

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJU, SYSTÉMU A
ROBOTIKY

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

KONSTRUKCE MULTIFUNKČNÍHO OBRÁBĚCÍHO CENTRA

DESIGN OF MULTI-FUNCTION MACHINING CENTRE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. PAVEL SEDLÁK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. PETR BLECHA, Ph.D.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Pavel Sedlák

který/která studuje v **magisterském navazujícím 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 zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Konstrukce multifunkčního obráběcího centra

v anglickém jazyce:

Design of multi-functional machining centre

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Zadání diplomové práce klade důraz na týmovou spolupráci studentů. Členy týmu a jejich úkoly určuje následující výčet:

Bc. Jan Gruník - konstrukce lože a frézovací 2D osy včetně pojezdů;

Bc. Pavel Sedlák - konstrukce vřetene, protivřetene a revolverové hlavy včetně pojezdů;

Bc. Adam Zbožínek - konstrukce automatické výměny nástrojů;

Bc. Petr Chaloupka - konstrukce krytování stroje včetně posouzení bezpečnosti stroje.

Cíle diplomové práce:

Rešerše v oblasti zadané části obráběcího centra.

Volba technických parametrů konstruované části.

Konstrukční návrh zadané části obráběcího centra v 3D modelu.

Výkres sestavy zadané části obráběcího centra.

V elektronické příloze diplomové práce bude 3D model jak zadané části, tak i celého multifunkčního obráběcího centra.

Seznam odborné literatury:

Marek, J. a kol; Konstrukce CNC obráběcích strojů, 2. rozšířené vydání; ISBN 978-80-254-7980-3

Borský, V.; Obráběcí stroje, ISBN 80-214-0470-1

Borský, V.; Základy stavby obráběcích strojů, VUT Brno

www stránky výrobců obráběcích strojů

www.infozdroje.cz

www.mmspektrum.com

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.

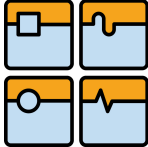
Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 23.11.2010

L.S.

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

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

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

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá konstrukcí multifunkčního obráběcího soustružnického centra. V teoretické části je popsána historie soustruhů, trendy ve výrobě soustruhů a jednotlivé části stroje. V praktické části je návrh konstrukčního řešení vřetena s polohováním v ose C, protivřetena (včetně pojezdu v ose Z) a revolverové hlavy (včetně pojezdů v ose X a Z). Součástí je také 3-D model celé sestavy soustruhu vymodelovaný v programu Autodesk Inventor 2010.

Klíčová slova

Multifunkční obráběcí centrum, soustružnické centrum, vřeteno, elektrovřeteno, návrh vedení, návrh kuličkového šroubu.

Abstract

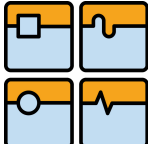
This master thesis deals with the construction of multi-functional machining centre. The theoretical part describes the history of lathes, trends in production of lathes and individual machine parts. The practical part is the structural design of the spindle with positioning in the C axis, the second spindle (including drive in Z axis) and the turret (including drive in the X and Z axis). A 3-D model of the entire lathe assembly modeled in Autodesk Inventor 2010 is also included.

Key words

Multi-functional machining centre, lathe centre, spindle, electric spindle, design of linear motion guide, design of ball screw.

Bibliografická citace

SEDLÁK, P. *Konstrukce multifunkčního obráběcího centra*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 96 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D..

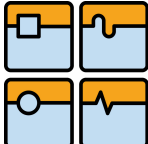
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 7
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu použitých zdrojů.

27. května 2011

.....
Pavel Sedlák

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 9
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu práce doc. Ing. Petru Blechovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky. Dále bych chtěl poděkovat mé rodině a přítelkyni za podporu ve studiu.

Obsah

1	Úvod	14
2	Historie	15
3	Vývojové trendy	17
3.1	Soustružnické stroje s horizontální osou a s jednou revolverovou hlavou....	17
3.2	Soustružnické stroje s horizontální osou a s více revolverovými hlavami.....	19
3.3	Multifunkční soustružnická centra.....	19
4	Rámy obráběcích strojů.....	20
4.1	Materiály rámců stroje	21
4.2	Kovové materiály	21
4.3	Přírodní žula – Granit	22
4.4	Polymerický beton	23
4.5	Vláknové kompozity na bázi uhlíkových vláken.....	24
4.6	Keramika na bázi Al a Si	25
4.7	Cementový ultra vysokopevnostní beton (UHP beton)	25
4.8	Hybridní struktury a materiály	26
4.8.1	Odlitek ze šedé (tvárné) litiny vyplněný pískem.....	26
4.8.2	Ocelový svařenec vyztužený uhlíkovým laminátem.....	26
4.8.3	Kombinace oceli a AL pěny	27
4.9	Srovnání materiálů	28
4.10	Ustavení výrobního stroje	28
5	Vřetena.....	30
5.1	Náhon vřetena.....	31
5.2	Motory pro vřetena	33
5.3	Odměřování rotační polohy	33
6	Vedení	34
6.1	Kluzná vedení.....	34
6.2	Hydrodynamické kluzné vedení.....	34
6.3	Hydrostatické kluzné vedení.....	35
6.4	Valivá vedení	35
6.4.1	Valivá vedení pro omezený pohyb	36
6.4.2	Valivá vedení pro neomezený pohyb.....	37
6.4.3	Použití jednotlivých valivých elementů	37

6.5	Aerostatická vedení.....	37
6.6	Kombinovaná vedení.....	38
6.7	Způsoby posunu.....	38
6.7.1	Kuličkový šroub a matice.....	38
6.7.2	Pastorek a hřeben.....	40
6.7.3	Šnek a šnekový hřeben.....	41
6.7.4	Lineární motor.....	41
6.7.5	Motory pro pohon posuvů.....	41
6.7.6	Odměřování lineární polohy.....	41
7	Revolverová hlava.....	43
7.1	Nástrojové hlavy bez pohonu nástrojů.....	43
7.2	Nástrojové hlavy s pohonem nástrojů.....	43
8	Frézovací hlava.....	45
9	Automatická výměna nástrojů.....	46
10	Odvod třísek.....	47
11	Podavače a potahovače tyčí.....	48
12	Konstrukce multifunkčního obráběcího centra.....	49
12.1	Volba parametrů.....	49
13	Konstrukce vřetena a protivřetena.....	50
13.1	Výpočet momentu motoru elektrovřetena.....	50
13.2	Volba motoru.....	51
13.3	Výpočet motoru z hlediska dynamiky.....	52
13.4	Volba uložení a ložisek.....	52
13.4.1	Výpočet reakcí pod ložisky.....	53
13.4.2	Výpočet životnosti ložisek.....	56
13.5	Mazání ložisek.....	58
13.6	Předepínání ložisek.....	59
13.7	Chlazení vřetene.....	59
13.8	Odměřování polohy a otáček vřetene.....	60
13.9	Brzda vřetene.....	61
13.10	Popis vřetene a protivřetene.....	62
13.11	Parametry vřetene a protivřetene.....	63
14	Návrh pojezdů.....	64

14.1	Vedení pro protivřeteno	64
14.1.1	Výpočet zatížení na jednotlivé vozíky	64
14.1.2	Výpočet statického bezpečnostního faktoru	66
14.1.3	Výpočet životnosti.....	67
14.2	Návrh kuličkového šroubu pro vedení protivřetene	71
14.2.1	Stanovení momentu motoru z hlediska statiky	71
14.2.2	Posouzení z hlediska kinematiky.....	73
14.2.3	Posouzení z hlediska dynamiky a stanovení skutečného momentu motoru.	74
14.2.4	Výpočet životnosti kuličkového šroubu	75
14.3	Návrh vedení a kuličkového šroubu pro příčný pojezd revolverové hlavy	77
14.4	Návrh vedení a kuličkového šroubu pro podélný pojezd revolverové hlavy..	77
14.5	Uložení kuličkových šroubů.....	78
14.6	Přenos krouticího momentu na kuličkový šroub	78
14.7	Chlazení kuličkového šroubu.....	79
14.8	Odměřování polohy	80
14.9	Parametry pojezdů	80
15	Návrh revolverové hlavy	81
15.1	Výběr frézovací hlavy	81
15.2	Výběr nástrojového disku	81
15.3	Řízení revolverové hlavy	81
15.4	Model revolverové hlavy.....	81
15.5	Parametry revolverové hlavy	82
16	Sestava modelu.....	83
16.1	Model mé sestavy.....	83
16.2	Model sestavy bez krytů	83
17	Závěr	85
18	Seznam použité literatury	87
19	Seznam obrázků a tabulek.....	90
20	Seznam použitých symbolů a zkratek	93

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

1 Úvod

Multifunkční obráběcí centra jsou stroje, které obrábějí třískovým úběrem materiálu, na těchto strojích je možné soustružit, frézovat, vrtat, vyvrtávat, vyrábět ozubení, vyrábět závitů atd.

Po zadání diplomové práce na téma Konstrukce multifunkčního obráběcího centra jsme se s vedoucím práce a kolegy, kteří se na konstrukci podílí, domluvili na soustružnickém obráběcím centru. Tento stroj je vybaven vřetenem, protivřetenem, revolverovou hlavou, frézovací hlavou a možností automatické výměny nástrojů. Mým úkolem je provést konstrukci vřetene, protivřetne (včetně pojezdu) a revolverové hlavy (včetně pojezdů). Tato diplomová práce je rozdělena do dvou částí, řešeršní část a konstrukční část.

Ve druhé a třetí kapitole se zabývám historií soustruhů a následně trendy v oblasti soustružnických center.

Čtvrtá kapitola obsahuje nejpoužívanější materiály v konstrukci rámu obráběcích strojů, rozdělení materiálů, srovnání materiálů a ustavení strojů na základ.

V další kapitole se zabývám vřeteny soustružnických center, jejich náhonem, motory a odměřováním rotační polohy.

Šestá kapitola pojednává o vedeních, rozdělení vedení, způsobech posuvu (včetně pohonu a způsobu převádění rotačního pohybu na lineární) a odměřování lineární polohy.

Ve zbývajících kapitolách řešeršní části se nachází ukázky revolverových hlav, frézovacích hlav, automatická výměna nástrojů včetně zásobníků nástrojů, způsobů odvodu třísek a podávání materiálů do pracovní části stroje.

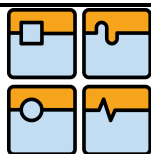
V kapitole dvanáct nejprve stanovím parametry vřetene, protivřetene a věnuji se konstrukčním uzlům této problematiky. Protože náš stroj má mít i frézovací hlavu, navrhuji vřeteno s možností polohování v ose C.

Následující kapitola obsahuje návrh pojezdů, který spočívá v návrhu a volbě vedení a způsobu, jakým je prováděn pohyb jednotlivých částí, jak v příčném, tak i v podélném směru.

V patnácté kapitole navrhuji konstrukci spodní revolverové hlavy.

Šestnáctá kapitola obsahuje ukázky mé sestavy a sestavy celého stroje, na kterém se podílí čtyři kolegové.

V příloze se nachází výkres sestavy mých částí stroje, 3D modely mé sestavy a sestava celého stroje.



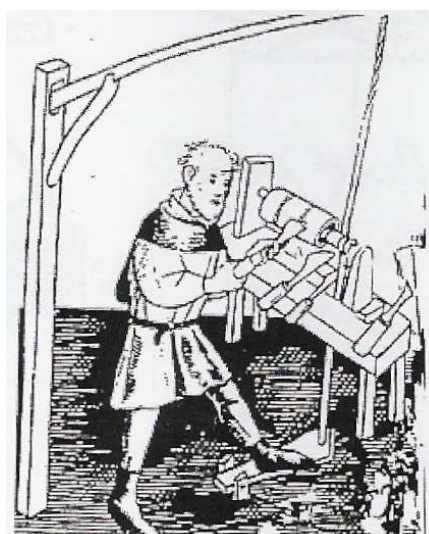
2 Historie

První ilustrace soustruhu je známá z egyptské zdi. 300 let před naším letopočtem byl objeven v hrobce Petosiris reliéf vytesaný do kamene. Na obr. č.1 jsou znázorněny dvě osoby. Jedna osoba poskytuje pohyb obrobku tím, že táhne dopředu a dozadu za šňůru nebo kožený řemínek, který je omotán kolem obrobku, zatímco soustružník sedí naproti a dlátem koná řezný pohyb. [15]



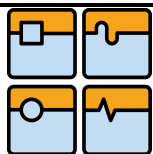
Obr. č. 1 Ilustrace z hrobky Petosiris [15]

Roku 1250 vznikl první šlapací soustruh. Tento soustruh závisel na vratném pohybu, kdy se obrábí nejprve v jednom směru, pak v druhém. Práce byla vždy přerušena v okamžiku zpětného pohybu. Tyto stroje byly označovány jako lukové soustruhy. Ruce používaly nástroj a noha vykonávala pohon soustruhu. [20]

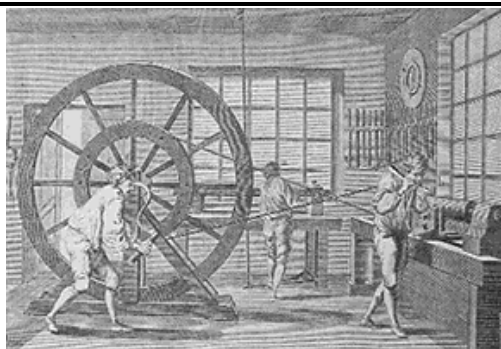


Obr. č. 2 Šlapací soustruh [5]

Kolo bylo pravděpodobně nejdůležitější technologický objev. Soustruh pohaněný kolem byl zhotoven v 15. století. Velkou výhodou kolem pohaněného soustruhu bylo, že byl umožněn trvalý rotační pohyb. [15]

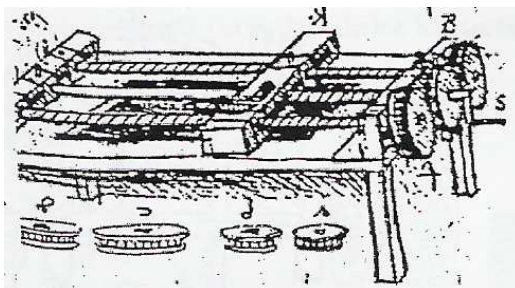


DIPLOMOVÁ PRÁCE



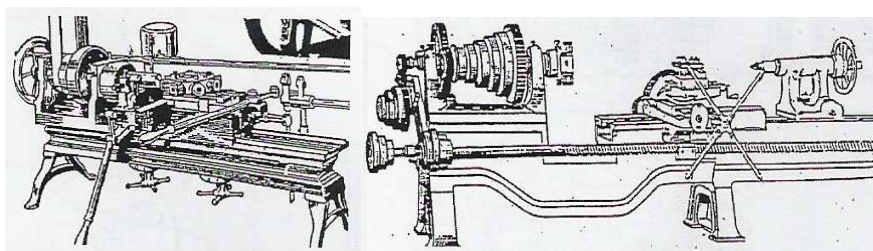
Obr. č. 3 Soustruh s kolem [15]

Na obrázku je kresba od Leonarda Da Vinciho z roku 1480, která nám poskytuje první pohled na šlapací soustruh s kolem. Kolo zde má funkci setrvačníku a je poháněno klikou. Šlo vlastně o vylepšení šlapacího soustruhu, kdy byl vratný pohyb nahrazen rotačním. Soustruh byl opatřen nastavitelným koníkem. Další kresba od Leonarda Da Vinciho na obrázku č. 4 znázorňuje závitořez. [15]



Obr. č. 4 Závitořez [5]

V roce 1850 nastal velký rozvoj strojů s transmisním pohonem. Šlo o revolverové (obr. č. 5) a universální soustruhy (obr. č. 5).



