2	4,4
SRG 30LC	42	80	1325	72	52	44	M10	8,5	—	—	95,5	12	14	37	6,5	12	6	6,2	5,2	B-M6F	5	28	31	26	40	9×14×12	3000	48,3	108	1,76	9,73	1,76	9,73	1,92	1,6	
SRG 36C	48	100	1555	82	62	52	M10	8,5	—	—	102,2	11,5	10	42	6,5	12	6	6	5,2	B-M6F	6	34	33	30	40	9×14×12	3000	58,1	119	1,06	10,1	1,06	10,1	2,39	1,9	6,9
SRG 36LC	48	100	1555	82	62	52	M10	8,5	—	—	102,2	11,5	10	42	6,5	12	6	6	5,2	B-M6F	6	34	33	30	40	9×14×12	3000	78	165	3,13	17	3,13	17	3,31	2,4	
SRG 45C	60	120	1950	100	80	80	M12	10,5	—	—	142	14,5	15	52	10	16	7	7	5,2	B-PT18	8	45	37,5	37	52,5	14×20×17	3060	91,9	192	3,49	20	3,49	20	4,88	3,7	11,6
SRG 45LC	60	120	1950	100	80	80	M12	10,5	—	—	142	14,5	15	52	10	16	7	7	5,2	B-PT18	8	45	37,5	37	52,5	14×20×17	3060	115	256	6,13	32,2	6,13	32,2	6,64	4,5	
SRG 55C	70	140	2355	116	95	70	M14	12,5	—	—	132,2	17,5	18	60	12	16	9	8,5	5,2	B-PT18	10	53	43,5	43	60	18×23×20	3060	131	266	5,82	33	5,82	33	8,19	5,9	15,8
SRG 55LC	70	140	2355	116	95	70	M14	12,5	—	—	132,2	17,5	18	60	12	16	9	8,5	5,2	B-PT18	10	53	43,5	43	60	18×23×20	3060	187	368	10,8	57	10,8	57	11,2	7,8	
SRG 65C	80	170	3035	142	110	82	M16	14,5	—	—	228,2	19,5	20	78,5	17	16	9	13,5	5,2	B-PT18	11,5	63	53,5	54	75	18×26×22	3000	278	599	20	120	22,7	120	22,1	16,4	23,7

Note 1) The greasing hole on the top face and the pilot hole of the side nipple are not drilled through in order to prevent foreign material from entering the block.

THK will mount a grease nipple per your request. Therefore, do not use the greasing hole of the top face and the side nipple pilot hole* for purposes other than mounting a grease nipple.

Note-2) If the mounting holes (4 holes) of the LM block are back spot-faced, these models can be mounted on the table from the top and the bottom as with model SRG-C.

Note:2) If the mounting holes (4 holes) of the LM block are back spot-faced, these models can be mounted on the table from the top and the bottom as with model SRG-C.
The value in the parentheses represents a dimension if the mounting hole is back spot-faced.
Contact THK for details.

Příloha 10: Výpočet vedení podélného posuvu

Z přílohy 9 zvoleno vedení:

Model

SRG 30 C

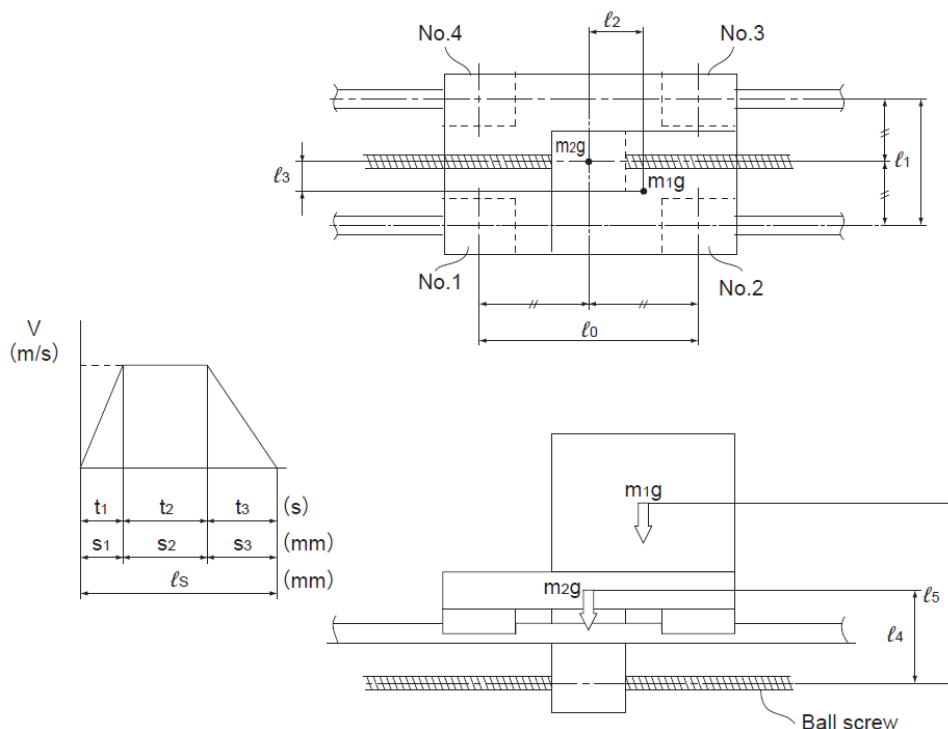
Dynamická únosnost

C=39,3kN

Statická únosnost

C₀=82,5kN

Výpočet proveden dle [44]



Vstupní výpočtové parametry:

Osová vzdálenost vozíků v podélném směru

l₀=189mm

Osová vzdálenost vozíků v příčném směru

l₁=174mm

Vyosení obrobku v podélném směru

l₂=156mm

Vyosení obrobku v příčném směru

l₃=53mm

Vzdálenost těžiště stolu od osy kuličkového šroubu

l₄=70mm

Vzdálenost těžiště obrobku od osy kuličkového šroubu

l₅=370mm

Zatížení v radiálním směru

$$P_{R1} = \frac{m_c \cdot g + F_p}{4} - \frac{m_o \cdot g \cdot l_2}{2 \cdot l_0} + \frac{m_o \cdot g \cdot l_3}{2 \cdot l_1} = \frac{400 \cdot 9,81 + 1335}{4} - \frac{250 \cdot 9,81 \cdot 0,156}{2 \cdot 0,189} + \frac{250 \cdot 9,81 \cdot 0,053}{2 \cdot 0,174} = 668,958 \text{ N}$$

$$P_{R2} = \frac{m_c \cdot g + F_p}{4} + \frac{m_o \cdot g \cdot l_2}{2 \cdot l_0} + \frac{m_o \cdot g \cdot l_3}{2 \cdot l_1} = \frac{400 \cdot 9,81 + 1335}{4} + \frac{250 \cdot 9,81 \cdot 0,156}{2 \cdot 0,189} + \frac{250 \cdot 9,81 \cdot 0,053}{2 \cdot 0,174} = 2693 \text{ N}$$

$$P_{R3} = \frac{m_c \cdot g + F_p}{4} + \frac{m_o \cdot g \cdot l_2}{2 \cdot l_0} - \frac{m_o \cdot g \cdot l_3}{2 \cdot l_1} = \frac{400 \cdot 9,81 + 1335}{4} + \frac{250 \cdot 9,81 \cdot 0,156}{2 \cdot 0,189} - \frac{250 \cdot 9,81 \cdot 0,053}{2 \cdot 0,174} = 1960 \text{ N}$$

$$P_{R4} = \frac{m_c \cdot g + F_p}{4} - \frac{m_o \cdot g \cdot l_2}{2 \cdot l_0} - \frac{m_o \cdot g \cdot l_3}{2 \cdot l_1} = \frac{400 \cdot 9,81 + 1335}{4} - \frac{250 \cdot 9,81 \cdot 0,156}{2 \cdot 0,189} - \frac{250 \cdot 9,81 \cdot 0,053}{2 \cdot 0,174} = -63,723 \text{ N}$$

Zatížení v radiálním směru při dopředném zrychlení

$$P_{la1} = P_{R1} - \frac{m_o \cdot a_x \cdot l_5}{2 \cdot l_0} - \frac{m_s \cdot a_x \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 668,958 - \frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,37}{2 \cdot 0,189} - \frac{150 \cdot 1,667 \cdot 0,07}{2 \cdot 0,189} = 214,814 N$$

$$P_{la2} = P_{R2} + \frac{m_o \cdot a_x \cdot l_5}{2 \cdot l_0} + \frac{m_s \cdot a_x \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 2693 + \frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,37}{2 \cdot 0,189} + \frac{150 \cdot 1,667 \cdot 0,07}{2 \cdot 0,189} = 3147 N$$

$$P_{la3} = P_{R3} + \frac{m_o \cdot a_x \cdot l_5}{2 \cdot l_0} + \frac{m_s \cdot a_x \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 1960 + \frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,37}{2 \cdot 0,189} + \frac{150 \cdot 1,667 \cdot 0,07}{2 \cdot 0,189} = 2417 N$$

$$P_{la4} = P_{R4} - \frac{m_o \cdot a_x \cdot l_5}{2 \cdot l_0} - \frac{m_s \cdot a_x \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = -63,723 - \frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,37}{2 \cdot 0,189} - \frac{150 \cdot 1,667 \cdot 0,07}{2 \cdot 0,189} = -517,867 N$$

Zatížení v příčném směru při dopředném zrychlení

$$P_{tla1} = -\frac{m_o \cdot a_x \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = -\frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,053}{2 \cdot 0,189} = -57,319 N$$

$$P_{tla2} = \frac{m_o \cdot a_x \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = \frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,053}{2 \cdot 0,189} = 57,319 N$$

$$P_{tla3} = \frac{m_o \cdot a_x \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = \frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,053}{2 \cdot 0,189} = 57,319 N$$

$$P_{tla4} = -\frac{m_o \cdot a_x \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = -\frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,053}{2 \cdot 0,189} = -57,319 N$$