Obr. č. 5 Revolverový soustruh a Universální soustruh [5]

Konvenční hrotové soustruhy se začaly vyrábět počátkem 20. století. Tyto soustruhy byly poháněny elektromotory. Vrcholem 20. století byl soustruh ruské výroby SV-18, který byl vyráběn v několika provedeních.



Obr. č. 6 Soustruh SV-18 R [27]

3 Vývojové trendy

Soustružnické stroje jsou univerzální stroje vhodné pro obrábění součástí především rotačního tvaru. Moderní soustružnická centra umožňují komplexní opracování obrobku více technologiemi, především soustružením a frézováním. Soustružnické stroje a centra jsou stále významným prvkem malosériové i velkosériové produktivní výroby širokého spektra součástí. [16]

3.1 Soustružnické stroje s horizontální osou a s jednou revolverovou hlavou

Kategorie strojů s jednou revolverovou hlavou obsahuje několik odlišných koncepcí a velikostí strojů. Patří sem levné stroje střední velikosti, těžké stroje pro větší obrobky i vícestrojové výrobní buňky s integrovanou manipulací.

V dnešní době jsou dvě cesty, na které se výrobci vydávají z důvodu náročné ekonomické situace. Soustruhy vybavené osami X a Z (eventuálně i osou C) mají zákazníka oslovit především nízkou cenou a snadnou obsluhou. Renomovaní výrobci nabízejí rozšíření možností strojů buď množstvím doplňujících opcí, nebo naopak předem definovanými technologickými balíčky. První cestou se dala firma Mazak, která prodává stroje řady Quick Turn Smart (obr. č. 7). Pro tyto soustruhy je typický hranatý tvar krytů, absence hardisku (pro ukládání dat) a řídicí systém na platformě DOS. [16]

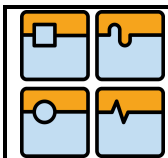


Obr. č. 7 Soustruh Quick Turn Smart [7]

Druhou cestou se vydala firma DMG se soustruhy CTX, které jsou v levnějším provedení označovány CTX 310 ECO. Stroje mají původní design kapotáže, včetně poháněné řemenem z externího motoru (místo koaxiálního pohonu obvyklého u řady CTX) a řídicí systém Sinumeric. Počet doplňujících opcí mimo tři základní balíčky výbavy je omezen. [16]



Obr. č. 8 Soustruh DMG CTX 310 ECO [8]



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Firma Mori Seiki vyrábí svůj nejlevnější soustružnický stroj DuraTurn 2550 MC (obr. č. 9) doplněný šestiosým robotem pro automatickou manipulaci obrobků. Je to ukázka toho, že základem výrobní technologie může být i levný a jednoduchý stroj, který však musí mít možnost rozšíření o další technologické periférie. [16]



Obr. č. 9 Soustruh DuraTurn 2550 MC [9]

Některé firmy konstruují soustruhy pro obrábění větších obrobků – tj. dílců s průměrem nad 600 mm v délce 2 000÷3 000 mm. Jsou to firmy Hwacheon, Mazak, Hyundai, Doosan. Stroje mohou být nestandardně vybavovány i dlouhými soustružnickými nebo vyvrtávacími nástroji, jak bylo vidět na stroji Doosan Puma 480XLM (obr. č. 10)



Obr. č. 10 Soustruh Doosan Puma 480XLM [16]

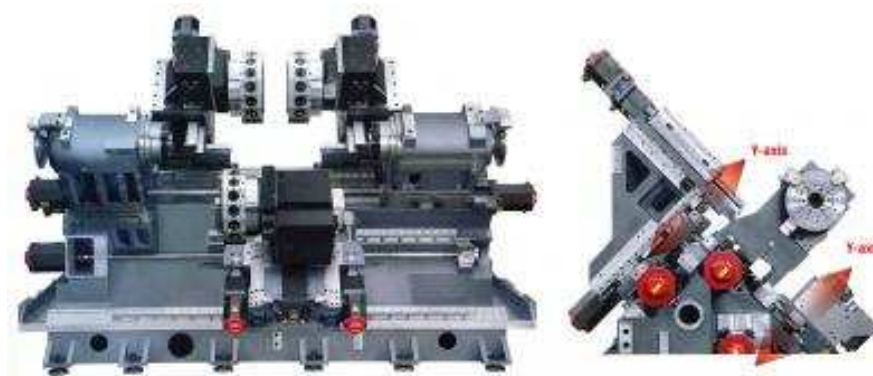
Pro obrábění přírubových dílců jsou používány především vícevřetenové soustruhy. Spodní dvojice vřeten je určena k paralelnímu obrábění dvou obrobků dvěma revolverovými hlavami. Na horní dvojici vřeten přitom probíhá výměna obrobků. Tím je dosaženo překrytí hlavního a vedlejšího času a maximalizována produktivita stroje. Příkladem takového soustruhu je MORI-SAY TMZ642CNC, který vyrábí firma Tajmac Zlín. [16]



Obr. č. 11 Soustruh MORI-SAY TMZ642CNC [10]

3.2 Soustružnické stroje s horizontální osou a s více revolverovými hlavami

Pro produktivní opracování tvarově náročných dílů jsou určeny soustružnické stroje, které disponují více revolverovými hlavami. Příkladem takového řešení ve velmi kompaktním uspořádání je nosná struktura stroje Mori Seiki NZ (obr. č. 12). Tento stroj má stavebnicový charakter, který umožňuje provést konfiguraci stroje na požadavky zákazníka. Jednotlivé varianty se liší především počtem a uspořádáním revolverových hlav. Parametry protivřetena jsou obvykle stejné jako u hlavního soustružnického vřetena, takže díky počtu revolverových hlav může na obou vřetenech probíhat nezávislé obrábění dvou kusů. Vřeteno i protivřeteno mají řízenou osu C. [16]



Obr. č. 12 Soustruh Mori Seiki NZ [16]

3.3 Multifunkční soustružnická centra

Multifunkční soustružnická centra jsou stroje, ve kterých je obrobek upnut do soustružnického vřetena, které má C osu. Stroje jsou vybaveny plnohodnotným frézovacím vřetenem. Obrobek tedy může být opracován buď soustružným nástrojem umístěným v zabrzděném frézovacím vřetenu nebo ve spodní revolverové hlavě, nebo plnohodnotným pětiosým frézováním. Jedná se o produktivní univerzální stroje, jejichž konstrukce vykazuje typické prvky v závislosti na velikosti stroje. Dále jsou tyto stroje vybaveny automatickou výměnou nástroje, automatickou výměnou obrobku, odvodem třísek. [16]



Obr. č. 13 Multifunkční centrum Mazak Integrex i-150 [16]

4 Rámy obráběcích strojů

Rostoucím výkonovým a dynamickým parametrům pohonů pohyblivých částí obráběcích strojů musí adekvátně odpovídat i konstrukce nosných částí. Jde především o parametry tuhosti pro zachycení řezných a setrvačných sil a parametry tlumení, schopné absorbovat (utlumit) rázy a chvění vznikající jak při obrábění, tak při zrychlování a zpomalování pohybujících se částí obráběcích strojů. [12]

Při návrhu nosných částí obráběcího stroje musí konstruktér respektovat tyto hlediska [1]:

- kvalitní materiál rámu
- dobrá statická tuhost
- vyhovující dynamická a tepelná stabilita
- umožnění dobrého odvodu třísek
- jednoduchá výroba
- snadná manipulovatelnost
- dobré uložení na základ
- cena

Budeme-li brát za primární produkt výrobek, pak nevýznamnější parametry charakterizujícími výrobek jsou:

- přesnost obrobku
- jakost povrchu
- produktivita výroby
- cena obrobku

Tyto parametry jsou z velké části ovlivněny právě nosnou konstrukcí.

Dynamickou stabilitou rámu obráběcího stroje rozumíme odolnost vůči kmitání. Kmitání obráběcích strojů je jevem velmi škodlivým. Vzniká při urychlování a zpomalování pohybujících se částí obráběcího stroje a v důsledku toho je celý stroj rozechvíván, což má vliv na přesnost obrábění. Zvyšuje značně namáhání součástí, často až na mez pevnosti materiálu. Kmitání v obráběcích strojích jsou dvojího druhu vynucené a samobuzené. Vynucené kmitání se vyznačuje [1]:

- rušivými silami ze základu
- nevyváženost, záběry zubů, nepřesnost loží
- rázy od záběru řezných břitů

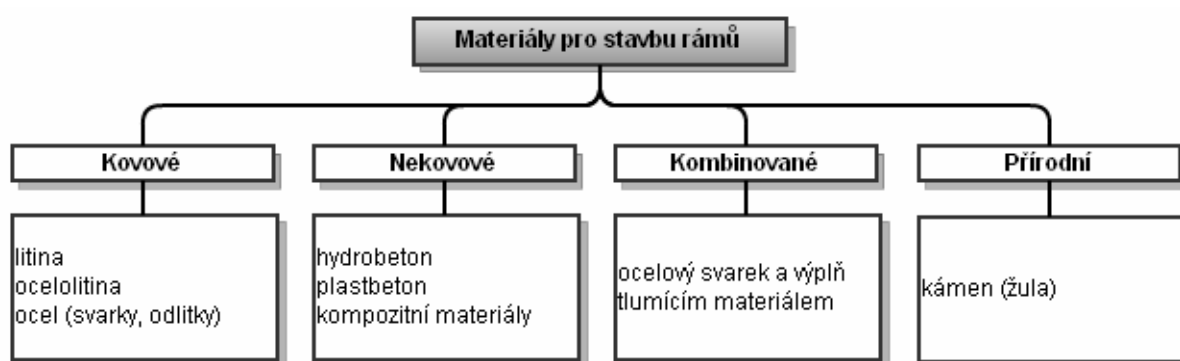
Zásady pro vyloučení vzniku vynuceného kmitání:

- rotující součásti (hřídele, ozubená kola, spojky, nástroje, apod.) je nutno dokonale dynamicky vyvážit.
- zvýšit kvalitu součástí (vyšší jakost ložisek)
- zmenšit hloubku třísky
- zvýšení tuhosti rozhodujících částí obráběcího stroje
- uložení na zvláštní základ (odstraní se přenos chvění z okolního prostředí)

Samobuzené kmity vznikají mezi obrobkem a nástrojem bez vnějšího účinku. Projevuje se hlukem a stopami chvění na obrobené části. Snížit samobuzené kmitání lze těmito způsoby [1].

- zvětšením řezné rychlosti nástroje a posuvu
- zmenšením hloubky řezu (nižší výkonnost)
- změnou úhlů nástroje
- snížením tření (řezná kapalina)

4.1 Materiály rámů stroje



Obr. č. 14 Materiály pro stavbu rámů [1]

Pro konstrukci rámů obráběcího stroje lze využít různé materiály, nejčastěji pak šedou litinu, ocel i ocelolitinu, ale v poslední době ve stále větší míře i různé neželezné materiály, zejména beton a polymerbeton. Při volbě druhu materiálu je vždy nutno posuzovat zejména základní fyzikální vlastnosti daného materiálu, které přímo ovlivňuje technické a provozní vlastnosti stroje (pevnost, hmotnost, modul pružnosti, útlum chvění, kluzné vlastnosti, tvrdost, vnitřní pnutí, tepelná roztažnost, vodivost). [1]

4.2 Kovové materiály

Nejběžnějším materiálem užívaným pro rámy jsou kovové materiály. Při konstrukci rámů z kovových materiálů jsou dvě možnosti výroby, a to svařované a odlívané rámy. [1]

Tvar odlitku má být co nejjednodušší a téměř vždy je po konstrukčním návrhu upravován na technologické zvyklosti sléváren. Běžně se pak stává, že musí dojít ke kompromisu mezi technologií a konstrukcí. Konstruktor musí pamatovat na snadnou manipulaci, možnost čištění po vyjmutí z formy, přiměřenou hmotnost, přístup k opracovaným plochám, technologii lití, tvarovou funkční správnost odlitku, rovnoměrné tuhnutí ve všech částech odlitků, plynulé přechody stěn se zaoblením, polohu při odlévání či přesnost odlévání. [1]

Svařované konstrukce rámů obráběcích strojů využívají ocelové profily nebo válcované plechy, u kterých je zaručena dobrá stavitelnost. Počet svarů, jejich směr a velikost musí být volena tak, aby nedocházelo k vzájemnému pnutí, které zborťí profil svarku. [1]

Nepočítáme-li cenu modelu, bývají obvykle náklady na odlití nižší než na svařování. Proto je výhodné volit svařované díly u strojů vyráběných buď jednotlivě, nebo v malých počtech kusů a pro sériovou výrobu uvažovat odlévané konstrukce. Odlité lože jsou zpravidla těžší než svařované, a to proto, že litina má menší modul pružnosti v tahu i ve smyku (musí se volit větší tloušťka stěn). [1]



Obr. č. 15 Svařovaný rám a Odliváný rám [5]

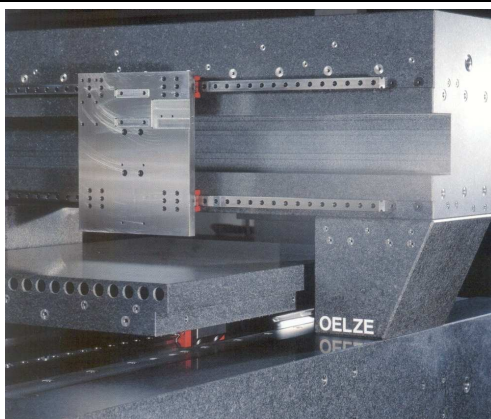
Odlitky ze šedé nebo tvárné litiny jsou ekonomicky výhodné pro větší série. Mají vyšší materiálové tlumení než u oceli, lepší obrobiteľnosť. V praxi jsou zavedeny technologie pro konstrukci a zpracování. Nevýhodou je malý měrný modul pružnosti a cena formy a jader. [1]

Svařence jsou vhodné pro kusovou nebo malosériovou výrobu. Mohou se konstruovat složité tvary s velkými přechody tloušťek. Tyto konstrukce mají vysokou hodnotu modulu pružnosti. Nevýhodou je malé materiálové tlumení, horší obrobiteľnosť než u litiny, komplikovanější zaškrabávání a větší vnitřní pnutí než u litiny. [1]

4.3 Přírodní žula – Granit

Opracované monolitní bloky z přírodní žuly jsou používány především v konstrukci měřicích přípravků - stoly, pravítka, přesných souřadnicových měřicích strojů a speciálních, vysoce přesných obráběcích strojů (především souřadnicových vyvrtávaček). Masivní bloky Granitanu tvoří většinou nepohyblivé stoly (lože), příčníky apod. [12]

Pracovní plochy těchto bloků jsou velmi jemně a přesně opracovány a slouží i jako vodící plochy většinou aero-statických vedení pro posuv dalších uzlů stroje. Důvodem pro použití těchto materiálů je jejich vysoká tvarová stabilita, vysoká tuhost, nízký součinitel teplotní roztažnosti (v porovnání s ocelí zhruba poloviční), velmi nízký součinitel tepelné vodivosti, vysoká odolnost proti opotřebení atd. Pro tyto vlastnosti je v poslední době použití granitu v konstrukci obráběcích strojů stále častější. Hlavním důvodem je především rozměrová stálost (bez vnitřních pnutí) a dobré materiálové tlumení. [12]



Obr. č. 16 Rám z přírodní žuly [5]

Rám z přírodní žuly je bez vnitřních pnutí. Má dokonalou rozměrovou stálost, materiálové tlumení na úrovni šedé litiny a nižší hodnotu součinitele délkové teplotní roztažnosti než u litiny. [5]

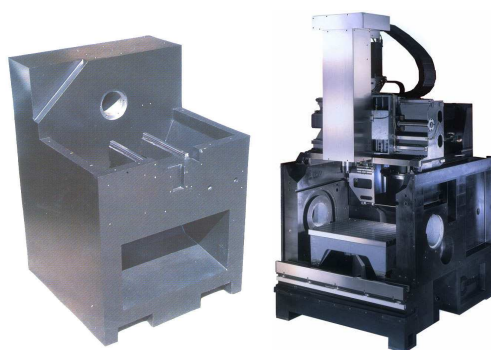
Nevýhodou je náročná a nákladná výroba přesných dílců, potřeba broušení všech ploch, komplikované a nákladné spojování s ostatními dílci konstrukce, velmi omezené možnosti zasáhnout do hotové konstrukce (nelze vyřezat závit, snadno vyvrtat otvor atp.). [5]

4.4 Polymerický beton

Polymerický beton je znám ze stavebnictví, kde je používán na vysoce exponované části, u kterých je požadována vysoká pevnost (2-5x vyšší než u hydrobetonu) a odolnost proti povětrnostním vlivům, působení solí a chemikálií. V oboru obráběcích strojů bylo s čtenějším využitím tohoto druhu betonu započato zhruba v roce 1979 a jedná se o směs přírodní ("šterk") nebo umělé keramiky s velikostí granulátů 0 až 42 mm a syntetického pojiva (procentuelní váhový podíl pojiva v rozmezí 6-10%), která se ve speciálním stroji promísí a ukládá se do licí formy, přičemž těsně před výstupem této směsi z mísícího stroje je do směsi přidáváno tužidlo. Polymerický beton tuhne v průběhu 5 až 10 minut (za vývinu tepla). Jako syntetické pojivo slouží epoxidové, metakrylátové, či polyesterové pryskyřice. Dle použité pryskyřice se pak tyto polymerické betony příslušně nazývají. V případě nejznámějšího polymerického betonu Granitan S 100 (někdy nazývaný i jako umělá žula) se jedná o beton s epoxidovou pryskyřicí jako pojivem a přírodním "šterkem" (čedič, pazourek, gabro, diorit, diabas - tedy hloubkové nerosty s vysokou pevností, s velkou hustotou a isotropní strukturou) o zrnitosti nerostu 0,2 až 16 mm. Potřebné kotevní prvky jsou do polymerického betonu zalévány stejně jako v případě použití cementového betonu. Obdobně jako v případě cementového betonu je možno i polymerický beton vyztužovat armováním, vytvářet předepjaté konstrukce, atd. [12]

Ke kladným vlastnostem polymerických betonů především patří vysoká pevnost v tlaku, bez armování nižší pevnost v tahu než v tlaku (cca 6x), velmi dobrá přilnavost k ocelovým materiálům, součinitel tepelné roztažnosti větší než u oceli (o cca 30%), speciálními příměsemi dosažitelné zvětšování objemu při tuhnutí - zvláště významné při vyplňování dutin litinových a ocelových loží, vysoké vlastní tlumení (až 40x větší než ocel a 30x než litina) a velká odolnost vůči působení olejů, solí a dalších chemikálií. [12]

Lože a díly z polymerického betonu jsou někdy také nazývány jako díly z minerální litiny nebo díly vyrobené technologií litím za studena. S ohledem na tvarovou stálost, vysoký koeficient poměrného tlumení a v neposlední řadě i na jednoduchou technologii výroby ("lití za studena") využívá řada předních výrobců obráběcích strojů polymerického betonu především pro výrobu loží, stojanů, výjimečně i příčníků, jež mají formu monolitních bloků. [12]



Obr. č. 17 Rám z polymerického betonu [5]

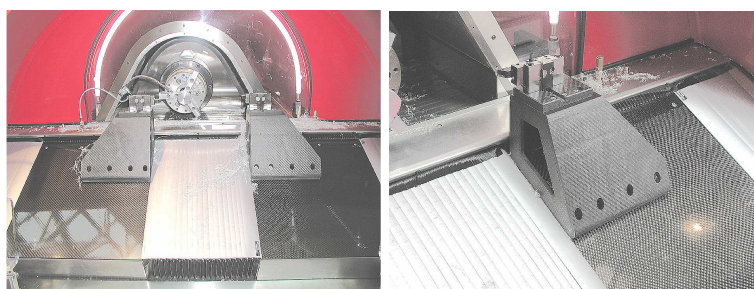
Polymerní betony jsou ekonomicky výhodné pro větší série strojů (cca od 30 odlitků/rok). Materiálové tlumení je na úrovni šedé litiny. Možnost do dílce integrovat elektrické, fluidní rozvody a ocelové inserty pro následné doobrobení. [5]

Nevýhodou je nákladná výroba vzhledem k nutnosti obvykle kovové formy. Komplikované prostředky pro spojování s ostatními dílci konstrukce a omezené možnosti zasáhnout do hotové konstrukce (nelze vyřezat závit, snadno vyvrtat otvor atp.). Velmi problematické obrábění (snaha dělat dílce tzv. nahotovo). [5]

4.5 Vláknové kompozity na bázi uhlíkových vláken

Přestože mají kompozitní materiály a dílce z nich vyrobené velký potenciál pro stavbu výrobních strojů, k jejich uplatnění zatím vzhledem k cenovým a technologickým nárokům nedochází. Testování a výzkum jejich uplatnění v oblasti výrobních strojů probíhá především na německých a japonských univerzitách. [5]

Jednou z významných překážek jejich uplatňování v běžném strojírenském průmyslu je také neznalost techniků a inženýrů, jak z těchto materiálu navrhovat dílce, jak je spojovat, jak provádět optimalizace a výpočty. I v oboru výrobních strojů si však časem nepochybně vláknové kompozity naleznou své místo a oborové inženýři se s nimi naučí pracovat. [5]

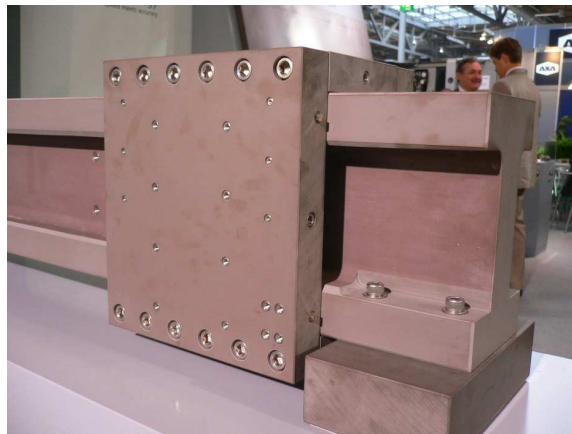


Obr. č. 18 Rám z vláknových kompozitů [5]

Výhodou je možnost navrhovat dílce s optimálně orientovanou tuhostí. Vláknové kompozity mají vynikající hodnoty měrného modulu pružnosti, materiálové tlumení je vyšší než u šedé litiny a teplotní roztažnost je nízká nebo v kritických směrech nulová. [5]

Nevýhodou je nákladná výroba vzhledem k ceně materiálu, nutnost obvykle ručního vrstvení, komplikované prostředky pro spojování s ostatními dílci konstrukce, omezené možnosti zasáhnout do hotové konstrukce. [5]

4.6 Keramika na bázi Al a Si



Obr. č. 19 Rám z keramického materiálu [5]

Keramika na bázi Al a Si má velmi nízkou tepelnou roztažnost ($1/3$ až $1/6$ hodnoty oceli), velmi nízkou měrnou tepelnou kapacitu ($1/2$ až $1/3$ hodnoty oceli) a vynikající rozměrovou stálost. Polotovary z tohoto materiálu se může třískově obrábět.

Nevýhodou jsou především vysoké náklady na výrobu, komplikované prostředky pro spojování s ostatními dílci konstrukce a omezené rozměry dostupných polotovarů. [5]

4.7 Cementový ultra vysokopevnostní beton (UHP beton)

Jedná se o klasický železobeton tepelně zpracovávaný v páře, který pak řízeně chladne, čímž uměle zestárne. Beton je tekutý při pokojové teplotě. Lze ho řízeně předepnout. [5]



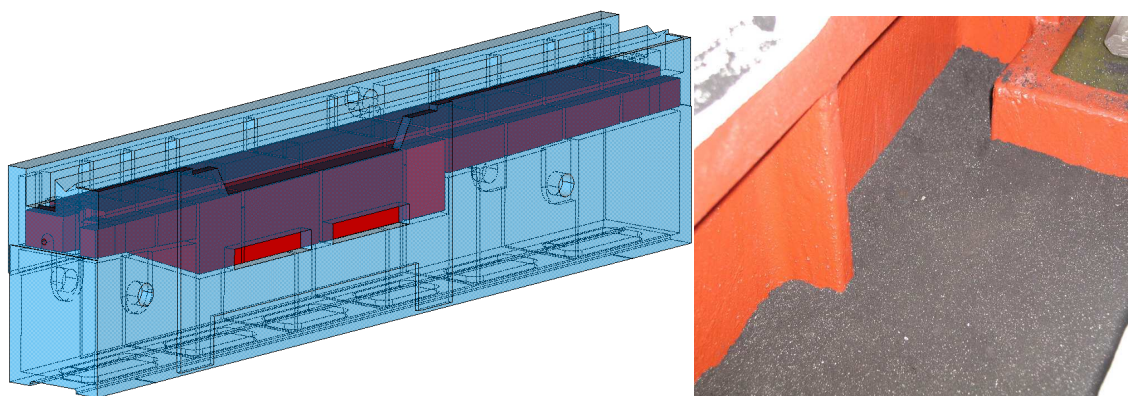
Obr. č. 20 Rám z UHP betonu [5]

Velmi nízká měrná tepelná kapacita (1/2 až 1/3 hodnoty oceli). Možnost třískového obrábění polotovaru, vynikající rozměrová stálost a vynikající odolnost proti kmitům. Možnost výroby přímo na místě, kde bude stroj stát. Beton tuhne při pokojové teplotě. Hlavní nevýhodou je vysoká hmotnost. [5]

4.8 Hybridní struktury a materiály

4.8.1 Odlitek ze šedé (tvárné) litiny vyplněný pískem

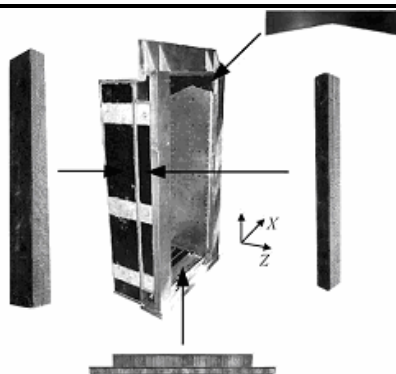
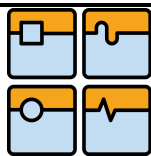
V posledních několika letech začali někteří výrobci obráběcích strojů zanechávat úmyslně písková jádra (obr. č. 21) ve svých odlitcích z tvárné nebo šedé litiny. Pískové jádro se zbytky pryskyřice je po vychladnutí odlitku, vlivem smršťování dílce, pevně obemknuto odlitkem a sevřeno. Hotový dílec vykazuje vlivem zanechaných jader vyšší hmotnost, ale také výrazně vyšší tlumení. Výjimečně jsou odlitky nebo svařence naplněny pískem po jejich vyhotovení. V tomto případě je problematické zajištění přetlaku pískové směsi v dutině dílce po celou dobu životnosti. [5]



Obr. č. 21 Odlitek vyplněný pískem [5]

4.8.2 Ocelový svařenec vyztužený uhlíkovým laminátem

Jedná se o ojedinělý výzkumný projekt, kde jsou křížové saně horizontálního uspořádání box-in-box vytvořeny jako kombinace ocelového svařence a sendvičů s uhlíkovými laminátami a voštinovou výztuží. Na stroji se podařilo snížit hmotnost pohyblivých dílců v ose X a Y o cca 30%, přičemž útlum vlastních tvarů kmitu se zvýšil proti konvenčnímu celoodcelovému provedení o 1,5-5,7x. Frekvence většiny vlastních tvarů kmitu vzrostla a stroj vykazuje lepší výsledky při obrábění než konvenční provedení. [5]



Obr. č. 22 Detail sestavení křížových saní [5]

4.8.3 Kombinace oceli a AL pěny

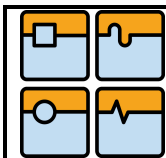
Ve formě sendvičových materiálů na bázi ocel – Al pěna – ocel se daří vytvářet polotovary desek, které je možné svařovat do složitějších struktur dílců výrobních strojů. Přestože výzkum v této oblasti probíhá již řadu let, teprve v roce 2009 byl na trh uveden první sériový obráběcí stroj, který má z takového hybridního materiálu vyhotoven vřeteník.



Obr. č. 23 Rám z oceli a Al pěny [5]

Kompozitní materiály mají následující výhody. Možnost dosažení specifických vlastností konkrétních dílců, např. orientované zvyšování tuhosti pro některé typy namáhání. Nižší nákladnost výroby dílců než u dílců pouze na bázi laminátu vyztužených uhlíkovými vlákny (podíl drahých materiálu je minimalizován na nezbytnou míru). Potenciál kombinace více materiálů do struktury jednoho dílce ve snaze využití konkrétních výhodných vlastností užitých materiálu pro daný díl. [5]

Nevýhodou jsou vyšší náklady na vývoj i výrobu ve srovnání s dnešními konvenčními postupy, komplikovaná a nestandardní technologie návrhu optimalizovaných konstrukcí s vysokými nároky na kvalitu simulačních modelů. Vysoké nároky na konstruktéry a výpočtáře ve věci znalostí materiálních vlastností, mechaniky, potřeb strojů a ve schopnosti syntetizovat návrh dle správných souvislostí. Nestandardní technologie výroby dílců s nutností výroby přípravku. Nutnost kombinovat technologie přípravy a zpracování polotovaru od několika odlišných a běžně oddělených typů výroby. [5]



4.9 Srovnání materiálů

V tabulce č. 1 jsou vybrané parametry materiálů použitelných při konstrukci rámu výrobního stroje.