Zatížení v radiálním směru při dopředném zpomalení

$$P_{ld1} = P_{R1} + \frac{m_o \cdot a_x \cdot l_5}{2 \cdot l_0} + \frac{m_s \cdot a_x \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 668,958 + \frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,37}{2 \cdot 0,189} + \frac{150 \cdot 1,667 \cdot 0,07}{2 \cdot 0,189} = 1123 N$$

$$P_{ld2} = P_{R2} - \frac{m_o \cdot a_x \cdot l_5}{2 \cdot l_0} - \frac{m_s \cdot a_x \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 2693 - \frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,37}{2 \cdot 0,189} - \frac{150 \cdot 1,667 \cdot 0,07}{2 \cdot 0,189} = 2238 N$$

$$P_{ld3} = P_{R3} - \frac{m_o \cdot a_x \cdot l_5}{2 \cdot l_0} - \frac{m_s \cdot a_x \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 1960 - \frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,37}{2 \cdot 0,189} - \frac{150 \cdot 1,667 \cdot 0,07}{2 \cdot 0,189} = 1506 N$$

$$P_{ld4} = P_{R4} + \frac{m_o \cdot a_x \cdot l_5}{2 \cdot l_0} + \frac{m_s \cdot a_x \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = -63,723 + \frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,37}{2 \cdot 0,189} + \frac{150 \cdot 1,667 \cdot 0,07}{2 \cdot 0,189} = 390,422 N$$

Zatížení v příčném směru při dopředném zpomalení

$$P_{tld1} = \frac{m_o \cdot a_x \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = \frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,053}{2 \cdot 0,189} = 57,319 N$$

$$P_{tld2} = -\frac{m_o \cdot a_x \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = -\frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,053}{2 \cdot 0,189} = -57,319 N$$

$$P_{tld3} = -\frac{m_o \cdot a_x \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = -\frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,053}{2 \cdot 0,189} = -57,319 N$$

$$P_{tld4} = \frac{m_o \cdot a_x \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = \frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,053}{2 \cdot 0,189} = 57,319 N$$

Zatížení v radiálním směru při zpětném zrychlení

$$\begin{aligned}P_{ra1} &= P_{R1} + \frac{m_o \cdot a_x \cdot l_5}{2 \cdot l_0} + \frac{m_s \cdot a_x \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 668,958 + \frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,37}{2 \cdot 0,189} + \frac{150 \cdot 1,667 \cdot 0,07}{2 \cdot 0,189} = 1123N \\P_{ra2} &= P_{R2} - \frac{m_o \cdot a_x \cdot l_5}{2 \cdot l_0} - \frac{m_s \cdot a_x \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 2693 - \frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,37}{2 \cdot 0,189} - \frac{150 \cdot 1,667 \cdot 0,07}{2 \cdot 0,189} = 2238N \\P_{ra3} &= P_{R3} - \frac{m_o \cdot a_x \cdot l_5}{2 \cdot l_0} - \frac{m_s \cdot a_x \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 1960 - \frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,37}{2 \cdot 0,189} - \frac{150 \cdot 1,667 \cdot 0,07}{2 \cdot 0,189} = 1506N \\P_{ra4} &= P_{R4} + \frac{m_o \cdot a_x \cdot l_5}{2 \cdot l_0} + \frac{m_s \cdot a_x \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = -63,723 + \frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,37}{2 \cdot 0,189} + \frac{150 \cdot 1,667 \cdot 0,07}{2 \cdot 0,189} = 390,422N\end{aligned}$$

Zatížení v příčném směru při zpětném zrychlení

$$\begin{aligned}P_{tra1} &= \frac{m_o \cdot a_x \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = \frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,053}{2 \cdot 0,189} = 57,319N \\P_{tra2} &= -\frac{m_o \cdot a_x \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = -\frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,053}{2 \cdot 0,189} = -57,319N \\P_{tra3} &= -\frac{m_o \cdot a_x \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = -\frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,053}{2 \cdot 0,189} = -57,319N \\P_{tra4} &= \frac{m_o \cdot a_x \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = \frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,053}{2 \cdot 0,189} = 57,319N\end{aligned}$$

Zatížení v radiálním směru při zpětném zpomalení

$$\begin{aligned}P_{rd1} &= P_{R1} - \frac{m_o \cdot a_x \cdot l_5}{2 \cdot l_0} - \frac{m_s \cdot a_x \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 668,958 - \frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,37}{2 \cdot 0,189} - \frac{150 \cdot 1,667 \cdot 0,07}{2 \cdot l_0} = 214,814N \\P_{rd2} &= P_{R2} + \frac{m_o \cdot a_x \cdot l_5}{2 \cdot l_0} + \frac{m_s \cdot a_x \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 2693 + \frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,37}{2 \cdot 0,189} + \frac{150 \cdot 1,667 \cdot 0,07}{2 \cdot l_0} = 3147N \\P_{rd3} &= P_{R3} + \frac{m_o \cdot a_x \cdot l_5}{2 \cdot l_0} + \frac{m_s \cdot a_x \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 1960 + \frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,37}{2 \cdot 0,189} + \frac{150 \cdot 1,667 \cdot 0,07}{2 \cdot l_0} = 2417N \\P_{rd4} &= P_{R4} - \frac{m_o \cdot a_x \cdot l_5}{2 \cdot l_0} - \frac{m_s \cdot a_x \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = -63,723 - \frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,37}{2 \cdot 0,189} - \frac{150 \cdot 1,667 \cdot 0,07}{2 \cdot l_0} = -517,867N\end{aligned}$$

Zatížení v příčném směru při zpětném zpomalení

$$\begin{aligned}P_{trd1} &= -\frac{m_o \cdot a_x \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = -\frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,053}{2 \cdot 0,189} = -57,319N \\P_{trd2} &= \frac{m_o \cdot a_x \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = \frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,053}{2 \cdot 0,189} = 57,319N \\P_{trd3} &= \frac{m_o \cdot a_x \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = \frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,053}{2 \cdot 0,189} = 57,319N \\P_{trd4} &= -\frac{m_o \cdot a_x \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = -\frac{250 \cdot 1,667 \cdot 0,053}{2 \cdot 0,189} = -57,319N\end{aligned}$$

Kombinované radiálně-axiální zatížení při rovnoměrném pohybu

$$P_{E1} = P_{R1} = 668,985N$$

$$P_{E2} = P_{R2} = 2693N$$

$$P_{E3} = P_{R3} = 1960N$$

$$P_{E4} = P_{R4} = -63,723N$$

Kombinované radiálně-axiální zatížení při dopředném zrychlení

$$P_{Era1} = |P_{ra1}| + |P_{tra1}| = |1123| + |57,319| = 1180N$$

$$P_{Era2} = |P_{ra2}| + |P_{tra2}| = |2238| + |-57,319| = 2296N$$

$$P_{Era3} = |P_{ra3}| + |P_{tra3}| = |1506| + |-57,319| = 1563N$$

$$P_{Era4} = |P_{ra4}| + |P_{tra4}| = |390,422| + |57,319| = 447,7N$$

Kombinované radiálně-axiální zatížení při dopředném zpomalení

$$P_{Erd1} = |P_{rd1}| + |P_{trd1}| = |214,814| + |-57,319| = 272,1N$$

$$P_{Erd2} = |P_{rd2}| + |P_{trd2}| = |3147| + |57,319| = 3204N$$

$$P_{Erd3} = |P_{rd3}| + |P_{trd3}| = |2417| + |57,319| = 2471N$$

$$P_{Erd4} = |P_{rd4}| + |P_{trd4}| = |-517,864| + |-57,319| = 575,2N$$

Kombinované radiálně-axiální zatížení při zpětném zrychlení

$$P_{Ela1} = |P_{la1}| + |P_{tla1}| = |214,814| + |-57,319| = 272,1N$$

$$P_{Ela2} = |P_{la2}| + |P_{tla2}| = |3147| + |57,319| = 3204N$$

$$P_{Ela3} = |P_{la3}| + |P_{tla3}| = |2417| + |57,319| = 2471N$$

$$P_{Ela4} = |P_{la4}| + |P_{tla4}| = |-517,867| + |-57,319| = 575,2N$$

Kombinované radiálně-axiální zatížení při zpětném zpomalení

$$P_{Eld1} = |P_{ld1}| + |P_{tld1}| = |1123| + |57,319| = 1180N$$

$$P_{Eld2} = |P_{ld2}| + |P_{tld2}| = |1123| + |-57,319| = 2296N$$

$$P_{Eld3} = |P_{ld3}| + |P_{tld3}| = |1123| + |-57,319| = 1563N$$

$$P_{Eld4} = |P_{ld4}| + |P_{tld4}| = |1123| + |57,319| = 447,7N$$

Průměrné zatížení

$$P_{m1} = \sqrt[10]{\frac{P_{Ela1}^{\frac{10}{3}} \cdot s_1 + P_{E1}^{\frac{10}{3}} \cdot s_2 + P_{Eld1}^{\frac{10}{3}} \cdot s_3 + P_{Era1}^{\frac{10}{3}} \cdot s_4 + P_{E1}^{\frac{10}{3}} \cdot s_5 + P_{Erd1}^{\frac{10}{3}} \cdot s_6}{2 \cdot s_x}}$$

$$P_{m1} = \sqrt[10]{\frac{272,1^{\frac{10}{3}} \cdot 0,075 + 668,989^{\frac{10}{3}} \cdot 0,55 + 1180^{\frac{10}{3}} \cdot 0,075 + 1180^{\frac{10}{3}} \cdot 0,075 + 668,989^{\frac{10}{3}} \cdot 0,55 + 272,1^{\frac{10}{3}} \cdot 0,075}{2 \cdot 0,7}}$$

$$P_{m1} = 755,7N$$

$$P_{m2} = \sqrt[10]{\frac{P_{Ela2}^{\frac{10}{3}} \cdot s_1 + P_{E2}^{\frac{10}{3}} \cdot s_2 + P_{Eld2}^{\frac{10}{3}} \cdot s_3 + P_{Era2}^{\frac{10}{3}} \cdot s_4 + P_{E2}^{\frac{10}{3}} \cdot s_5 + P_{Erd2}^{\frac{10}{3}} \cdot s_6}{2 \cdot s_x}}$$