	Měrná hmotnost [kg/m ³]	Modul Pružnosti [GPa]	Měrný modul pružnosti [10 ⁶ .m ² /s ²]	Náklady a zpracovatelnost pro výrobní stroje	Oblíbenost
Šedá litina	7100 - 7300	88 - 140	12 - 20	•	•••
Tvárná litina	7040 - 7060	160 - 180	23 - 26	••	•••
Svařence z ocelí třídy 11	7850	190 - 210	26 - 27	••	•••
Přírodní žula	2600 - 3150	30 - 70	26 - 27	•••	•
Polymerní beton	1500 - 2600	40 - 50	15 - 33	•••	••
Vláknové kopozity na bázi uhlíkových vláken	1700 - 1980	100 - 580	54 - 341	•••••	•
Keramika na bázi Al a Si	3200 - 3500	270 - 430	77 - 94	•••••	•
Hybridní struktury a materiály	1000 - 3500	70 - 210	20 - 210	••••	•••

Tab. č. 1 Srovnání materiálů [1]

4.10 Ustavení výrobního stroje

Správně dimenzovaný základ a uložení obráběcího stroje na základ přispějí ke zvýšení tuhosti stroje. Uložení stroje musí být provedeno v potřebné přesnosti. Volba provedení základu a principu uložení obráběcího stroje závisí na druhu stroje a požadavcích na jeho přesnost a tuhost. V praxi se využívají různé druhy uložení strojů tab. č. 2. [1]

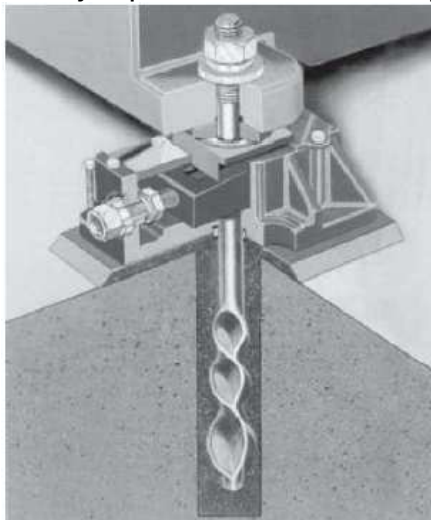
Druh uložení stroje na základ			
Použití - vlastnosti	Volné ustavení na zákl. desce - podlaze	Uložení na samostatném izolovaném základě	uložení na samostatném základě
Oblast využití	malé (lehké) stroje	přesné obr. stroje	střední a velké obráběcí stroje
tuhost, obr. stroje	vlastní tuhost dobrá (rám samonosný)	celk. tuhost rámu nízká (rám nesamonosný)	celková tuhost rámu nízká (rám nesamonosný)
účel ukládacích prvků	tlumení + ustavení stroje	tlumení - ustavení stroje - tuhé spjení se zákl.	ustavení stroje + tuhé spjení se základem

Tab. č. 2 Ustavení na základ [1]

Pro uložení rozměrově malých strojů s dostatečně tuhým (samonosným) rámem se použije uložení přímo na podlahu haly. Ustavující prvky zde plní i funkci

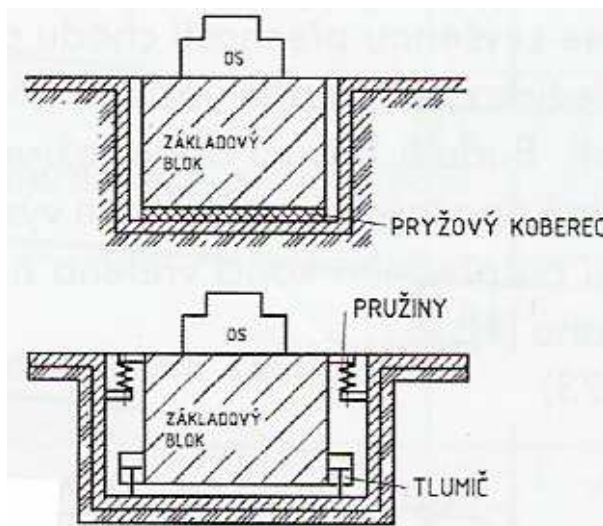
tlumení. Uložení přesných obráběcích strojů vyžaduje dokonalejší základ. Celý systém je uložen na prvcích zajišťujících aktivní a pasivní tlumení. [1]

K uložení obráběcích strojů se používají tuhé (klínové) nebo pružné podkládací prvky (obr. č. 24). Princip klínové podložky vykazuje vysokou tuhost uložení, což je dáno malým počtem stykových ploch. Nevýhodou je vznik třecí síly mezi strojem a podložkou vznikající při svislém ukládání. [1]



Obr. č. 24 Stavitelné prvky pro ukládání strojů na základ [1]

Při pružném uložení je základový blok usazen na elementech. Tyto elementy mohou být v podobě pryžového koberce nebo ocelových pružin včetně tlumičů (obr. č. 25)



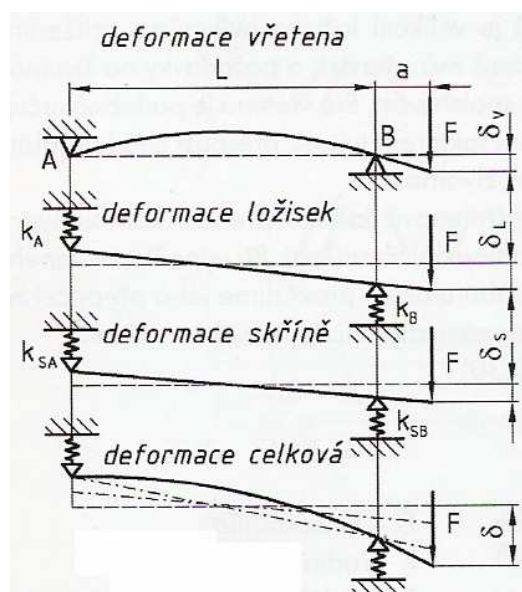
Obr. č. 25 Pružné uložení soustavy [1]

5 Vřetena

Úlohou vřetena je zaručit obrobku (u soustruhu) nebo nástroji (u frézky, vrtačky, brusky) přesný otáčivý pohyb. Vřeteno představuje velmi důležitý prvek ve skladbě obráběcích strojů, a proto jsou na konstrukční provedení kladeny následující náročné požadavky [1]:

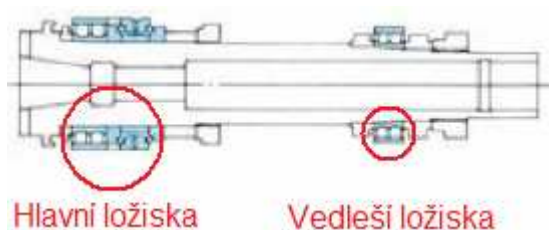
- přesnost chodu – je určena velikost radiálního a axiálního házení.
- dokonalé vedení – vřeteno nesmí měnit polohu v prostoru.
- uložení vřetena – musí být možno vymezovat vůlí.
- minimalizovat ztráty – jde především o oteplování a tepelné dilatace.
- tuhost vřetena – jeho deformace spolu s přesností chodu mají rozhodující vliv na přesnost obráběcího stroje

Tuhost vřetena úzce souvisí z deformací vřetena. Čím tužší vřeteno, tím menší deformace. Celková deformace se skládá z deformace vřetena, deformace ložisek a deformace skříně (obr. č. 26)



Obr. č. 26 Deformace vřetena [1]

Vřeteno je u CNC obráběcích strojů ukládáno nejčastěji do valivých ložisek (většinou kombinace dvou radiálních a jednoho nebo dvou axiálních ložisek). Na obrázku č. 27 je zobrazeno uspořádání ložisek na vřetení. Hlavní ložisko má rozhodující vliv na přesnost otáčivého pohybu vřetena a jakosti obráběné plochy. [1]

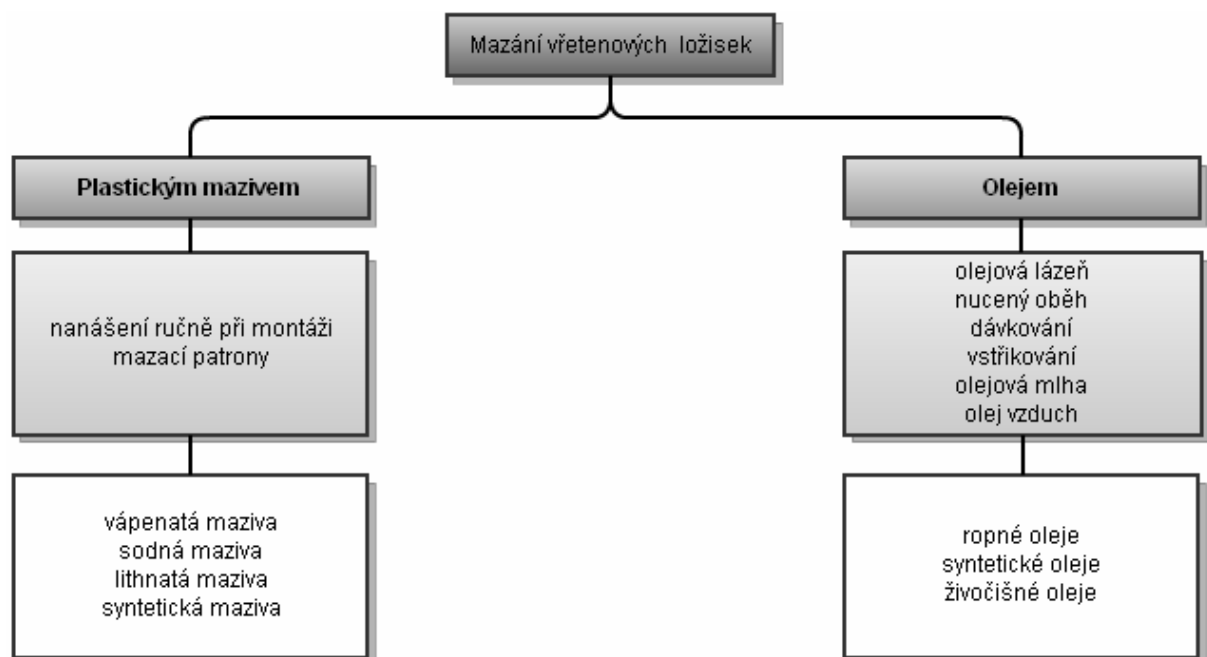


Obr. č. 27 Uspořádání ložisek [1]

Při návrhu valivého uložení vřetena CNC obráběcího stroje je nutné dodržet tyto kroky [1]:

- typ ložiska a uspořádání – určí se typ ložiska a jeho uspořádání s ohledem na provozní podmínky
- rozměr ložiska – provede se výpočet životnosti, ekvivalentního dynamického namáhání
- třída přesnosti ložiska – zvolí se třída přesnosti s ohledem na požadovanou přesnost
- uložení ložiska a typ klece – volba předpětí a lícování včetně materiálu klece, tuhost ložiska
- mazání – na základě provozních podmínek je určen druh mazání
- montáž a demontáž – je zvážena metoda montáže a demontáže

Hlavním důvodem mazání vřetenových ložisek je snížení tření, což vede ke zmenšení opotřebení kovového styku valivých elementů. Neméně důležité je zmínit, že dochází k prodloužení životnosti ložisek a lepšímu odvodu tepla z vřetene. Jsou dva způsoby mazání vřetenových ložisek (obr. č. 28).

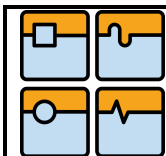


Obr. č. 28 Mazání vřetenových ložisek [1]

5.1 Náhon vřetena

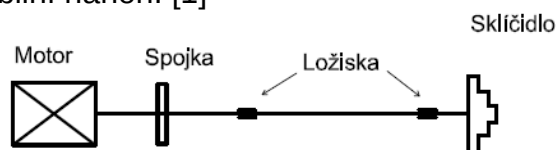
K přenosu výkonu musí být vřeteno spojeno s motorem. Jsou 4 způsoby jak přenést řezný výkon na vřeteno.

- přímý
- s ozubenými koly
- s řemenovým převodem
- elektrovřeteno



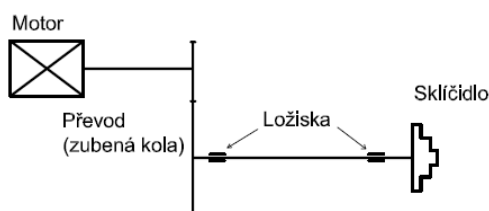
DIPLOMOVÁ PRÁCE

Přímý náhon se používá spíše pro oblast vysokorychlostního obrábění, kdy je potřeba dynamicky stabilní náhon. [1]



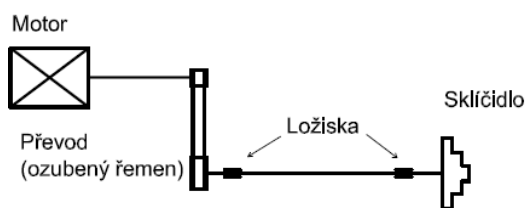
Obr. č. 29 Přímý náhon

Mechanické převody pomocí ozubených kol používají k přenosu tlaku mezi zuby spoluzabírajících kol.



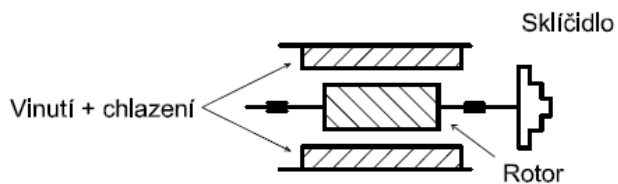
Obr. č. 30 Náhon s ozubeným převodem

Řemenové převody přenášejí požadovaný výkon při rovnoběžném uspořádání os řemenic na větší vzdálenosti, než u ozubeného převodu. Nevýhodou je, že může dojít k prokluzu řemene s řemenicí.