$$P_{m2} = \sqrt[10]{\frac{3204^{\frac{10}{3}} \cdot 0,075 + 2693^{\frac{10}{3}} \cdot 0,55 + 2296^{\frac{10}{3}} \cdot 0,075 + 2296^{\frac{10}{3}} \cdot 0,075 + 2693^{\frac{10}{3}} \cdot 0,55 + 3204^{\frac{10}{3}} \cdot 0,075}{2 \cdot 0,7}}$$

$$P_{m2} = 2724,8N$$

$$P_{m3} = \sqrt[10]{\frac{P_{Ela3}^{\frac{10}{3}} \cdot s_1 + P_{E3}^{\frac{10}{3}} \cdot s_2 + P_{Eld3}^{\frac{10}{3}} \cdot s_3 + P_{Era3}^{\frac{10}{3}} \cdot s_4 + P_{E3}^{\frac{10}{3}} \cdot s_5 + P_{Era3}^{\frac{10}{3}} \cdot s_6}{2 \cdot s_x}}$$

$$P_{m3} = \sqrt[10]{\frac{2471^{\frac{10}{3}} \cdot 0,075 + 1960^{\frac{10}{3}} \cdot 0,55 + 1563^{\frac{10}{3}} \cdot 0,075 + 1563^{\frac{10}{3}} \cdot 0,075 + 1960^{\frac{10}{3}} \cdot 0,55 + 2471^{\frac{10}{3}} \cdot 0,075}{2 \cdot 0,7}}$$

$$P_{m3} = 1999,1N$$

$$P_{m4} = \sqrt[10]{\frac{P_{Ela4}^{\frac{10}{3}} \cdot s_1 + P_{E4}^{\frac{10}{3}} \cdot s_2 + P_{Eld4}^{\frac{10}{3}} \cdot s_3 + P_{Era4}^{\frac{10}{3}} \cdot s_4 + P_{E4}^{\frac{10}{3}} \cdot s_5 + P_{Erd4}^{\frac{10}{3}} \cdot s_6}{2 \cdot s_x}}$$

$$P_{m4} = \sqrt[10]{\frac{575,2^{\frac{10}{3}} \cdot 0,075 + (-63,723)^{\frac{10}{3}} \cdot 0,55 + 447,7^{\frac{10}{3}} \cdot 0,075 + 447,7^{\frac{10}{3}} \cdot 0,075 + (-63,723)^{\frac{10}{3}} \cdot 0,55 + 575,2^{\frac{10}{3}} \cdot 0,075}{2 \cdot 0,7}}$$

$$P_{m4} = 328,2N$$

Z obr. 7.16 a) byl zvolen tvrdostní faktor

$$f_H=1$$

Z obr. 7.16 b) zvolen teplotní faktor

$$f_T=1$$

Z tab. 7.7 zvolen kontaktní faktor

$$f_C=1$$

Z tab. 7.8 zvolen zátěžný faktor

$$f_w=1,4$$

Statický bezpečnostní faktor

$$f_s = \frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C \cdot C_0}{P_{Erd2}} = \frac{1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 82500}{3204} = 25,749$$

Hodnota statického bezpečnostního faktoru je z konstrukčních důvodů značně vyšší než jsou doporučené hodnoty dle tabulky 7.9.

Životnost

$$L_1 = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C}{f_W} \cdot \frac{C}{P_{m1}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100 = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 1}{1,4} \cdot \frac{39300}{755,7} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100 = 17102134,13 km$$

$$L_2 = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C}{f_W} \cdot \frac{C}{P_{m2}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100 = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 1}{1,4} \cdot \frac{39300}{2724,8} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100 = 237921,1 km$$

$$L_3 = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C}{f_W} \cdot \frac{C}{P_{m3}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100 = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 1}{1,4} \cdot \frac{39300}{1999,1} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100 = 667984 km$$

$$L_4 = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C}{f_W} \cdot \frac{C}{P_{m4}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100 = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 1}{1,4} \cdot \frac{39300}{328,2} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100 = 275689225,5 km$$

$$L_{h1} = \frac{L_1}{2 \cdot s_x \cdot n_c \cdot 3,6} = \frac{17102134,13}{2 \cdot 0,7 \cdot 1 \cdot 3,6} = 3,39 \cdot 10^6 h$$

$$L_{h2} = \frac{L_2}{2 \cdot s_x \cdot n_c \cdot 3,6} = \frac{237921,1}{2 \cdot 0,7 \cdot 1 \cdot 3,6} = 4,72 \cdot 10^4 h$$

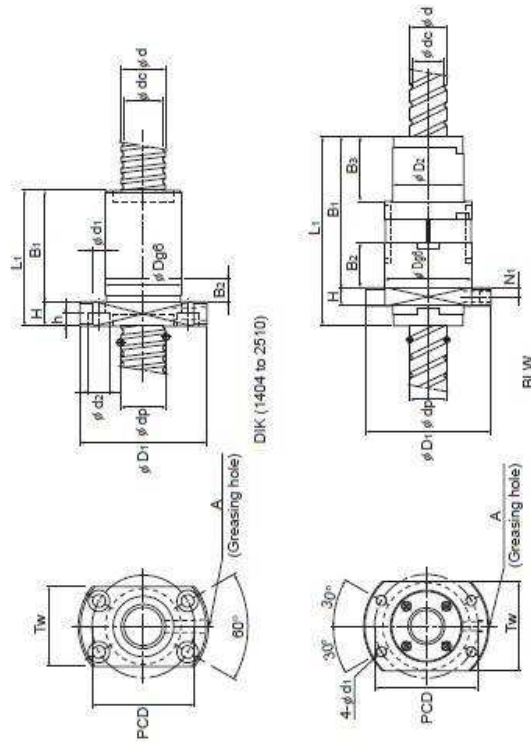
$$L_{h3} = \frac{L_3}{2 \cdot s_x \cdot n_c \cdot 3,6} = \frac{667984}{2 \cdot 0,7 \cdot 1 \cdot 3,6} = 1,33 \cdot 10^5 h$$

$$L_{h4} = \frac{L_4}{2 \cdot s_x \cdot n_c \cdot 3,6} = \frac{275689225,5}{2 \cdot 0,7 \cdot 1 \cdot 3,6} = 5,47 \cdot 10^7 h$$

Precision Ball Screw

Preload Type of Precision Ball Screw

Screw shaft outer diameter	14 to 18
Lead	4 to 16



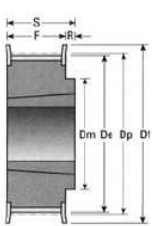
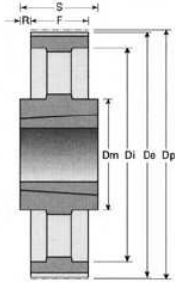
DIK (1404 to 2510)

BLW

Ball Screw

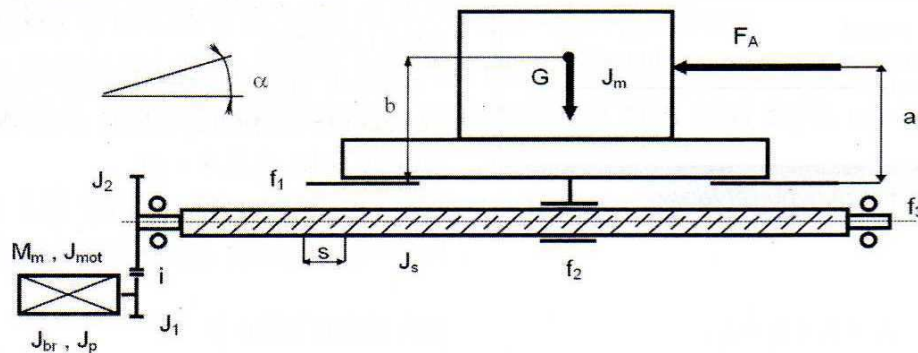
BLW																				Unit: mm						
Screw shaft outer diameter	Lead	Model No.	Ball center-to-center diameter	Thread minor diameter	No. of loaded circuits	Basic load rating			Rigidity	Nut dimensions				Screw shaft inertial moment/mm	Nut mass	Shaft mass										
						Ca	C _r	C _t		L ₁	H	B ₁	B ₂				B ₃	P.C.D.	d ₁	d ₂	h	T _w	N _t	A	Gearing hole	
14	4	DIK 1404-4	14.5	11.8	2×1	3	5.1	190	26	45	—	48	10	38	10	—	35	4.5	8	4.5	29	—	M8	2.98×10 ⁴	0.2	1.0
		DIK 1404-6	14.5	11.8	3×1	4.2	7.7	280	26	45	—	60	10	50	10	—	35	4.5	8	4.5	29	—	M8	2.98×10 ⁴	0.23	1.0
15	10	BLW 1510-5.6	15.75	12.5	2×2.8	14.3	27.8	980	43	64	34	89	10	69	18.7	28.8	52	5.5	—	—	48	5	M8	3.9×10 ⁴	0.81	1.07
		4	BIF 1604-6	16.5	13.8	2×1.5	5.1	10.5	360	36	59	—	65	11	54	—	—	47	5.5	9.5	5.5	—	—	M8	5.05×10 ⁴	0.48
5	BIF 1605-5	16.75	13.2	1×2.5	7.4	13.9	330	40	60	—	56	10	46	—	—	50	4.5	8	4.5	—	—	—	M8	5.05×10 ⁴	0.56	1.25
		DIK 1605-6	16.75	13.2	3×1	7.4	13	310	30	49	—	60	10	50	10	—	39	4.5	8	4.5	31	—	M8	5.05×10 ⁴	0.3	1.25
16	BNFN 1605-3	16.75	13.2	2×1.5	8.7	16.8	360	40	60	—	66	10	66	75	—	50	4.5	8	4.5	—	—	—	M8	5.05×10 ⁴	0.81	1.25
		BNFN 1605-5	16.75	13.2	2×2.5	13.5	27.8	640	40	60	—	106	10	66	85	—	50	4.5	8	4.5	—	—	M8	5.05×10 ⁴	0.88	1.25
8	BIF 1606-5	16.8	13.2	1×2.5	7.5	14	330	40	60	—	62	10	52	—	—	50	4.5	8	4.5	—	—	—	M8	5.05×10 ⁴	0.56	1.25
		10	BIF 1610-3	16.8	13.2	1×1.5	4.8	8.5	210	40	63	—	62	11	51	—	—	51	5.5	9.5	5.5	—	—	M8	5.05×10 ⁴	0.57
18	BLW 1616-3.6	16.85	13.7	2×1.8	7.1	14.3	440	41	60	32	84.5	10	65.5	18.1	27.1	49	4.5	—	—	—	44	8	M8	5.05×10 ⁴	0.67	1.42
		BIF 1810-3	18.8	15.6	1×1.5	5.1	9.6	230	42	65	—	75	12	83	—	—	53	5.5	9.5	5.5	—	—	M8	8.09×10 ⁴	0.75	1.81
10	BNFN 1810-2.5	18.8	15.5	1×2.5	7.8	15.9	360	42	65	—	119	12	107	94	—	53	5.5	9.5	5.5	—	—	—	M8	8.09×10 ⁴	1.09	1.81
		BNFN 1810-3	18.8	15.6	2×1.5	9.2	19.1	430	42	65	—	136	12	123	110	—	53	5.5	9.5	5.5	—	—	M8	8.09×10 ⁴	1.21	1.81

Příloha 12: Ozubená řemenice s pouzdem Taper HTD 5M [45]

 Ozubené řemenice s pouzdem TAPER Taper Bore Timing Pulleys Taper 5 M 														
  Figur 8F Figur 7A														
Typ 5M - Pro řemeny HTD 5M (resp. 5RPP) - rozteč 5,0mm / For belts HTD 5M (5RPP) - Pitch 5,0mm														
Zubů Teeth	Šíř.ř. Width	Označení / Obj.č. Part.No.	Typ Fig.	* Mat.	Pouzdro Bush	Dp [mm]	De [mm]	Df [mm]	Dm [mm]	Di [mm]	F [mm]	S [mm]	R [mm]	m [kg]
34	15	34-05M-15 TB	8F	ST	1008	54,11	52,97	57,00	43,00	-	20,5	22,0	1,5	0,19
36	15	36-05M-15 TB	8F	ST	1108	57,30	56,16	60,00	44,00	-	20,5	22,0	1,5	0,20
38	15	38-05M-15 TB	8F	ST	1108	69,48	59,34	66,00	48,00	-	20,5	22,0	1,5	0,25
40	15	40-05M-15 TB	8F	ST	1108	63,66	62,52	71,00	52,00	-	20,5	22,0	1,5	0,31
44	15	44-05M-15 TB	8F	ST	1108	70,03	68,89	75,00	54,00	-	20,5	22,0	1,5	0,40
48	15	48-05M-15 TB	8F	ST	1210	76,39	75,25	83,00	64,00	-	20,5	25,0	4,5	0,45
56	15	56-05M-15 TB	8F	ST	1210	89,13	87,99	93,00	70,00	-	20,5	25,0	4,5	0,67
64	15	64-05M-15 TB	8F	ST	1210	101,86	100,72	106,00	78,00	-	20,5	25,0	4,5	0,96
72	15	72-05M-15 TB	8F	ST	1610	114,59	113,45	119,00	90,00	-	20,5	25,0	4,5	1,19
80	15	80-05M-15 TB	8F	ST	1610	127,31	126,18	135,00	92,00	-	20,5	25,0	4,5	1,57
90	15	90-05M-15 TB	7A	ST	1610	143,24	142,10	-	92,00	126,00	20,5	25,0	2,3	1,47
112	15	112-05M-15 TB	7A	ST	1610	178,25	177,11	-	92,00	162,00	20,5	25,0	2,3	1,94
136	15	136-05M-15 TB	7A	ST	2012	216,45	215,31	-	106,00	199,00	20,5	32,0	5,8	3,06
150	15	150-05M-15 TB	7A	ST	2012	238,73	237,59	-	106,00	222,00	20,5	32,0	5,8	3,90

Příloha 13: Návrh pohonu příčného posuvu s kuličkovým šroubem

Výpočet proveden podle [1] dle obr.



Obr.: Posuvový mechanismus [1]

Vstupní hodnoty výpočtu:

Hmotnost podélného posuvu	$m_x=400\text{kg}$
Hmotnost saní	$m_{s2}=150\text{kg}$
Celková příčně posouvaná hmotnost	$m_z=550\text{kg}$
Velikost podélného posuvu	$s_z=240\text{mm}$
Rychlost podélného posuvu	$v_z=8\text{ m}\cdot\text{min}^{-1}$
Doba rozběhu	$t_r=0,3\text{s}$
Jmenovitý moment servomotoru	$M_m=1\text{Nm}$
Jmenovité otáčky servomotoru	$n_m=3000\text{ rad}\cdot\text{min}^{-1}$
Moment setrvačnosti rotoru servomotoru	$J_{mot}=0,61\cdot 10^{-4}\text{ kg}\cdot\text{m}^2$
Počet zubů hnací řemenice	$z_k=36$
Moment setrvačnosti hnací řemenice	$J_1=1,39\cdot 10^{-4}\text{ kg}\cdot\text{m}^2$
Počet zubů hnané řemenice	$z_g=36$
Moment setrvačnosti hnané řemenice	$J_2=1,39\cdot 10^{-4}\text{ kg}\cdot\text{m}^2$
Stoupání kuličkového šroubu	$s=5\text{mm}$
Střední průměr závitu kuličkového šroubu	$d_s=13,2\text{mm}$
Moment kuličkového šroubu	$J_s=3,283\cdot 10^{-5}\text{ kg}\cdot\text{m}^2$
Předpětí matice kuličkového šroubu	$F_p=740\text{N}$
Axiální síla (řezná síla)	$F_A=F_f=223\text{N}$
Rameno působí síly	$a=636\text{mm}$
Součinitel tření ve vodících plochách pro valivé vedení	$f_1=0,005$
Ekvivalentní součinitel tření v kuličkovém šroubu a matici redukovaný na poloměr šroubu	$f_2=0,003$
Ekvivalentní součinitel tření redukovaný na poloměr čepu	$f_3=0,003$
Úhel sklonu vedení	$\alpha=0^\circ$
Účinnost kuličkového šroubu a matice	$\eta_s=0,92$
Účinnost valivého vedení	$\eta_v=0,98$
Účinnost kuličkových ložisek pro oboustranné uložení	$\eta_L=0,92$
Účinnost převodu ozubeným řemenem	$\eta_p=0,99$

Převodový poměr

$$i = \frac{z_g}{z_k} = \frac{36}{36} = 1$$

Statický výpočet

Celková účinnost

$$\eta_C = \eta_s \cdot \eta_v \cdot \eta_p \cdot \eta_L = 0,92 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,92 = 0,821$$

Moment zátěže od třecích sil přesouvaných hmot

$$M_G = \frac{m_z \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos(\alpha) \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_s \cdot \eta_p \cdot \eta_L} = \frac{550 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot \cos(0^\circ) \cdot 0,005}{2 \cdot \pi \cdot 1 \cdot 0,92 \cdot 0,99 \cdot 0,92} = 0,0256 \text{ Nm}$$

Moment zátěže od kuličkového šroubu

$$M_{KSM} = \frac{F_p \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_p \cdot \eta_L} \cdot (1 - \eta_s^2) + \frac{0,5 \cdot [F_A + m_z \cdot g \cdot \cos(\alpha) \cdot f_1] \cdot d_s \cdot f_2}{i \cdot \eta_p \cdot \eta_L}$$
$$M_{KSM} = \frac{740 \cdot 5 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \pi \cdot 1 \cdot 0,99 \cdot 0,92} \cdot (1 - 0,92^2) + \frac{0,5 \cdot [223 + 550 \cdot 9,81 \cdot \cos(0^\circ) \cdot 0,005] \cdot 13,2 \cdot 10^{-3} \cdot 0,003}{1 \cdot 0,99 \cdot 0,92}$$
$$M_{KMS} = 0,102 \text{ Nm}$$

Moment od třecích sil v ložisku

$$M_L = \frac{0,5 \cdot [F_A + m_z \cdot g \cdot \cos(\alpha) \cdot f_1] \cdot d \cdot f_2}{i \cdot \eta_p} = \frac{0,5 \cdot [223 + 550 \cdot 9,81 \cdot \cos(0^\circ) \cdot 0,005] \cdot 0,016 \cdot 0,003}{1 \cdot 0,99}$$
$$M_L = 6,5 \cdot 10^{-3} \text{ Nm}$$

Statický moment zátěže redukováný na hřídel servomotoru

$$M_{zsrhm} = M_G + M_{KSM} + M_L = 0,0256 + 0,102 + 6,5 \cdot 10^{-4} = 0,128 \text{ Nm}$$

Potřebný moment servomotoru dle statického hlediska

$$M_{stat} = \frac{F_A \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_c} + M_{zsrhm} = \frac{223 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi \cdot 1 \cdot 0,821} + 0,128 = 0,344 \text{ Nm}$$

Kinematický výpočet

Provozní otáčky servomotoru pro požadovanou rychlost příčného posuvu $v_z=8$ m.min⁻¹
 $n_p=1600$ rad.min⁻¹

Rychlost pohybu

$$v_z = \frac{n_p \cdot s}{i} = \frac{26,667 \cdot 0,005}{1} = 0,133 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 8 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$

Lineární zrychlení

$$a_z = \frac{v_z}{t_r} = \frac{0,133}{0,3} = 0,444 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Úhlové zrychlení motoru

$$\varepsilon_m = \frac{2 \cdot \pi \cdot a_z}{s} \cdot i = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,444}{0,005} \cdot 1 = 558 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$$

Dynamický výpočet

Moment pasivních odporů

$$M_{Gd} = \frac{m_z \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos(\alpha) \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_s \cdot \eta_p \cdot \eta_L} = \frac{550 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot \cos(0^\circ) \cdot 0,005}{2 \cdot \pi \cdot 1 \cdot 0,92 \cdot 0,99 \cdot 0,92} = 0,024 \text{ Nm}$$

Moment pasivních odporů v matici kuličkového šroubu

$$M_{KSMd} = \frac{F_p \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_p \cdot \eta_L} \cdot (1 - \eta_s^2) + \frac{0,5 \cdot m_z \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos(\alpha) \cdot d_s \cdot f_2}{i \cdot \eta_p \cdot \eta_L}$$
$$M_{KSMd} = \frac{740 \cdot 0,005}{2 \cdot \pi \cdot 1 \cdot 0,99 \cdot 0,92} + \frac{0,5 \cdot 550 \cdot 9,81 \cdot 0,005 \cdot \cos(0^\circ) \cdot 0,0132 \cdot 0,003}{1 \cdot 0,99 \cdot 0,92} = 0,094 \text{ Nm}$$