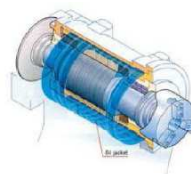


Obr. č. 31 Náhon s řemenovým převodem

Elektrovřeteno může být použito jak pro upínání obrobků (soustruhy), tak i pro upínání nástrojů (frézovací, vrtací, brousící stroje). Vřeteno, které je konstruováno jako elektrovřeteno, vyžaduje kvalitní odvod tepla z celé konstrukce. To je zajištěno drážkou v tubusu, do níž je přiváděno chladivo. Vřeteno může být duté pro možnost přísunu tyčového materiálu. Pak je stroj vybaven podavačem. [1]



Obr. č. 32 Elektrovřeteno [1]



5.2 Motory pro vřetena

Asynchronní elektronicky komutované elektromotory (AC)

Používá se asynchronní motor s klecovou kotvou na krátko. Napájení statorového vinutí je pomocí tří harmonických proudů. Magnetické pole není tvořeno magnety, ale indukovanými proudy, které se do kotvy indukují vlivem skluzu. Tyto motory se používají pro náhon vřeten. [1]



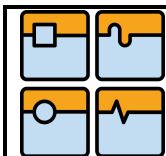
Obr. č. 33 Asynchronní servomotor [13]

5.3 Odměřování rotační polohy

Snímací zařízení, které se používají pro rotační pohonné soustavy pracují na optickém principu. Čtecí hlava je ke kroužku s ryskami dostavována z boku mechanicky tak dlouho, až dojde ke správné funkci. Odměřovací systém se vyznačuje malou zástavbovou výškou. Kroužek s nárytými ryskami je montován na rotující díl (obr. č. 34). [1]

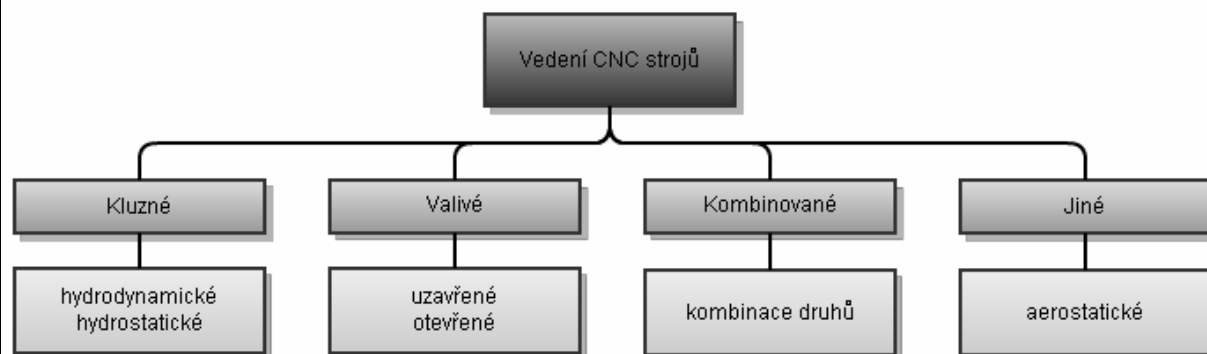


Obr. č. 34 Odměřovací systém firmy Renishaw [1]



6 Vedení

Lineární vedení nachází uplatnění při výrobě celé řady strojírenských zařízení jako jsou obráběcí stroje, automatizované montážní linky v automobilovém průmyslu, manipulátory, měřicí přístroje a řada dalších aplikací vyžadujících lineární pohyb a přesné nastavení polohy. Na obrázku č. 35 jsou uvedeny druhy vedení. [1]



Obr. č. 35 Vedení CNC strojů [1]

Na vedení se kladou tyto požadavky:

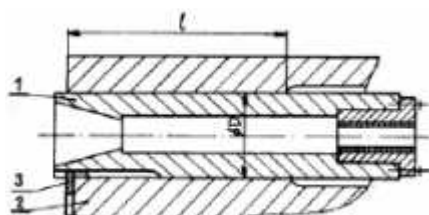
- vysoká statická a dynamická tuhost
- vysoká přesnost
- možnost vymezení vůle
- kvalitní povrch (snižuje součinitel tření)
- ochrana proti nečistotám (třísky a jiné nečistoty)
- mazání
- zachování tvaru

6.1 Kluzná vedení

Toto provedení se v dnešní době už moc nepoužívá, vyskytuje se na starších méně přesných strojích nebo na strojích, které nejsou příliš zatížené. Hlavní nevýhodou je trhavý pohyb při přechodu z klidového do pohybového stavu suportu. Je to způsobeno velkým třením, které musí překonat pohon při pohybu vedení. [14]

6.2 Hydrodynamické kluzné vedení

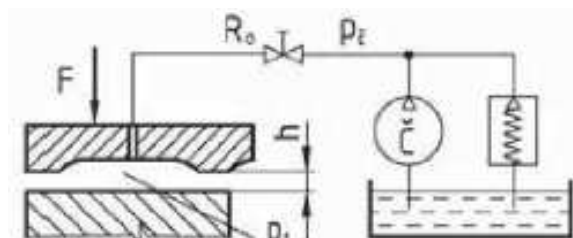
U hydrodynamického vedení se vytváří mezi kluznými plochami olejový film jen při pohybu vodících ploch. Používá se např. u vedení pinoly koníku (obr. č. 36). [14]



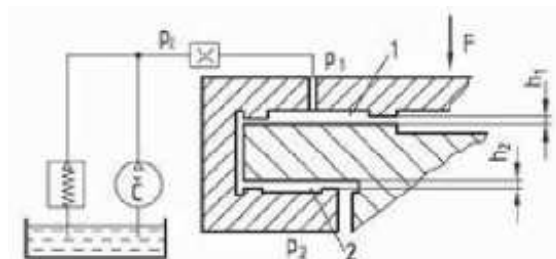
Obr. č. 36 Vedení pinoly koníku [4]

6.3 Hydrostatické kluzné vedení

U hydrostatického kluzného vedení se olejový film vytváří po celou dobu chodu stroje, a to nezávisle na pohybu vodících ploch. Hlavní jednotkou je čerpadlo s redukčním tlakovým ventilem, které tlačí olej mezi kluzné plochy a tím zmenšuje tření. Hydrostatická kluzná vedení jsou dvojího druhu otevřená a uzavřená. Otevřená vedení se používají při rovnoměrném zatížení a nepřenášejí klopné momenty. Pokud nejsou splněny tyto podmínky, je lepší použít uzavřené hydrostatické vedení. [14]

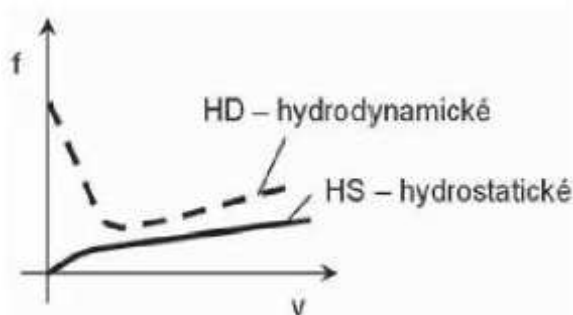


Obr. č. 37 Otevřené hydrostatické vedení [1]



Obr. č. 38 Uzavřené hydrostatické vedení [1]

Princip hydrostatického vedení je založen na dodávce tlakového oleje mezi vodící plochy, čímž je docíleno kapalinného tření. Toto tření se vyznačuje velmi malým součinitelem tření při velkém rozsahu rychlostí. Porovnání vlastností hydrostatického a hydrodynamického vedení je uvedeno na obr. č. 39. [1]

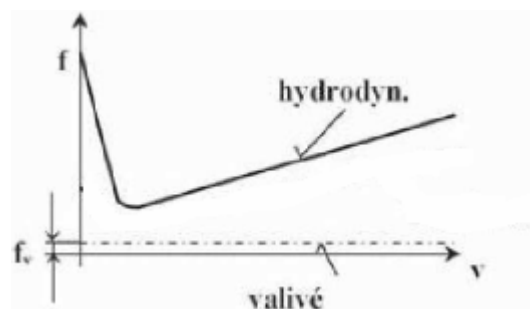


Obr. č. 39 Závislost součinitele tření na rychlosti [1]

6.4 Valivá vedení

Skládají se z kolejnic a valivých bloků. Valivý blok se pohybuje po valivých elementech, které v něm obíhají. Přednosti tohoto vedení jsou obdobné jako při použití valivých ložisek namísto kluzných ložisek. Je to především [14]:

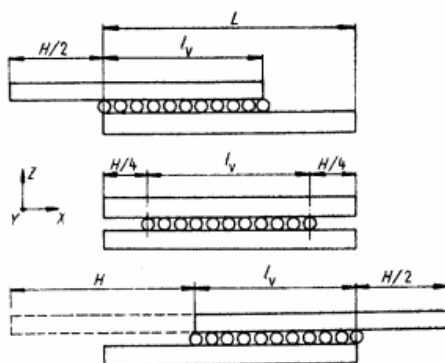
- celkově menší součinitel tření (obr. č. 40)
- menší opotřebení a tím delší životnost
- možnost vymezení vůle a předepnutí
- vysoká přesnost i při malých pohybech



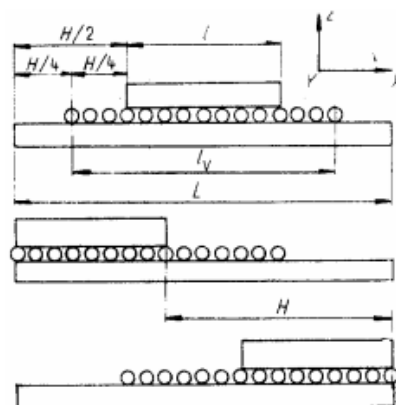
Obr. č. 40 Porovnání valivého vedení a kluzného vedení [1]

6.4.1 Valivá vedení pro omezený pohyb

Některé typy často používaných valivých vedení s omezenou délkou zdvihu mohou být zkonstruována jako otevřená, tj. zachycují většinou pouze axiální síly. Uzavřené vedení je vždy předepnuté a má omezenou schopnost přenášet libovolné zatížení. Válečkové vedení s omezenou délkou zdvihu má nejčastější použití i pro dobrou tuhost a přesnost. [4]



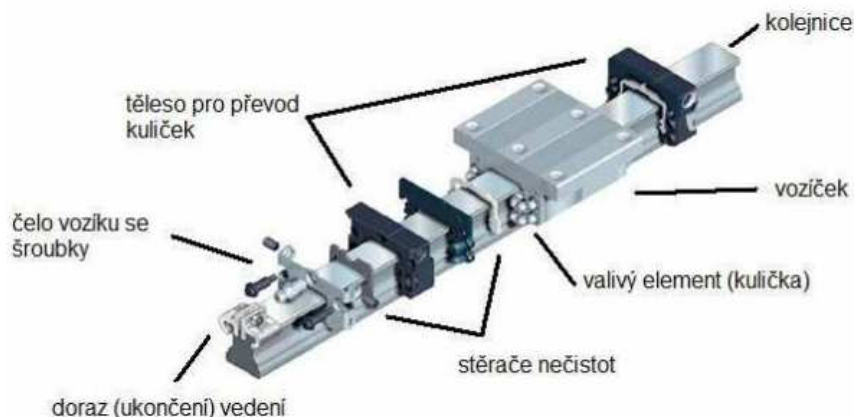
Obr. č. 41 Valivá vedení pro malý zdvih [4]



Obr. č. 42 Valivá vedení pro velký zdvih [4]

6.4.2 Valivá vedení pro neomezený pohyb

Tato vedení se používají pro přesné CNC stroje, kde kolejnice je pevně spojena s ložem. Díky valivým elementům se tření všeobecně zmenší, ale jeho rapidní pokles můžeme pozorovat při přechodu suportu z klidu do pohybu. Z toho vyplývá, že není nutná taková velká síla jako u kluzného vedení, a tím odpadá i trhavý pohyb způsobený změnou součinitele tření. Jako valivé elementy se používají kuličky a válečky a existuje několik druhů profilů kolejnic. [14]



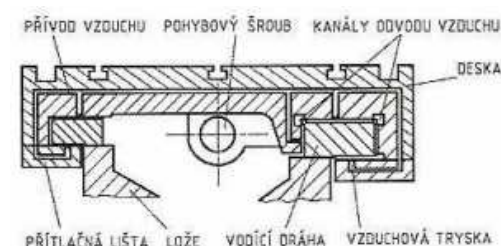
Obr. č. 43 Kuličkové vedení od firmy SKF [14]

6.4.3 Použití jednotlivých valivých elementů

- Kuličkové vedení – jsou vhodnější pro rychloběžné operace. Mají menší únosnost, vedení se obvykle obkládá kalenými lištami, aby nám nedocházelo k v máčknutí kuličky do vedení. tzn. Bodový styk. [14]
- Válečkové vedení – přenesou větší síly než kuličkové. Nejčastější použití je v nepředpjatém jednostranném prizmatickém vedení. Tato vedení mají nejmenší tuhost. Proto používáme vedení se dvěma skloněnými drahami. Vedení je předepnuté horizontálně i vertikálně. Můžeme zde dobře přenášet i klopné momenty. Vedení však vyžaduje přesnější výrobu. [14]
- Jehlová vedení – používají se obvykle na prizmatickém vedení, nebo plochém vedení. [14]

6.5 Aerostatická vedení

Používá se zde místo kapaliny stlačený vzduch. Vzduchové uložení je ve srovnání s hydrostatickým méně tuhé, proto se používá jen u menších strojů. Změnou tlaku přiváděného vzduchu umožňuje korigovat vůli uložení. Hlavní výhodou je čisté prostředí. Používá se např. pro souřadnicové měřicí stroje. [14]



Obr. č. 44 Aerostatické vedení [14]

6.6 Kombinovaná vedení

Vedení kombinovaná spojují výhody a nevýhody jednotlivých druhů vedení. V praxi se ustálily následující kombinace [1]:

- v jedné pohybové souřadnici – kluzně valivá
- na jednom stroji – kluzně valivá, valivě hydrostatická



Obr. č. 45 Kombinovaná vedení [14]

6.7 Způsoby posunu

6.7.1 Kuličkový šroub a matice

Přímočarý pohyb u CNC obráběcích strojů je buď hlavní posunový řezný pohyb (nástroje nebo obrobku) nebo pomocný pohyb. Využijeme-li pro náhon kuličkového šroubu a matice, vyvozuje motor rotační pohyb, který je přes kuličkový šroub transformován na přímočarý pohyb. Vymezením vůle ve šroubu se zlepšila účinnost, zvýšila přesnost a zmenšilo se opotřebení závitu šroubu. Mezi šroubem a maticí obíhají kuličky, jejich účinnost bývá 90% i více. K hlavním přednostem kuličkového šroubu je vysoká účinnost, minimální oteplování a možnost úplného odstranění vůle. [1]

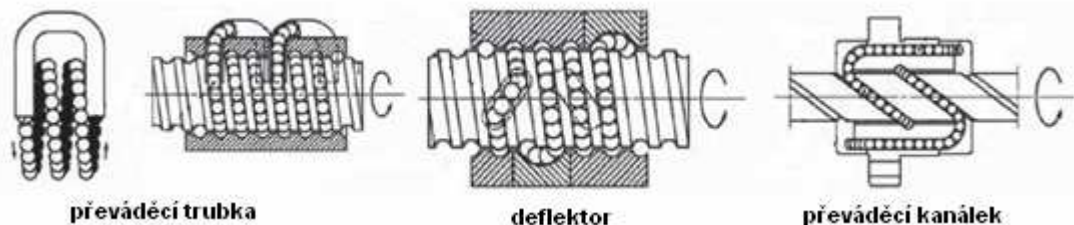


Obr. č. 46 Kuličkový šroub [1,2]

Závity se vyrábějí válcováním a to ve dvou provedeních:

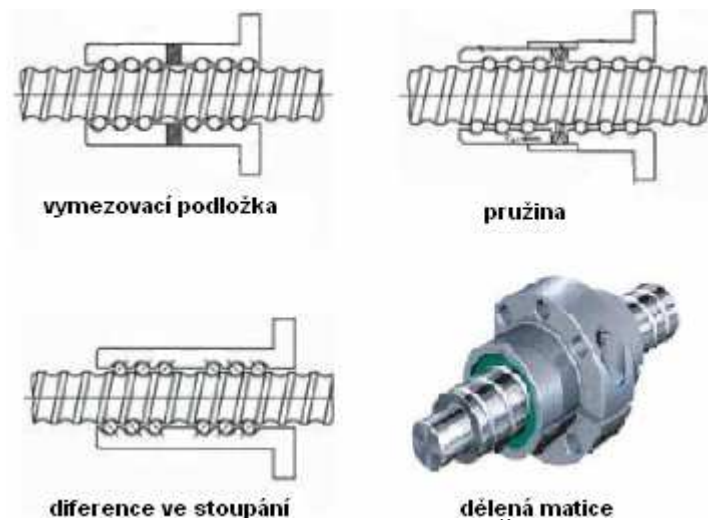
- s gotickým závitem – vzniká čtyřbodový dotyk kuličky s profilem, toto provedení má lepší účinnost, vyšší přesnost. [1]
- s kruhovým profilem – vzniká dvoubodový dotyk kuličky s profilem, toto provedení je výrobně jednodušší a levnější, má horší účinnost a přesnost. [1]

Odvalování a převádění kuliček je realizováno pomocí převáděcí trubky, deflektoru a převáděcího kanálku, jak je uvedeno na obr. č. 47.



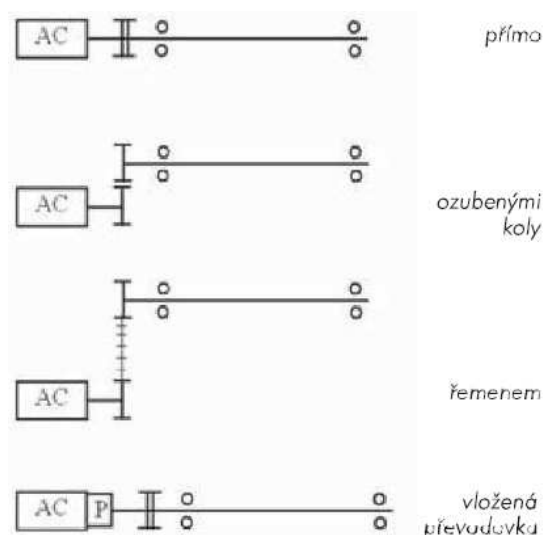
Obr. č. 47 Převádění kuliček [1]

Vymezování vůlí mezi maticí a šroubem se provádí podle obr. č. 48.



Obr. č. 48 Vymezování vůlí KŠM [1]

Rotační AC servopohon je ke kuličkovému šroubu připojen přímo pomocí spojky, přes vložený převod (řemen, ozubená kola), přes vloženou převodovku a jejich kombinací obr. č. 49. [1]



Obr. č. 49 Způsoby zapojení servopohonu na kuličkový šroub [1]

Při uložení konců kuličkového šroubu jsou používána valivá ložiska včetně upevňovacích domečků (tzv. koncových konzol). Důležitým parametrem kuličkového šroubu je jeho statická tuhost, kterou ovlivňuje způsob axiálního uložení. Při jednostranném axiálním uložení dochází během zdvihu k poklesu tuhosti. Při oboustranném axiálním uložení a správném předepnutí je průběh statické tuhosti podstatně příznivější. U tohoto uložení je nutno zvážit vliv dilatací a oteplování pohybového šroubu během provozu. [1]

6.7.2 Pastorek a hřeben

Kde není vhodné použít kuličkový šroub např. dlouhé zdvihy pracovních stolů, nachází uplatnění pastorek a hřeben (obr. č. 50). Oproti pohybovému šroubu má menší převod, lepší účinnost a menší tuhost. Nevýhodou těchto spojení je jejich nesamosvornost, což vyžaduje většinou aplikaci brzdy. Mezi pastorkem a hřebem vznikají velké vůle, které je třeba vymezit.

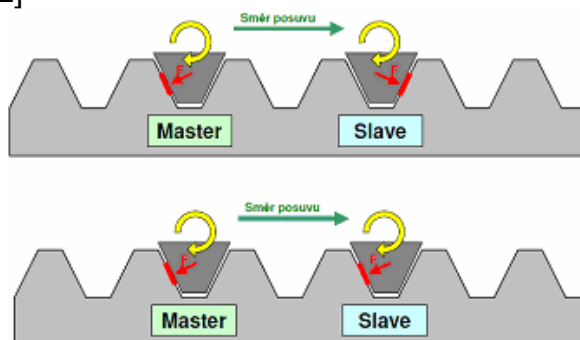


Obr. č. 50 Pastorek a hřeben [5]

Při náhonu posuvu jedním motorem se vůle vymezují:

- mechanicky (pružinou)
- hydraulicky
- duplexním pastorkem

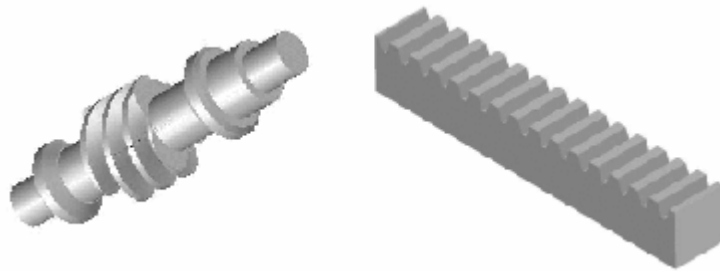
Při náhonu posuvu dvěma motory se využívá elektrické vymezení vůlí Master – Slave. V režimu Master Slave jsou pastorky naháněny dvěma servomotory přes vložené planetové převodovky. Oba motory vyvíjejí stejné velikosti momentů, ale opačného smyslu, při nulovém zatížení. Jestliže začne působit kladná vnější zátěžná síla, bude např. levý motor závislý (Slave) a pravý nezávislý (Master). Moment závislého motoru poroste, předpětí klesá až na nulu a pak oba motory budou působit ve stejném smyslu. [1]



Obr. č. 51 Elektrické vymezení vůlí Master – Slave [5]

6.7.3 Šnek a šnekový hřeben

Pro posunové soustavy s vysokou hodnotou převodu lze často využít výhodně i princip hydrostatického šnekového hřebenu. Vhodná oblast využití je zejména u velkých obráběcích strojů pro pohon posuvů pracovních stolů např. portálové frézky.



Obr. č. 52 Šnek a šnekový hřeben [17]

6.7.4 Lineární motor

Dnes se obrábění dělí na vysokorychlostní obrábění a výkonné obrábění. Zatímco výkonné obrábění použije pohon s kuličkovým šroubem, u vysokorychlostního obrábění najdeme lineární motor. Lineární motory jsou uzpůsobené tak, že nemají žádný vložený převod (ozubená kola, řemeny). Posunovou sílu vyvozují přímo působením elektromagnetických sil na suportu stroje. Elektromagnetická síla vzniká mezi pohyblivým dílem (přišroubován k suportu) a pevným (přišroubován k loži). [1]

6.7.5 Motory pro pohon posuvů

Synchronní elektronicky komutované elektromotory (AC)

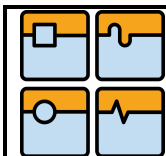
Tvoří kvalitativně vyšší typ bezkartáčových elektromotorů založených na současném řízení tří svorkových proudů, které mají harmonické průběhy. Tento typ motoru se nejčastěji používá pro pohon posuvů. [1]



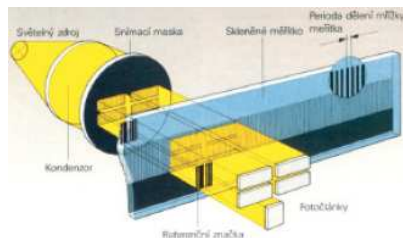
Obr. č. 53 Synchronní elektronicky komutované elektromotory [18]

6.7.6 Odměřování lineární polohy

Tyto snímače mají největší podíl na výsledné kvalitě a přesnosti polohování stroje. Užití lineárního snímače, který snímá skutečnou polohu stolu, je nazýváno přímé. Jezdec pravítka je spojen s pohyblivou částí posunové souřadnice. U nepřímého odměřování využíváme buď rotačního odměřování polohy, což je snímač napojený přímo na konec kuličkového šroubu, nebo signálu z odměřování



vestavěného do servomotoru. Snímače fungují na principu fotoelektrickém, induktivním, magnetickém a laserovém. [1]



Obr. č. 54 Fotoelektrický snímač [1]



Obr. č. 55 Laserový snímač [1]

7 Revolverová hlava

Jde o část stroje, která je nosičem řezného nástroje a koná hlavní řezný pohyb. Pohyb revolverové hlavy je plynule řiditelný. Ve zvolené poloze je hlava zpevněna. Držáky nástrojů jsou axiálně orientovány. V dnešní době firmy dodávají celou revolverovou hlavu i s motorem pro indexování resp. pohonem nástrojů. Podle morfologie se dělí:

- nástrojové hlavy bez pohonu nástrojů
- nástrojové hlavy s pohonem nástrojů

7.1 Nástrojové hlavy bez pohonu nástrojů

Tyto revolverové hlavy umožňují pouze změnu nástroje pootočením. Dodávají se s přímým řízeným servomotorem nebo přímým motorem. Držení v poloze (zpevnění) je pneumatické, hydraulické nebo elektromechanické. K pootáčejícímu mechanismu jsou dodávány desky pro upínání nástrojů. [19]



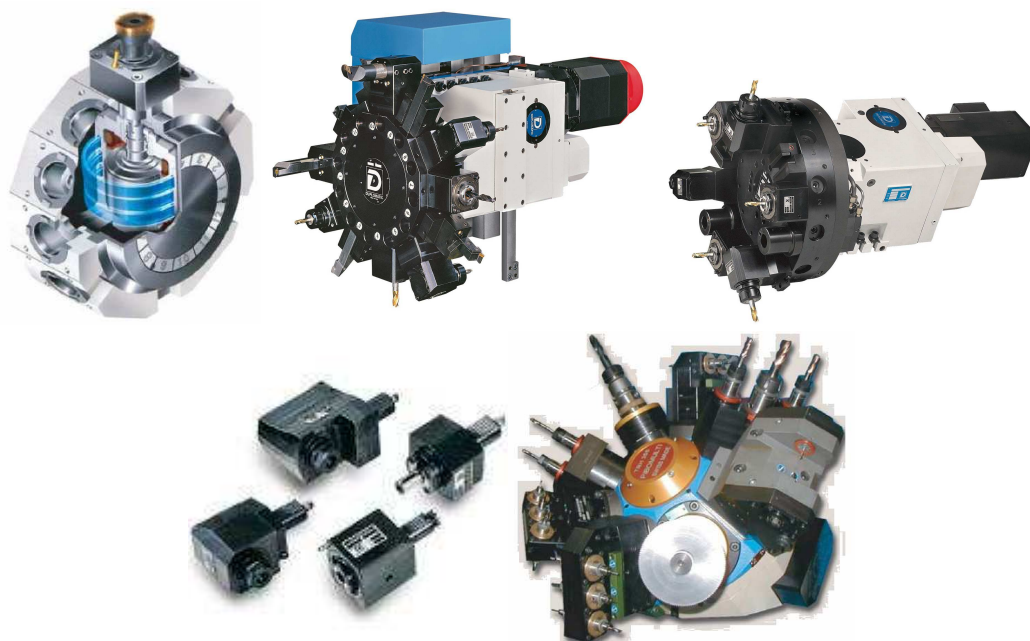
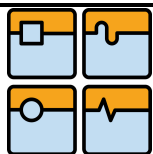
Obr. č. 56 Revolverové hlavy [19]



Obr. č. 57 Desky pro upínání nástrojů [19]

7.2 Nástrojové hlavy s pohonem nástrojů

Tyto hlavy a systémy se dodávají s axiálním nebo radiálním nástrojovým diskem, aby bylo možno integrovat do jediného stroje operace soustružení a operace s rotujícími nástroji, jako je frézování, vrtání a závitování. Operace v soustružnickém centru často vyžadují, aby nástrojová hlava pracovala s poháněnými nástroji po značnou část strojního času. Pro zajištění co nejlepšího využití stroje se tak poháněné nástrojové držáky staly nepostradatelnou složkou vybavení revolverové hlavy.



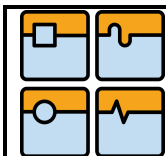
Obr. č. 58 Revolverové hlavy s pohonem nástrojů [19]

8 Frézovací hlava

Tato jednotka začleňuje do jediného stroje mnoho operací (soustružení, frézování, broušení, vrtání a vyvrtávání) zahrnujících použití pevných a rotačních nástrojů. Jedním z nejdůležitějších kritérií pro kvalitu frézovací hlavy je technologie poháněných os. V této oblasti existuje mnoho různých konceptů. Pro každý typ frézovací hlavy a účel použití je tedy volen přesně ten typ pohonu, který je pro dané použití optimální. [3]

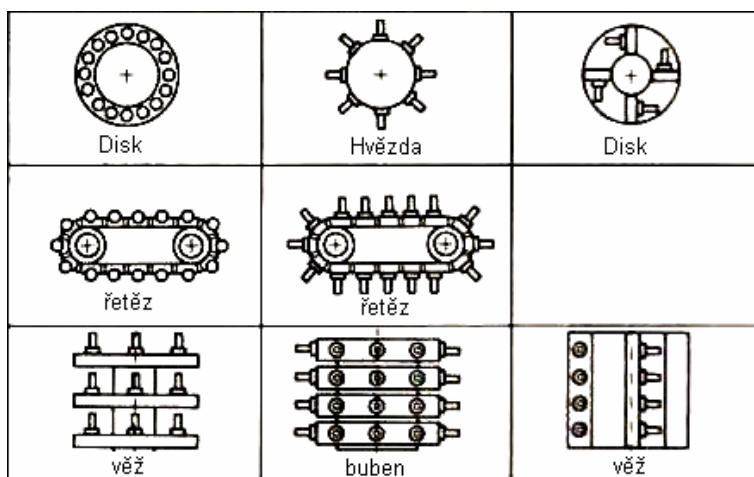


Obr. č. 59 Konstrukční řešení osy B [1,3]



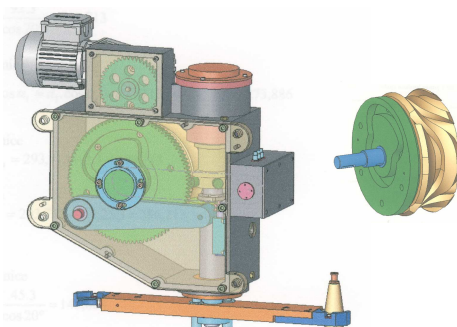
9 Automatická výměna nástrojů

Kombinovaná výměna spojuje principy skladovacích zásobníků a dopravu nástrojové jednotky do požadované polohy pro výměnu. Zásobníky nástrojů slouží pro bezpečné uložení a zajištění nástrojových jednotek v blízkosti pracovního prostoru. Používají se různá koncepční řešení zásobníků (obr. č. 60). [1]

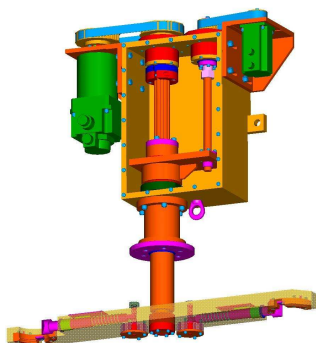


Obr. č. 60 Zásobníky nástrojů [6]

K bezprostřední výměně se používají tzv. ramena, která se otáčejí o 180°. Tyto ramena musí z kinematického hlediska řešit dva pohyby - výsuv a otočení. Takové konstrukční řešení je možné použitím motoru a vačky nebo použitím dvou motorů.