Celkový moment zátěže redukováný na hřídel servomotoru

$$M_{zdsrhm} = 0,024 + 0,094 = 0,118 \text{ Nm}$$

Moment setrvačnosti posouváných hmot redukováný na hřídel kuličkového šroubu

$$J_m = m_z \cdot \left(\frac{s}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 550 \cdot \left(\frac{0,005}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 3,483 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel servomotoru

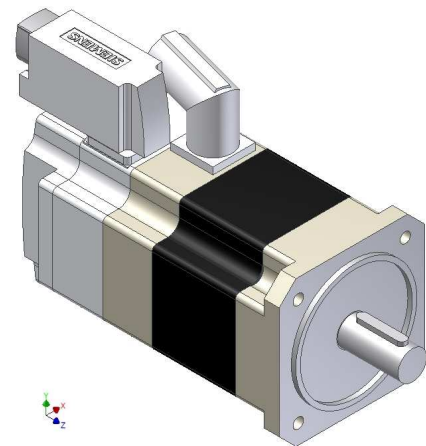
$$J_{rhm} = J_{mot} + J_1 + \frac{J_2}{i^2} + \frac{J_s}{i^2} + \frac{J_m}{i^2}$$
$$J_{rhm} = 0,61 \cdot 10^{-4} + 1,39 \cdot 10^{-4} + \frac{1,39 \cdot 10^{-4}}{1^2} + \frac{3,283 \cdot 10^{-5}}{1^2} + \frac{3,483 \cdot 10^{-4}}{1^2} = 7,201 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Potřebný moment servomotoru dle dynamického hlediska

$$M_{dyn} = J_{rhm} \cdot \varepsilon_m + M_{zdsrhm} = 7,201 \cdot 10^{-4} \cdot 558 + 0,118 = 0,52 \text{ Nm}$$

Jmenovitý moment zvoleného servomotoru

$$M_m = 1 \text{ Nm}$$



Obr.: Servomotor Siemens 1FK7042-5AF21-1FA0

Příloha 14: Návrh kuličkového šroubu příčného posuvu

Výpočet proveden dle [44]

Parametry KŠM:

Jmenovitý průměr kuličkového šroubu	$d=16\text{mm}$
Stoupání kuličkového šroubu	$s=5\text{mm}$
Střední průměr závitu kuličkového šroubu	$d_s=13,2\text{mm}$
Průměr přes středy kuliček	$d_p=16,75\text{mm}$
Moment setrvačnosti rotační matice	$J_s=3,285 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Dynamická únosnost	$C_a=7,4\text{kN}$
Statická únosnost	$C_{0a}=13\text{kN}$
Předpětí	$F_p=0,1 \cdot C_a=740\text{N}$
Délka kuličkového šroubu	$l_{ks}=650 \text{ mm}$
Koeficient tření ve valivém vedení	$f_1=0,005$
Odporová síla (bez zatížení)	$f=27\text{N}$

Stanovení axiálních zatížení

Axiální zatížení při dopředném rozběhu

$$F_{a1} = f_1 \cdot m_z \cdot g + f + m_z \cdot a_z = 0,005 \cdot 550 \cdot 9,81 + 27 + 550 \cdot 0,444 = 298,381\text{N}$$

Axiální zatížení při dopředném rovnoměrném pohybu

$$F_{a2} = f_1 \cdot m_z \cdot g + f = 0,005 \cdot 550 \cdot 9,81 + 27 = 53,937\text{N}$$

Axiální zatížení při dopředném zpomalení

$$F_{a3} = f_1 \cdot m_z \cdot g + f - m_z \cdot a_z = 0,005 \cdot 550 \cdot 9,81 + 27 - 550 \cdot 0,444 = -190,508\text{N}$$

Axiální zatížení při zpětném zrychlení

$$F_{a4} = -f_1 \cdot m_z \cdot g - f - m_z \cdot a_z = -0,005 \cdot 550 \cdot 9,81 - 27 - 550 \cdot 0,444 = -298,381\text{N}$$

Axiální zatížení při zpětném rovnoměrném pohybu

$$F_{a5} = -f_1 \cdot m_z \cdot g - f = -0,005 \cdot 550 \cdot 9,81 - 27 = -53,937\text{N}$$

Axiální zatížení při zpětném zpomalení

$$F_{a6} = -f_1 \cdot m_z \cdot g - f + m_z \cdot a_z = -0,005 \cdot 550 \cdot 9,81 - 20 + 550 \cdot 0,444 = 190,508\text{N}$$

Maximální axiální zatížení

$$F_{a,\max} = F_{a1} = |F_{a4}| = 298,381\text{N}$$

Přípustné axiální zatížení

Maximální vzdálenost mezi dvěma montážními povrchy	$l_a=537\text{mm}$
Youngův modul	$E=2,06 \cdot 10^5 \text{ MPa}$
Faktor způsobu montáže – pevné uchycení	$\eta_1=4$

Přípustné tlakové napětí

$\sigma=147 \text{ Mpa}$

Průřezový modul hřídele kuličkového šroubu

$$I_{KS} = \frac{\pi \cdot d_s^4}{64} = \frac{\pi \cdot 0,0132^4}{64} = 1,49 \cdot 10^{-9} \text{ m}^4$$

Vzpěrná síla hřídele kuličkového šroubu

$$P_I = \frac{\eta_1 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I}{l_a^2} = \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot 2,06 \cdot 10^{11} \cdot 1,49 \cdot 10^{-9}}{0,537^2} = 21,014 \text{ kN}$$

$$P_I > F_{a,\max} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Přípustné tlakové napětí na hřídel kuličkového šroubu

$$P_{II} = \sigma \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_s^2 = 147 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,013^2 = 35,358 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Z tabulky 7.1. zvolen statický bezpečnostní faktor

$f_s=4$

Přípustné axiální zatížení

$$Fa_{\max} = \frac{C_{0a}}{f_s} = \frac{13 \cdot 10^3}{4} = 3250 \text{ N}$$

$$F_{a,\max} < Fa_{\max} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Přípustné otáčky matice

otáčkový (Dn) faktor matice BLR

$Dn=70000$

faktor způsobu montáže

$\lambda_2=21,9$

Otáčky matice kuličkového šroubu

$$n_s = \frac{n_p}{i} = \frac{26,667}{1} = 26,667 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} = 1600 \text{ rad} \cdot \text{min}^{-1}$$

Kritické otáčky kuličkového šroubu

$$N_1 = \lambda_2 \cdot \frac{d_s}{l_a^2} \cdot 10^7 = 21,9 \cdot \frac{0,0132}{0,537^2} \cdot 10^7 = 10024 \text{ rad} \cdot \text{min}^{-1}$$

Přípustná rychlost otáčení v závislosti na hodnotě Dn faktoru

$$N_2 = \frac{Dn}{d_p} = \frac{70000}{16,75} = 41790 \text{ rad} \cdot \text{min}^{-1}$$

$$n_s < N_2 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Průměrné axiální zatížení v závislosti na drahách

Draha rozběhu

$$s_{z1} = \frac{v_z \cdot t_r}{2} = \frac{0,133 \cdot 0,3}{2} = 0,02 \text{ m}$$

Dráha rovnoměrného pohybu

$$s_{z2} = s_z - v_z \cdot t_r = 0,24 - 0,133 \cdot 0,3 = 0,2m$$

Dráha zpomalení

$$s_{z3} = \frac{v_z \cdot t_r}{2} = \frac{0,133 \cdot 0,3}{2} = 0,02m$$

Dráha zpětného rozběhu

$$s_{z4} = \frac{v_z \cdot t_r}{2} = \frac{0,133 \cdot 0,3}{2} = 0,002m$$

Dráha zpětného rovnoměrného pohybu

$$s_{z5} = s_z - v_z \cdot t_r = 0,24 - 0,133 \cdot 0,3 = 0,2m$$

Dráha zpětného zpomalení

$$s_{z6} = \frac{v_z \cdot t_r}{2} = \frac{0,133 \cdot 0,3}{2} = 0,02m$$

Průměrné axiální zatížení

$$F_{mz} = \sqrt[3]{\frac{|F_{a1}|^3 \cdot s_{z1} + |F_{a2}|^3 \cdot s_{z2} + |F_{a3}|^3 \cdot s_{z3} + |F_{a4}|^3 \cdot s_{z4} + |F_{a5}|^3 \cdot s_{z5} + |F_{a6}|^3 \cdot s_{z6}}{2 \cdot s_z}}$$

$$F_{mz} = \sqrt[3]{\frac{|298,381|^3 \cdot 0,02 + |53,937|^3 \cdot 0,2 + |-190,508|^3 \cdot 0,02 + |-298,381|^3 \cdot 0,02 + |-53,937|^3 \cdot 0,2 + |190,508|^3 \cdot 0,02}{2 \cdot 0,24}}$$

$$F_{mz} = 142,943N$$

Životnost

Z tabulky 7.2 zvolen zátěžný faktor

$$f_w=1,4$$

Počet cyklů za minutu

$$n_c=60$$

Nominální životnost

$$L_n = \left(\frac{C_a}{f_w \cdot F_{mz}} \right)^3 \cdot 10^6 = \left(\frac{7,4 \cdot 10^3}{1,4 \cdot 142,943} \right)^3 \cdot 10^6 = 5,056 \cdot 10^{10}$$

Životnost v hodinách

$$L_h = \frac{L_n \cdot s}{2 \cdot n_c \cdot s_x} = \frac{5,056 \cdot 10^{10} \cdot 0,05}{2 \cdot 1 \cdot 0,24} = 7,315 \cdot 10^4 \text{ hod}$$

$$L_h \geq 2 \cdot 10^4 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Příloha 15: Návrh řemenového převodu příčného posuvu

Parametry řemenu a řemenice:

Průměr roztečné kružnice řemenice	$D_{p1}=57,3 \text{ mm}$
Počet zubů řemenice	$z_k=36$
Délka řemene	$l_{\text{remen}}=300\text{mm}$
Šířka řemene	$s_{\text{remen}}=15\text{mm}$
Rozteč zubů řemene	$t=5\text{mm}$
Výkon řemene	$P_R=0,786\text{kW}$
Úhel opásání řemenice	$\beta=180^\circ$

Maximální obvodová rychlost řemene

$$v_r = t \cdot z_k \cdot n_p = 5 \cdot 10^{-3} \cdot 36 \cdot 26,667 = 4,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$v_r < 50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Maximální výkon přenášený řemenem

$$P_r = M_{\text{dyn}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_p = 0,52 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 26,667 = 87,1 \text{ W}$$

Zubový faktor c_1

$$z_e = z_k \cdot \frac{\beta}{360} = 36 \cdot \frac{180}{360} = 18$$

Z tabulky 7.1.2.1. na straně 82 zvolen zubový faktor $c_1=1$

Zátěžný faktor

$$c_2=1,7$$

Akcelerační faktor

Z tabulky 7.1.2.2 zvolen akcelerační faktor $c_3=0$

Únavový faktor

Z tabulky 7.1.2.3 zvolen únavový faktor $c_4=0,4$

Délkový faktor

Z tabulky 7.1.2.4 pro profil 8M a délku řemene 1840 zvolen $c_5=0,8$

Celkový provozní faktor

$$c_0 = c_2 + c_3 + c_4 = 1,7 + 0 + 0,4 = 2,1$$

Z nomogramu (příloha 5) pro $P_r \cdot c_0 = 87,1 \cdot 2,1 = 183 \text{ W}$ a pro maximální možné otáčky hnací řemenice $1600 \text{ rad} \cdot \text{min}^{-1}$ vyhovuje řemen se zubovou roztečí 5 mm.

Šířka ozubeného řemene

Musí být splněna podmínka $P_r \cdot c_0 \leq P_R \cdot c_1 \cdot c_5$

$$P_r \cdot c_0 = 87,1 \cdot 2,1 = 183W$$

$$P_R \cdot c_1 \cdot c_5 = 786 \cdot 1 \cdot 0,8 = 629W$$

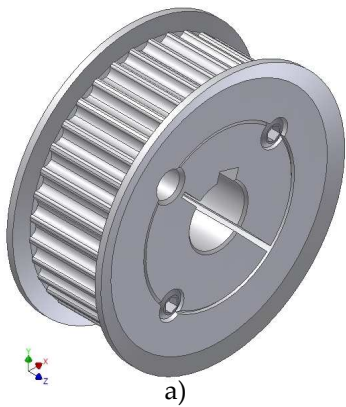
$$P_r \cdot c_0 < P_R \cdot c_1 \cdot c_5 \Rightarrow \text{SPLNENO}$$

Celkové předpětí

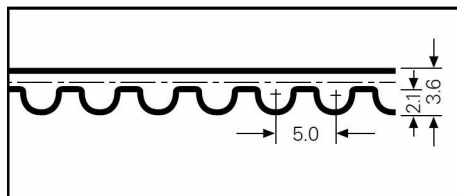
$$F_v = \frac{P_r \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right)}{t \cdot z_k \cdot n_p} = \frac{183 \cdot \sin\left(\frac{180}{2}\right)}{5 \cdot 10^{-3} \cdot 36 \cdot 26,667} = 38N$$

Statické napnutí

$$F_{stat} = \frac{F_v}{2 \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right)} = \frac{38}{2 \cdot \sin\left(\frac{180}{2}\right)} = 19N$$



a)



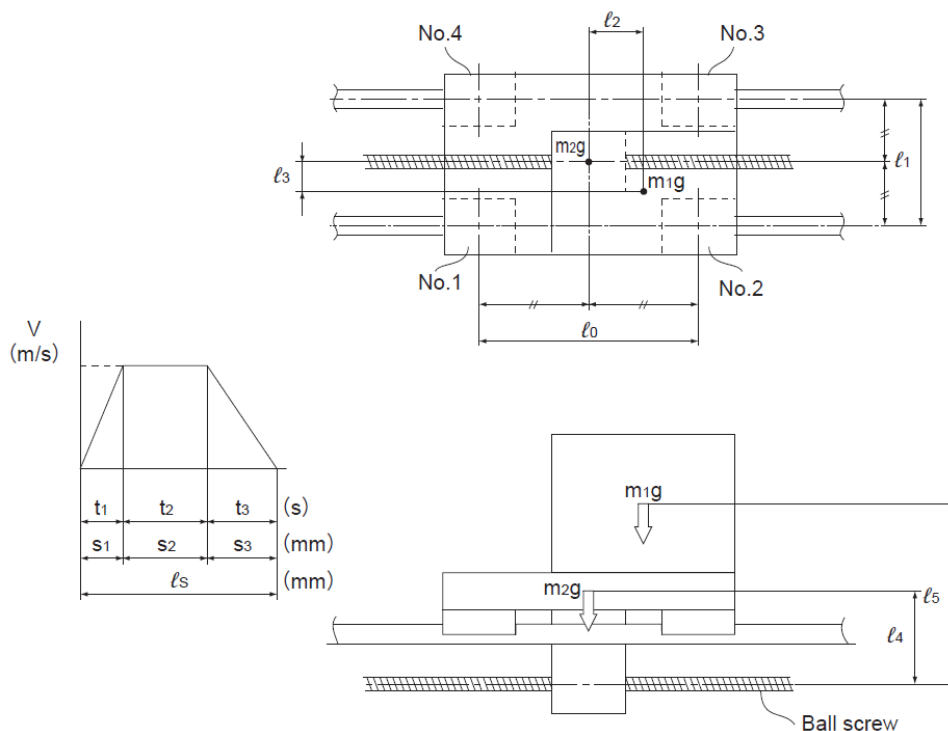
b)

Obr.: a) Ozubená řemenice HTD 36-05M-15 s upínacím pouzdem TAPER

b) profil ozubeného řemene HTD 5M

Příloha 16: Návrh valivého vedení příčného posuvu

Výpočet proveden dle [44]



Obr. 8.2.2: Provozní podmínky [44]

Vstupní výpočtové parametry:

Dynamická únosnost	$C=39,3\text{kN}$
Statická únosnost	$C_0=82,5\text{kN}$
Osová vzdálenost vozíků v podélném směru	$l_0=189\text{mm}$
Osová vzdálenost vozíků v příčném směru	$l_1=780\text{mm}$
Vyosení obrobku v podélném směru	$l_2=25\text{mm}$
Vyosení obrobku v příčném směru	$l_3=350\text{mm}$
Vzdálenost těžiště stolu od osy kuličkového šroubu	$l_4=30\text{mm}$
Vzdálenost těžiště obrobku od osy kuličkového šroubu	$l_5=450\text{mm}$

Zatížení v radiálním směru

$$P_{R1} = \frac{m_z \cdot g + F_p}{4} - \frac{m_x \cdot g \cdot l_2}{2 \cdot l_0} + \frac{m_x \cdot g \cdot l_3}{2 \cdot l_1} = \frac{550 \cdot 9,81 + 1335}{4} - \frac{400 \cdot 9,81 \cdot 0,025}{2 \cdot 0,189} + \frac{400 \cdot 9,81 \cdot 0,35}{2 \cdot 0,78} = 2303 \text{ N}$$

$$P_{R2} = \frac{m_z \cdot g + F_p}{4} + \frac{m_x \cdot g \cdot l_2}{2 \cdot l_0} + \frac{m_x \cdot g \cdot l_3}{2 \cdot l_1} = \frac{550 \cdot 9,81 + 1335}{4} + \frac{400 \cdot 9,81 \cdot 0,025}{2 \cdot 0,189} + \frac{400 \cdot 9,81 \cdot 0,35}{2 \cdot 0,78} = 2822 \text{ N}$$

$$P_{R3} = \frac{m_z \cdot g + F_p}{4} + \frac{m_x \cdot g \cdot l_2}{2 \cdot l_0} - \frac{m_x \cdot g \cdot l_3}{2 \cdot l_1} = \frac{550 \cdot 9,81 + 1335}{4} + \frac{400 \cdot 9,81 \cdot 0,025}{2 \cdot 0,189} - \frac{400 \cdot 9,81 \cdot 0,35}{2 \cdot 0,78} = 1062 \text{ N}$$

$$P_{R4} = \frac{m_z \cdot g + F_p}{4} - \frac{m_x \cdot g \cdot l_2}{2 \cdot l_0} - \frac{m_x \cdot g \cdot l_3}{2 \cdot l_1} = \frac{550 \cdot 9,81 + 1335}{4} - \frac{400 \cdot 9,81 \cdot 0,025}{2 \cdot 0,189} - \frac{400 \cdot 9,81 \cdot 0,35}{2 \cdot 0,78} = 543 \text{ N}$$

Zatížení v radiálním směru při dopředném zrychlení

$$P_{la1} = P_{R1} - \frac{m_x \cdot a_z \cdot l_5}{2 \cdot l_0} - \frac{m_{s2} \cdot a_z \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 2303 - \frac{400 \cdot 0,444 \cdot 0,45}{2 \cdot 0,189} - \frac{150 \cdot 0,444 \cdot 0,034}{2 \cdot l_0} = 2086N$$

$$P_{la2} = P_{R2} + \frac{m_x \cdot a_z \cdot l_5}{2 \cdot l_0} + \frac{m_{s2} \cdot a_z \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 2822 + \frac{400 \cdot 0,444 \cdot 0,45}{2 \cdot 0,189} + \frac{150 \cdot 0,444 \cdot 0,034}{2 \cdot l_0} = 3039N$$

$$P_{la3} = P_{R3} + \frac{m_x \cdot a_z \cdot l_5}{2 \cdot l_0} + \frac{m_{s2} \cdot a_z \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 1062 + \frac{400 \cdot 0,444 \cdot 0,45}{2 \cdot 0,189} + \frac{150 \cdot 0,444 \cdot 0,034}{2 \cdot l_0} = 1278N$$

$$P_{la4} = P_{R4} - \frac{m_x \cdot a_z \cdot l_5}{2 \cdot l_0} - \frac{m_{s2} \cdot a_z \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 543 - \frac{400 \cdot 0,444 \cdot 0,45}{2 \cdot 0,189} - \frac{150 \cdot 0,444 \cdot 0,034}{2 \cdot l_0} = 326N$$