Obr. č. 61 Rameno 180°s vačkou [6]

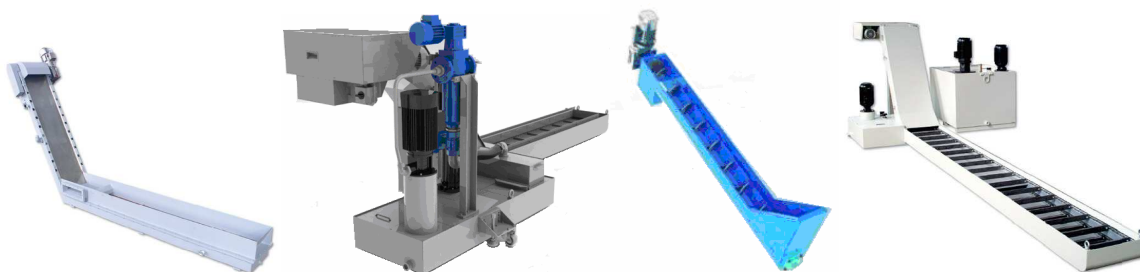


Obr. č. 62 Rameno s dvěma motory [6]

10 Odvod třísek

Rychlý a účinný odvod třísek od stroje je nutno řešit nejen z hlediska zamezení deformací částí obráběcích strojů, vystavených přímému styku s horkými třískami nebo sálavému teplu, ale i z bezpečnostních důvodů při hromadění velkých množství třísek odvedených od nástroje, zejména v okolí pracoviště. Optimální řešení je, když základní koncepce obráběcího stroje umožňuje gravitační odvod třísek do spodní části stroje, kde se nacházejí dopravníky třísek [1]:

- magnetické – rotační nebo pásové, vhodné pro drobné třísky (magnetických materiálů)
- mechanické – článkové, vhodné pro všechny druhy třísek
- šnekové – dodávané s korytem pro drobné a menší vinuté třísky
- hráblové – vhodné pro vinuté třísky



Obr. č. 63 Dopravník třísek magnetický, mechanický, šnekový, hráblový [22]

11 Podavače a potahovače tyčí

U soustruhů s dutým vřetenem je možnost přísunu tyčového materiálu tzv. podavačem tyčí (obr. č. 64). Druhým způsobem jak přivést materiál do pracovního prostoru jsou potahovače (obr. č. 65). Dalším způsobem je použít externí robota nebo manipulátoru.



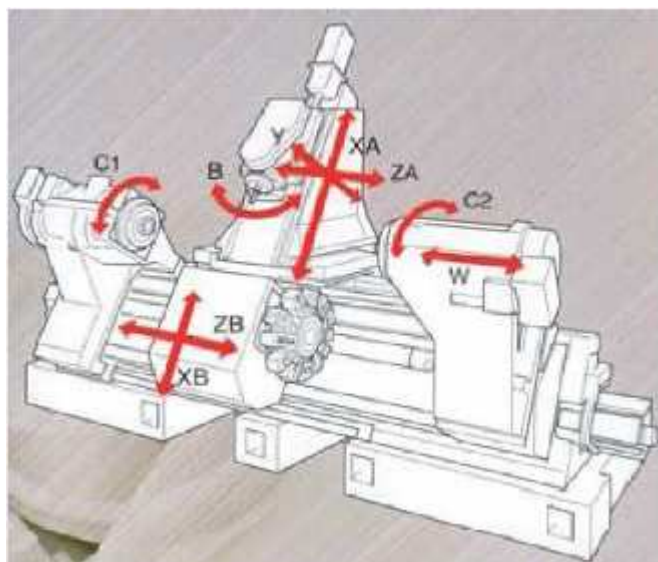
Obr. č. 64 Podavač tyčí [23]



Obr. č. 65 Potahovač tyčí [24]

12 Konstrukce multifunkčního obráběcího centra

Po zadání diplomové práce jsme se s vedoucím práce dohodli na konstrukci obráběcího soustružnického multifunkčního centra. Na tomto stroji bude možné provádět operace třískového obrábění, jako je soustružení, frézování, vrtání, vyvrtávání, závitování, broušení, výroba ozubení atd. Koncepti stroje jsme volili dle obrázku č. 66 se šikmým rámem, který s podlahou svírá 60°. Na konstrukci se budou podílet celkem 4 studenti. Mým úkolem je provést konstrukci vřetene, protivřetene (včetně pojezdu) a revolverové hlavy (včetně pojezdů). Jan Gruník provede konstrukci rámu stroje a horní frézovací hlavy (včetně pojezdů). Adam Zbožínek zkonstruuje automatickou výměnu nástrojů a Petr Chaloupka zhodnotí bezpečnost a provede krytování celého stroje.



Obr. č. 66 Obráběcí centrum Okumu [1]

12.1 Volba parametrů

Jelikož nebyly zadány konkrétní rozměry a parametry soustruhu, je potřeba volit všechny parametry s ohledem na realizaci konstrukce. Proto často vycházím ze soustruhů, které jsou reálně vyráběny.

Parametry	
Oběžný průměr nad ložem	500 mm
Délka soustružení	1000 mm
Průměr soustružení	Ø350 mm
Průchod tyče vřetenem	Ø100 mm
Otáčky vřetene	5000 min ⁻¹
Výkon vřetene S1/S6	50/70 kW
Kroutící moment S1/S6	500/700 Nm

Tab. č. 3 Volba parametrů

13 Konstrukce vřetena a protivřetena

V kapitole 5.1 jsou uvedeny možnosti náhonu vřetene. Protože k multifunkčnímu obráběcímu centru patří i frézovací hlava, musím se zabývat konstrukcí vřetene z hlediska jak rotace, tak i polohování. U takovýchto strojů to nazýváme osou C. Z hlediska jednoduchosti a kompaktnosti jsem volil elektrovřeteno.

Pro rotaci a polohování osy C stačí pouze jeden vestavěný motor. Výhodou je absence převodu (nevznikají vůle v převodu), tuhost celé soustavy, nedochází k opotřebením mechanických částí (stejná přesnost polohování v průběhu životnosti motoru), menší zástavbová plocha, větší přesnost, dosažení vyšších otáček. Nevýhodou je, že se tyto motory musejí chladit a také jejich vysoká cena.

U takovýchto strojů se z důvodů jednoduchosti konstruuje obě vřetena identická.

13.1 Výpočet momentu motoru elektrovřetena

Prvním krokem při konstrukci vřetena je stanovení řezných podmínek pro soustružení, které vychází z volby obráběného materiálu a plochy odebírané třísky. Hloubka odebírané maximální třísky $h = 3 \text{ mm}$ a posuv na otáčku $s = 0,33 \text{ mm}$.

Plocha třísky:

$$A_D := h \cdot s = 0,99 \text{ mm}^2 \quad (1)$$

Kde $s [\text{mm}]$ je posuv na otáčku, $h [\text{mm}]$ je hloubka obráběné třísky.

Axiální řezná síla pro soustružení:

$$F_a := C_{Ff} \cdot A_D = 792 \text{ N} \quad (2)$$

Kde $A_D [\text{mm}^2]$ je plocha třísky, $C_{Ff} [\text{MPa}]$ měrný řezný odpor v axiálním směru materiálu.

Přísuvová řezná síla pro soustružení:

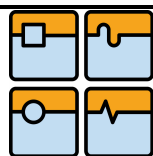
$$F_p := C_{Fp} \cdot A_D = 1386 \text{ N} \quad (3)$$

Kde $A_D [\text{mm}^2]$ je plocha třísky, $C_{Fp} [\text{MPa}]$ měrný řezný odpor v radiálním směru materiálu.

Řezná síla pro soustružení:

$$F_c := C_{Fc} \cdot A_D = 2970 \text{ N} \quad (4)$$

Kde $A_D [\text{mm}^2]$ je plocha třísky, $C_{Fc} [\text{MPa}]$ měrný řezný odpor materiálu.

**Potřebný moment motoru:**

$$M_m := F_c \cdot \frac{D_{\max}}{2} = 519.75 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad (5)$$

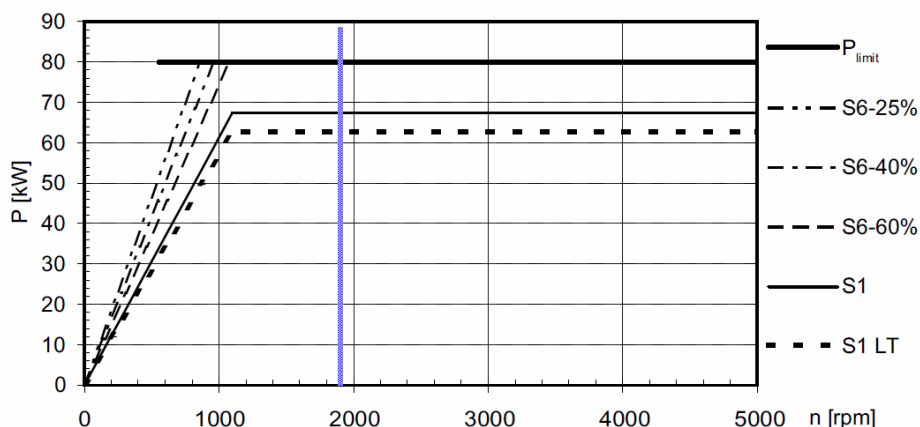
Kde F_c [N] je řezná síla, $D_{\max}$ [m] maximální průměr obrobku

13.2 Volba motoru

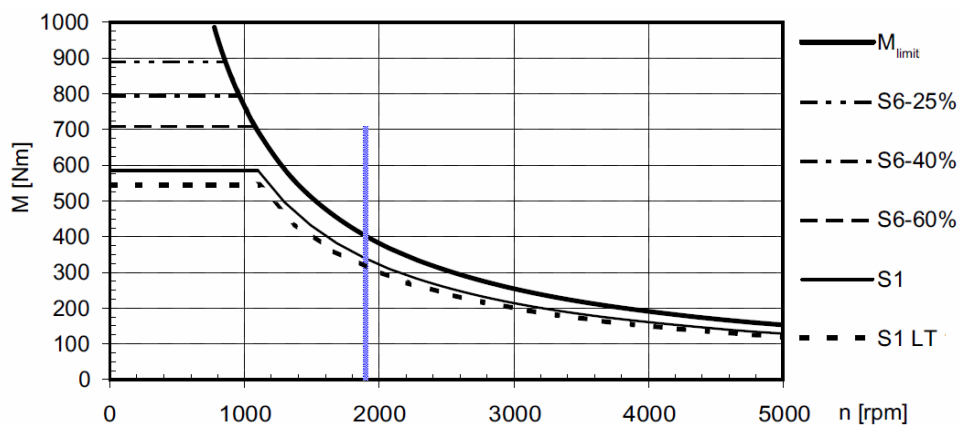
Z vypočteného potřebného momentu jsem zvolil motor značky SIEMENS 1FE1145-BWS, který má výkon 67,4 Kw, moment 585 Nm a maximální otáčky 5000 min^{-1} .



Obr. č. 67 Motor Siemens 1FE1145-8WS [25]



Obr. č. 68 Výkonová charakteristika motoru [26]



Obr. č. 69 Momentová charakteristika motoru [26]

13.3 Výpočet motoru z hlediska dynamiky

Moment setrvačnosti charakterizuje rozložení hmotnosti tělesa v prostoru. Při rozbíhání pohonu je nutné, aby pohon urychlil právě všechny tyto hmoty. Proto je nutné spočítat redukovaný moment na hřídel motoru.

Moment setrvačnosti motoru: $J_m = 0.153 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$

Moment setrvačnosti obrobku: $J_{mat} = 11.535 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$

Moment setrvačnosti sklíčidla: $J_{sklic} = 1.734 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$

Moment redukovaný na hřídel motoru:

$$J_{rhm} := J_m + J_{mat} + J_{sklic} = 13.422 \text{ m}^2 \cdot \text{kg} \quad (6)$$

Kde J_m [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$] je moment setrvačnosti motoru, J_{mat} [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$] moment setrvačnosti obrobku, J_{sklic} [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$] moment setrvačnosti sklíčidla.

Úhlové zrychlení motoru:

Pro úhlové zrychlení je nutné nejdříve zvolit požadovanou dobu rozběhu t_r do jmenovitých otáček motoru (1100 ot/min), kterou volím 2,2 sekundy.

$$\epsilon_m := \frac{2 \cdot \pi \cdot n_N}{t_r} = 52.36 \frac{1}{\text{s}^2} \text{ rad} \quad (7)$$

Kde n_N [min^{-1}] jsou jmenovité otáčky motoru, t_r [s] požadovaná doba rozběhu.

Potřebná velikost momentu pro zrychlení motoru na jmenovité otáčky:

$$M_{mm} := J_{rhm} \cdot \epsilon_m \cdot \frac{1}{0.95} = 739.749 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad (8)$$

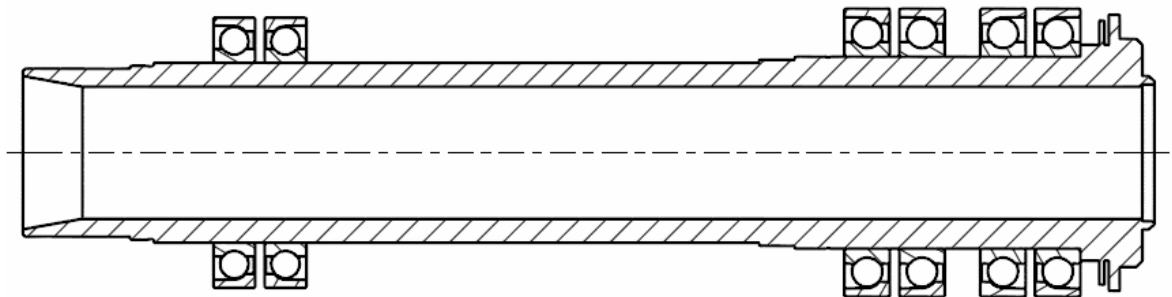
Kde J_{rhm} [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$] je redukovaný moment motoru na hřídel, ϵ_m [rad/s^2] úhlové zrychlení motoru, 0,95 celková účinnost rotační soustavy.