Zatížení v příčném směru při dopředném zrychlení

$$P_{tla1} = -\frac{m_x \cdot a_z \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = -\frac{400 \cdot 0,444 \cdot 0,35}{2 \cdot 0,189} = -164,6N$$

$$P_{tla2} = \frac{m_x \cdot a_z \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = \frac{400 \cdot 0,444 \cdot 0,35}{2 \cdot 0,189} = 164,6N$$

$$P_{tla3} = \frac{m_x \cdot a_z \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = \frac{400 \cdot 0,444 \cdot 0,35}{2 \cdot 0,189} = 164,6N$$

$$P_{tla4} = -\frac{m_x \cdot a_z \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = -\frac{400 \cdot 0,444 \cdot 0,35}{2 \cdot 0,189} = -164,6N$$

Zatížení v radiálním směru při dopředném zpomalení

$$P_{ld1} = P_{R1} + \frac{m_x \cdot a_z \cdot l_5}{2 \cdot l_0} + \frac{m_{s2} \cdot a_z \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 2086 + \frac{400 \cdot 0,444 \cdot 0,45}{2 \cdot 0,189} + \frac{150 \cdot 0,444 \cdot 0,03}{2 \cdot 0,189} = 2520N$$

$$P_{ld2} = P_{R2} - \frac{m_x \cdot a_z \cdot l_5}{2 \cdot l_0} - \frac{m_{s2} \cdot a_z \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 2822 - \frac{400 \cdot 0,444 \cdot 0,45}{2 \cdot 0,189} - \frac{150 \cdot 0,444 \cdot 0,03}{2 \cdot 0,189} = 2605N$$

$$P_{ld3} = P_{R3} - \frac{m_x \cdot a_z \cdot l_5}{2 \cdot l_0} - \frac{m_{s2} \cdot a_z \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 1062 - \frac{400 \cdot 0,444 \cdot 0,45}{2 \cdot 0,189} - \frac{150 \cdot 0,444 \cdot 0,03}{2 \cdot 0,189} = 844,5N$$

$$P_{ld4} = P_{R4} + \frac{m_x \cdot a_z \cdot l_5}{2 \cdot l_0} + \frac{m_{s2} \cdot a_z \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 543 + \frac{400 \cdot 0,444 \cdot 0,45}{2 \cdot 0,189} + \frac{150 \cdot 0,444 \cdot 0,03}{2 \cdot 0,189} = 759,6N$$

Zatížení v příčném směru při dopředném zpomalení

$$P_{tld1} = \frac{m_x \cdot a_z \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = \frac{400 \cdot 0,444 \cdot 0,35}{2 \cdot 0,189} = 164,6N$$

$$P_{tld2} = -\frac{m_x \cdot a_z \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = -\frac{400 \cdot 0,444 \cdot 0,35}{2 \cdot 0,189} = -164,6N$$

$$P_{tld3} = -\frac{m_x \cdot a_z \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = -\frac{400 \cdot 0,444 \cdot 0,35}{2 \cdot 0,189} = -164,6N$$

$$P_{tld4} = \frac{m_x \cdot a_z \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = \frac{400 \cdot 0,444 \cdot 0,35}{2 \cdot 0,189} = 164,6N$$

Zatížení v radiálním směru při zpětném zrychlení

$$P_{ra1} = P_{R1} + \frac{m_x \cdot a_z \cdot l_5}{2 \cdot l_0} + \frac{m_{s2} \cdot a_z \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 2086 + \frac{400 \cdot 0,444 \cdot 0,45}{2 \cdot 0,189} + \frac{150 \cdot 0,444 \cdot 0,03}{2 \cdot 0,189} = 2520N$$

$$P_{ra2} = P_{R2} - \frac{m_x \cdot a_z \cdot l_5}{2 \cdot l_0} - \frac{m_{s2} \cdot a_z \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 2822 - \frac{400 \cdot 0,444 \cdot 0,45}{2 \cdot 0,189} - \frac{150 \cdot 0,444 \cdot 0,03}{2 \cdot 0,189} = 2605N$$

$$P_{ra3} = P_{R3} - \frac{m_x \cdot a_z \cdot l_5}{2 \cdot l_0} - \frac{m_{s2} \cdot a_z \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 1062 - \frac{400 \cdot 0,444 \cdot 0,45}{2 \cdot 0,189} - \frac{150 \cdot 0,444 \cdot 0,03}{2 \cdot 0,189} = 844,5N$$

$$P_{ra4} = P_{R4} + \frac{m_x \cdot a_z \cdot l_5}{2 \cdot l_0} + \frac{m_{s2} \cdot a_z \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 543 + \frac{400 \cdot 0,444 \cdot 0,45}{2 \cdot 0,189} + \frac{150 \cdot 0,444 \cdot 0,03}{2 \cdot 0,189} = 759,6N$$

Zatížení v příčném směru při zpětném zrychlení

$$P_{tra1} = \frac{m_x \cdot a_z \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = \frac{400 \cdot 0,444 \cdot 0,35}{2 \cdot 0,189} = 164,6N$$

$$P_{tra2} = -\frac{m_x \cdot a_z \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = -\frac{400 \cdot 0,444 \cdot 0,35}{2 \cdot 0,189} = -164,6N$$

$$P_{tra3} = -\frac{m_x \cdot a_z \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = -\frac{400 \cdot 0,444 \cdot 0,35}{2 \cdot 0,189} = -164,6N$$

$$P_{tra4} = \frac{m_x \cdot a_z \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = \frac{400 \cdot 0,444 \cdot 0,35}{2 \cdot 0,189} = 164,6N$$

Zatížení v radiálním směru při zpětném zpomalení

$$P_{rd1} = P_{R1} - \frac{m_x \cdot a_z \cdot l_5}{2 \cdot l_0} - \frac{m_{s2} \cdot a_z \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 2086 - \frac{400 \cdot 0,444 \cdot 0,45}{2 \cdot 0,189} - \frac{150 \cdot 0,444 \cdot 0,03}{2 \cdot 0,189} = 2086N$$

$$P_{rd2} = P_{R2} + \frac{m_x \cdot a_z \cdot l_5}{2 \cdot l_0} + \frac{m_{s2} \cdot a_z \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 2822 + \frac{400 \cdot 0,444 \cdot 0,45}{2 \cdot 0,189} + \frac{150 \cdot 0,444 \cdot 0,03}{2 \cdot 0,189} = 3039N$$

$$P_{rd3} = P_{R3} + \frac{m_x \cdot a_z \cdot l_5}{2 \cdot l_0} + \frac{m_{s2} \cdot a_z \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 1062 + \frac{400 \cdot 0,444 \cdot 0,45}{2 \cdot 0,189} + \frac{150 \cdot 0,444 \cdot 0,03}{2 \cdot 0,189} = 1278N$$

$$P_{rd4} = P_{R4} - \frac{m_o \cdot a_x \cdot l_5}{2 \cdot l_0} - \frac{m_s \cdot a_x \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 543 - \frac{400 \cdot 0,444 \cdot 0,45}{2 \cdot 0,189} - \frac{150 \cdot 0,444 \cdot 0,03}{2 \cdot 0,189} = 325,7N$$

Zatížení v příčném směru při zpětném zpomalení

$$P_{trd1} = -\frac{m_x \cdot a_z \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = -\frac{400 \cdot 0,444 \cdot 0,35}{2 \cdot 0,189} = -164,6N$$

$$P_{trd2} = \frac{m_x \cdot a_z \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = \frac{400 \cdot 0,444 \cdot 0,35}{2 \cdot 0,189} = 164,6N$$

$$P_{trd3} = \frac{m_x \cdot a_z \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = \frac{400 \cdot 0,444 \cdot 0,35}{2 \cdot 0,189} = 164,6N$$

$$P_{trd4} = -\frac{m_x \cdot a_z \cdot l_3}{2 \cdot l_0} = -\frac{400 \cdot 0,444 \cdot 0,35}{2 \cdot 0,189} = -164,6N$$

Kombinované radiálně-axiální zatížení při rovnoměrném pohybu

$$P_{E1} = P_{R1} = 2086N$$

$$P_{E2} = P_{R2} = 2822N$$

$$P_{E3} = P_{R3} = 1062N$$

$$P_{E4} = P_{R4} = 543N$$

Kombinované radiálně-axiální zatížení při dopředném zrychlení

$$P_{Era1} = |P_{ra1}| + |P_{tra1}| = |2520| + |164,6| = 2684N$$

$$P_{Era2} = |P_{ra2}| + |P_{tra2}| = |2605| + |-164,6| = 2769N$$

$$P_{Era3} = |P_{ra3}| + |P_{tra3}| = |844,5| + |-164,6| = 1009N$$

$$P_{Era4} = |P_{ra4}| + |P_{tra4}| = |759,6| + |164,6| = 924N$$

Kombinované radiálně-axiální zatížení při dopředném zpomalení

$$P_{Erd1} = |P_{rd1}| + |P_{trd1}| = |2086| + |-164,6| = 2250N$$

$$P_{Erd2} = |P_{rd2}| + |P_{trd2}| = |3039| + |164,6| = 3204N$$

$$P_{Erd3} = |P_{rd3}| + |P_{trd3}| = |1278| + |164,6| = 1443N$$

$$P_{Erd4} = |P_{rd4}| + |P_{trd4}| = |325,7| + |-164,6| = 490N$$

Kombinované radiálně-axiální zatížení při zpětném zrychlení

$$P_{Ela1} = |P_{la1}| + |P_{tla1}| = |2086| + |-164,6| = 2250N$$

$$P_{Ela2} = |P_{la2}| + |P_{tla2}| = |3039| + |164,6| = 3204N$$

$$P_{Ela3} = |P_{la3}| + |P_{tla3}| = |1278| + |164,6| = 1443N$$

$$P_{Ela4} = |P_{la4}| + |P_{tla4}| = |325,7| + |-164,6| = 490N$$

Kombinované radiálně-axiální zatížení při zpětném zpomalení

$$P_{Eld1} = |P_{ld1}| + |P_{tld1}| = |2520| + |164,6| = 2684N$$

$$P_{Eld2} = |P_{ld2}| + |P_{tld2}| = |2605| + |-164,6| = 2769N$$

$$P_{Eld3} = |P_{ld3}| + |P_{tld3}| = |844,5| + |-164,6| = 1009N$$

$$P_{Eld4} = |P_{ld4}| + |P_{tld4}| = |759,6| + |164,6| = 924N$$

Průměrné zatížení

$$P_{m1} = \sqrt[10]{\frac{P_{Ela1}^{\frac{10}{3}} \cdot s_1 + P_{E1}^{\frac{10}{3}} \cdot s_2 + P_{Eld1}^{\frac{10}{3}} \cdot s_3 + P_{Era1}^{\frac{10}{3}} \cdot s_4 + P_{E1}^{\frac{10}{3}} \cdot s_5 + P_{Erd1}^{\frac{10}{3}} \cdot s_6}{2 \cdot s_z}}$$

$$P_{m1} = \sqrt[10]{\frac{2250^{\frac{10}{3}} \cdot 0,02 + 2086^{\frac{10}{3}} \cdot 0,2 + 2684^{\frac{10}{3}} \cdot 0,02 + 2684^{\frac{10}{3}} \cdot 0,02 + 2086^{\frac{10}{3}} \cdot 0,2 + 2250^{\frac{10}{3}} \cdot 0,02}{2 \cdot 0,24}} = 2166N$$

$$P_{m2} = \sqrt[10]{\frac{P_{Ela2}^{\frac{10}{3}} \cdot s_1 + P_{E2}^{\frac{10}{3}} \cdot s_2 + P_{Eld2}^{\frac{10}{3}} \cdot s_3 + P_{Era2}^{\frac{10}{3}} \cdot s_4 + P_{E2}^{\frac{10}{3}} \cdot s_5 + P_{Erd2}^{\frac{10}{3}} \cdot s_6}{2 \cdot s_z}}$$

$$P_{m2} = \sqrt[10]{\frac{3204^{\frac{10}{3}} \cdot 0,02 + 2822^{\frac{10}{3}} \cdot 0,2 + 2769^{\frac{10}{3}} \cdot 0,02 + 2769^{\frac{10}{3}} \cdot 0,02 + 2822^{\frac{10}{3}} \cdot 0,2 + 3204^{\frac{10}{3}} \cdot 0,02}{2 \cdot 0,24}} = 2854N$$

$$P_{m3} = \sqrt[10]{\frac{P_{Ela3}^{\frac{10}{3}} \cdot s_1 + P_{E3}^{\frac{10}{3}} \cdot s_2 + P_{Eld3}^{\frac{10}{3}} \cdot s_3 + P_{Era3}^{\frac{10}{3}} \cdot s_4 + P_{E3}^{\frac{10}{3}} \cdot s_5 + P_{Era3}^{\frac{10}{3}} \cdot s_6}{2 \cdot s_z}}$$

$$P_{m3} = \sqrt[10]{\frac{1443^{\frac{10}{3}} \cdot 0,02 + 1062^{\frac{10}{3}} \cdot 0,2 + 1009^{\frac{10}{3}} \cdot 0,02 + 1009^{\frac{10}{3}} \cdot 0,02 + 1062^{\frac{10}{3}} \cdot 0,2 + 1443^{\frac{10}{3}} \cdot 0,02}{2 \cdot 0,24}} = 1103N$$

$$P_{m4} = \sqrt[10]{\frac{P_{Ela4}^{\frac{10}{3}} \cdot s_1 + P_{E4}^{\frac{10}{3}} \cdot s_2 + P_{Eld4}^{\frac{10}{3}} \cdot s_3 + P_{Era4}^{\frac{10}{3}} \cdot s_4 + P_{E4}^{\frac{10}{3}} \cdot s_5 + P_{Era4}^{\frac{10}{3}} \cdot s_6}{2 \cdot s_z}}$$

$$P_{m4} = \sqrt[10]{\frac{490^{\frac{10}{3}} \cdot 0,02 + 543^{\frac{10}{3}} \cdot 0,2 + 924^{\frac{10}{3}} \cdot 0,02 + 924^{\frac{10}{3}} \cdot 0,02 + 543^{\frac{10}{3}} \cdot 0,2 + 490^{\frac{10}{3}} \cdot 0,02}{2 \cdot 0,24}} = 598N$$

Statický bezpečnostní faktor

Z nomogramu 7.4.3.a) zvolen tvrdostní faktor	$f_H=1$
Z nomogramu 7.4.3.b) teplotní faktor	$f_T=1$
Z tabulky 7.4.2 zvolen kontaktní faktor	$f_C=1$
Z tabulky 7.4.2 zvolen zátěžný faktor	$f_w=1,4$

Statický bezpečnostní faktor

$$f_s = \frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C \cdot C_0}{P_{Erd2}} = \frac{1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 82500}{3204} = 25,749$$

Hodnota statického bezpečnostního faktoru je z konstrukčních důvodů značně vyšší než jsou doporučené hodnoty dle tabulky 7.4.3.

Životnost

$$L_1 = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C}{f_w} \cdot \frac{C}{P_{m1}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100 = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 1}{1,4} \cdot \frac{39300}{2166} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100 = 538160km$$

$$L_2 = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C}{f_w} \cdot \frac{C}{P_{m2}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100 = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 1}{1,4} \cdot \frac{39300}{2854} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100 = 203877km$$

$$L_3 = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C}{f_w} \cdot \frac{C}{P_{m3}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100 = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 1}{1,4} \cdot \frac{39300}{1103} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100 = 4848752km$$

$$L_4 = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C}{f_w} \cdot \frac{C}{P_{m4}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100 = \left(\frac{1 \cdot 1 \cdot 1}{1,4} \cdot \frac{39300}{598} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100 = 37314512km$$

$$L_{h1} = \frac{L_1}{2 \cdot s_z \cdot n_c \cdot 3,6} = \frac{538160}{2 \cdot 0,24 \cdot 0,167 \cdot 3,6} = 1864884h = 1,86 \cdot 10^6 h$$

$$L_{h2} = \frac{L_2}{2 \cdot s_z \cdot n_c \cdot 3,6} = \frac{203877}{2 \cdot 0,24 \cdot 0,167 \cdot 3,6} = 706493h = 7,06 \cdot 10^5 h$$

$$L_{h3} = \frac{L_3}{2 \cdot s_z \cdot n_c \cdot 3,6} = \frac{4848752}{2 \cdot 0,24 \cdot 0,167 \cdot 3,6} = 16802339h = 1,68 \cdot 10^7 h$$

$$L_{h4} = \frac{L_4}{2 \cdot s_z \cdot n_c \cdot 3,6} = \frac{37314512}{2 \cdot 0,24 \cdot 0,167 \cdot 3,6} = 129305666h = 1,29 \cdot 10^8 h$$

- , ○ – Mounting options
- F – Machine guideway
- P – Coupling points for alignment
- ⊕ – Cable connection usable at either end
- ⊗ – Required mating dimensions
- ⊙ – Compressed air inlet usable at either end
- ⊖ – Beginning of measuring length ML (= 20 mm absolute)
- ⊕ – Mechanical fixed point (should be preferred)
- ⊗ – Mechanical fixed point (coincides with the spacing interval of 100 mm)
- ⊖ – Mechanical fixed point compatible to predecessor model
- ⊙ – Alternative mating dimensions
- ⇒ – Direction of scanning unit motion for output signals in accordance with interface description



Specifications	LC 183	LC 193F	LC 193M
Measuring standard Expansion coefficient	DIADUR glass scale with absolute track and incremental track $\alpha_{\text{therm}} \approx 8 \times 10^{-6} \text{ K}^{-1}$		
Accuracy grade*	$\pm 3 \mu\text{m}$ (up to measuring length 3040); $\pm 5 \mu\text{m}$		
Measuring length ML* in mm	140 240 340 440 540 640 740 840 940 1040 1140 1240 1340 1440 1540 1640 1740 1840 2040 2240 2440 2640 2840 3040 3240 3440 3640 3840 4040 4240		
Absolute position values*	EnDat 2.2 <i>Ordering designation</i> EnDat 02	Fanuc 02 serial interface	Mitsubishi high speed serial interface, Mit 02-4 or Mitsu 01
Resolution <i>Accuracy $\pm 3 \mu\text{m}$</i> <i>Accuracy $\pm 5 \mu\text{m}$</i>	0.005 μm 0.01 μm	0.01 μm 0.05 μm	
Calculation time t_{calc} <i>EnDat 2.1 command set</i> <i>EnDat 2.2 command set</i>	< 1 ms $\leq 5 \mu\text{s}$	– –	
Incremental signals	$\sim 1 \text{ Vpp}^{1)}$	–	
Grating period/signal period	20 μm	–	
Cutoff frequency –3dB	$\geq 150 \text{ kHz}$	–	
Power supply without load	3.6 to 5.25 V / < 300 mA		
Electrical connection	Separate adapter cable (1 m/3 m/5 m/9 m) connectable to either side of mounting block		
Cable length²⁾	$\leq 150 \text{ m}$; depending on the interface and subsequent electronics	$\leq 30 \text{ m}$	$\leq 20 \text{ m}$
Traversing speed	$\leq 180 \text{ m/min}$		
Required moving force	$\leq 4 \text{ N}$		
Vibration 55 to 2000 Hz Shock 11 ms Acceleration	$\leq 200 \text{ m/s}^2$ (IEC 60068-2-6) $\leq 300 \text{ m/s}^2$ (IEC 60068-2-27) $\leq 100 \text{ m/s}^2$ in measuring direction		
Operating temperature	0 °C to 50 °C (starting from ML 3240 mm, the storage temperature is restricted to –10 °C to +50 °C)		
Protection IEC 60529	IP 53 when mounted according to the mounting instructions IP 64 if compressed air is connected via DA 300		
Weight	0.4 kg + 3.3 kg/m measuring length		

* Please indicate when ordering

¹⁾ Depending on the adapter cable

²⁾ With HEIDENHAIN cable

Příloha 18: Výkresová dokumentace

B-055-0	Krytování suportu
B-501-0	Suport
B-501-1	Příčné saně
B-501-2	Stůl
B-601-1	Rám