Z tohoto výpočtu vyplývá, že motor při rozběhu pracuje v oblasti mezi režimem S6-40% a S6-60%, kdy tento motor může být zatížen tímto momentem 40% životnosti resp. 60% své životnosti.

13.4 Volba uložení a ložisek

Jelikož jedním z parametrů jsou otáčky vřetene 5000 min^{-1} , je nutné volit přesnější ložiska. Tomuto parametru odpovídají hlavní ložiska SKF 7032 ACD/P4A s kosoúhlým stykem a vedlejší ložiska SKF 7030 CD/P4A s kosoúhlým stykem.

Uložení ložisek je znázorněno na obrázku č. 70. Tyto ložiska se vyznačují vysokou přesností, vysokou únosností a možností axiálního zatížení.



Obr. č. 70 Uložení vřetene

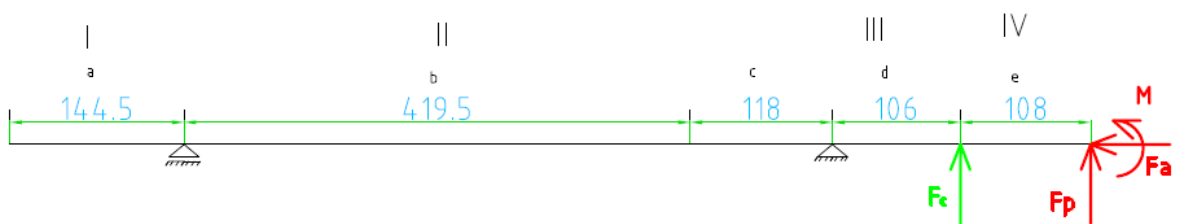
13.4.1 Výpočet reakcí pod ložisky

U této volby uložení jde o nosník o 6 podporách, to znamená 4 krát přeurlčený nosník, který vede na výpočet metodou konečných prvků. Pro můj případ se dá toto uložení zjednodušit dle obrázku č. 71.



Obr. č. 71 Zjednodušení uložení pro výpočet reakcí

Po úplném uvolnění je nosník jednou přeurlčen. Tento výpočet vede na výpočet pomocí Castiglianovi věty a okrajové podmínky. Výpočet spočívá v částečném uvolnění a rozdělení nosníku na části, určením ohybového momentu každé části a stanovení okrajové podmínky.



Obr. č. 72 Částečné uvolnění nosníku

$$\begin{aligned}
 M_0^I &= 0 & x \in (0, a) \\
 M_0^{II} &= F_A \cdot x & x \in (0, b) \\
 M_0^{III} &= F_C \cdot x & x \in (0, d) \\
 M_0^{IV} &= F_P \cdot x + M & x \in (0, e)
 \end{aligned}$$

Okrajová podmínka $w_c = 0$ – v působišti síly F_C se nedojde k posunu.

Rozměry jednotlivých částí:

$a := 144.5 \text{ mm}$

$b := 419.5 \text{ mm}$

$c := 118 \text{ mm}$

$d := 106 \text{ mm}$

$e := 108 \text{ mm}$

Kvadratický moment průřezu v části I a II:

$$J_D := \frac{\pi \cdot (D_2^4 - d_d^4)}{64} = 1.766 \times 10^{-5} \text{ m}^4 \quad (9)$$

Kde D_2 [m] je průměr hřídele pod vedlejším ložiskem, d_d [m] vnitřní průměr hřídele.

Kvadratický moment průřezu v části III a IV:

$$J_d := \frac{\pi \cdot (D_1^4 - d_d^4)}{64} = 2.498 \times 10^{-5} \text{ m}^4 \quad (10)$$

Kde D_1 [m] je průměr hřídele pod vedlejším ložiskem, d_d [m] vnitřní průměr hřídele.

Vyjádření síly F_{Bx} ze statické rovnováhy sil v ose x $\sum F_x = 0$:

$$F_{Bx} = F_p \quad (11)$$

Vyjádření síly F_{By} ze statické rovnováhy sil v ose y $\sum F_y = 0$:

$$F_{By} = -F_A - F_C - F_p \quad (12)$$

Vyjádření síly F_A ze statické rovnováhy momentů $\sum M_O = 0$:

$$F_A = \frac{F_C \cdot d + M + F_p \cdot (d + e)}{b + c} \quad (13)$$

Číselné vyjádření síly F_A :

$$F_A = F_C \cdot 0,19 + 555,12 \quad (14)$$

Určení síly F_C :

Z okrajové podmínky $w_c = 0$ podle Castiglianovi věty vyjádříme sílu F_C .

$$w_c = \frac{\partial W}{\partial F_C} = \int_p \frac{M_o}{EJ} \cdot \frac{\partial M_o}{\partial F_C} \cdot dx = \int_0^a \frac{M_o^I}{EJ_d} \cdot \frac{\partial M_o^I}{\partial F_C} \cdot dx + \int_0^b \frac{M_o^{II}}{EJ_d} \cdot \frac{\partial M_o^{II}}{\partial F_C} \cdot dx \quad (15)$$

$$+ \int_b^{b+c} \frac{M_o^{II}}{EJ_D} \cdot \frac{\partial M_o^{II}}{\partial F_C} \cdot dx + \int_0^d \frac{M_o^{III}}{EJ_D} \cdot \frac{\partial M_o^{III}}{\partial F_C} \cdot dx + \int_0^e \frac{M_o^{IV}}{EJ_D} \cdot \frac{\partial M_o^{IV}}{\partial F_C} \cdot dx$$

První a poslední integrál je roven 0.

$$w(F_C) := \int_0^b \frac{(F_C \cdot 0.19 + 555.12) \cdot x \cdot 0.19x}{E \cdot J_d} dx + \int_b^{b+c} \frac{(F_C \cdot 0.19 + 555.12) \cdot x \cdot 0.19x}{E \cdot J_D} dx + \int_0^d F_C \cdot \frac{x^2}{E \cdot J_D} dx \quad (16)$$

$$w(F_C) = 0 \text{ solve } , F_C \rightarrow -2343.2731838827843464 \quad (17)$$

$$F_C := -2343.27 \text{ N} \quad (18)$$

Kde M_o [Nm] je ohybový moment, E [MPa] modul pružnosti v tahu, J [m⁴] kvadratický moment průřezu, F_C [N] výsledná reakce v místě C.

Vyjádření síly F_A :

$$F_A := \frac{F_C \cdot d + M_1 + F_p \cdot (d + e)}{b + c} = 3390.3 \text{ N} \quad (19)$$

Kde F_C [N] je výsledná reakce v místě C, M_1 [Nm] moment od obrobku, F_p [N] přísunová síla.

Vyjádření síly F_{By} :

$$F_{By} := -F_p - F_C - F_A = -2433.1 \text{ N} \quad (20)$$

Kde F_C [N] je výsledná reakce v místě C, F_p [N] přísunová síla, F_A [N] výsledná reakce v místě A.

Vyjádření síly F_{Bx} :

$$F_{Bx} := F_a = 792 \text{ N} \quad (21)$$

Kde F_a [N] je axiální (posunová) síla.

13.4.2 Výpočet životnosti ložisek

Výpočet životnosti ložisek v místě B:

Předpokládejme poměr $F_{Bx}/F_{By} > e$ dle tabulky č. 4. Vybereme startovní hodnoty ze středu tabulky.

F_a/C_0	e	$F_a/(VF_r) \leq e$		$F_a/(VF_r) > e$	
		X_1	Y_1	X_2	Y_2
0.014*	0.19	1.00	0	0.56	2.30
0.021	0.21	1.00	0	0.56	2.15
0.028	0.22	1.00	0	0.56	1.99
0.042	0.24	1.00	0	0.56	1.85
0.056	0.26	1.00	0	0.56	1.71
0.070	0.27	1.00	0	0.56	1.63
0.084	0.28	1.00	0	0.56	1.55
0.110	0.30	1.00	0	0.56	1.45
0.17	0.34	1.00	0	0.56	1.31
0.28	0.38	1.00	0	0.56	1.15
0.42	0.42	1.00	0	0.56	1.04
0.56	0.44	1.00	0	0.56	1.00

*Use 0.014 if $F_r/C_0 < 0.014$.

Tab. č. 4 Ekvivalentní radiální zatížení součinitelé X a Y [2]

$$X_{2\text{navrh}} := 0.56 \quad Y_{2\text{navrh}} := 1.45$$

Z katalogu ložisek odečteme základní statickou a dynamickou únosnost. Hlavní ložiska mají dynamickou únosnost 182 kN a statickou únosnost 204 kN.

$$C_{10} := 182 \text{ kN} \quad C_0 := 204 \text{ kN}$$

Podle poměru F_{Bx}/C_0 a e určíme skutečné hodnoty X a Y:

$$X_2 := 0.56 \quad Y_2 := 2.3$$

Výpočet ekvivalentního zatížení:

$$F_e := X_2 \cdot \frac{F_{By}}{2} + Y_2 \cdot \frac{F_{Bx}}{2} = 1.592 \times 10^3 \text{ N} \quad (22)$$

Kde $F_{By}/2$ [N] je radiální zatížení na jedno ložisko, $F_{Bx}/2$ [N] axiální zatížení na jedno ložisko, X_2 a Y_2 jsou součinitele ekvivalentního radiálního zatížení.

Výpočet životnosti v hodinách:

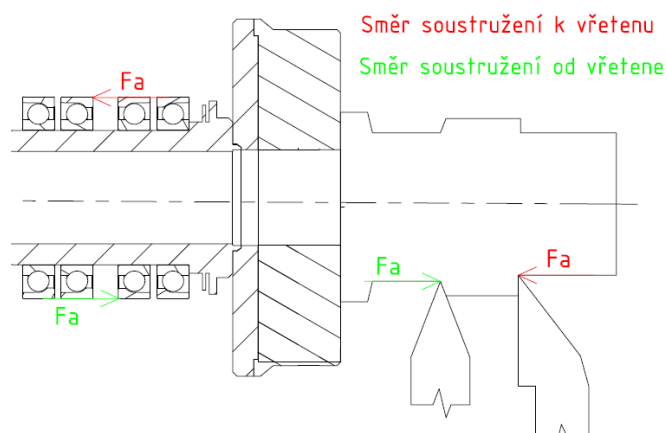
$$L_h := \frac{10^6}{n} \cdot \left(\frac{C_{10}}{F_e} \right)^3 = 4979756.067 \cdot \text{hr} \quad (23)$$

Kde n [hod⁻¹] jsou otáčky, C_{10} [N] dynamická únosnost ložiska, F_e [N] ekvivalentní zatížení.

Životnost tohoto ložiska vyšla několikanásobně větší než je požadovaná životnost (20000 hod.). Je to dáno rozměrem ložiska a jeho vysokou přesností.

Výpočet ložisek v místě C:

Tento pár ložisek je při soustružení směrem k hlavnímu vřetenu axiálně nezatížen, axiální sílu od soustružení zachytí pár ložisek v místě B. V opačném případě soustružení od hlavního vřetene je axiální síla zachycena párem ložisek v místě C. V místě C tedy při soustružení k hlavnímu vřetenu budu uvažovat pouze s radiálním zatížením.



Obr. č. 73 Axiální síla při soustružení

Výpočet ekvivalentního zatížení:

Protože ložiska v místě B pohlíží axiální zatížení, je třeba počítat pouze s radiálním zatížením. Součinitel $X_1 = 1$ a součinitel $Y_1 = 0$ tzn. $F_{Cx} = 0$.

$$F_e := X_1 \cdot \frac{|F_C|}{2} + Y_1 \cdot \frac{F_{Cx}}{2} = 1.172 \times 10^3 \text{ N} \quad (24)$$

Kde $F_C/2$ [N] je radiální zatížení na jedno ložisko, $F_{Cx}/2$ [N] je axiální zatížení na jedno ložisko.

Výpočet životnosti v hodinách:

$$L_h := \frac{10^6}{n} \cdot \left(\frac{C_{10}}{F_e} \right)^3 = 12494414.194 \cdot \text{hr} \quad (25)$$

Kde n [hod⁻¹] jsou otáčky, C_{10} [N] dynamická únosnost ložiska, F_e ekvivalentní zatížení.

Životnost tohoto ložiska vyšla několikanásobně větší než je požadovaná životnost (20000 hod.). Je to dané rozměrem ložiska a jeho vysokou přesností.

Výpočet ložisek v místě A:

Z katalogu ložisek odečteme základní statickou a dynamickou únosnost. Zadní ložiska z důvodu menších rozměrů mají dynamickou únosnost 172 kN a statickou únosnost 190 kN.

Výpočet ekvivalentního zatížení:

Protože ložiska v místě B pohlít axiální zatížení je třeba počítat pouze s radiálním zatížením. Součinitel $X_1 = 1$ a součinitel $Y_1 = 0$ tzn. $F_{Ax} = 0$.

$$F_e := X_1 \cdot \frac{|F_A|}{2} + Y_1 \cdot \frac{F_{Ax}}{2} = 1.695 \times 10^3 \text{ N} \quad (26)$$

Kde $F_c/2$ [N] je radiální zatížení na jedno ložisko, $F_{cx}/2$ [N] je axiální zatížení na jedno ložisko.

Výpočet životnosti v hodinách:

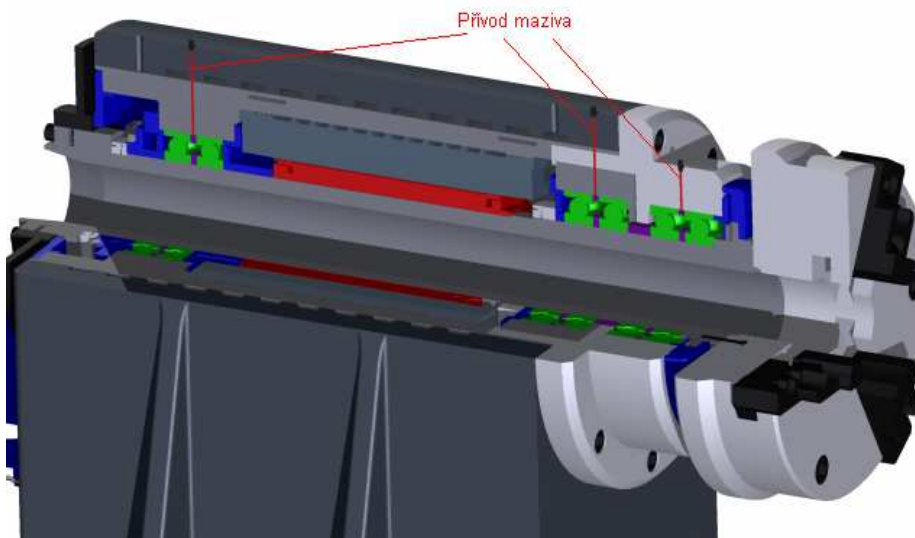
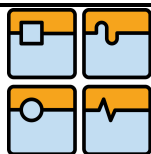
$$L_h := \frac{10^6}{n} \cdot \left(\frac{C_{10}}{F_e} \right)^3 = 3482087.532 \cdot \text{hr} \quad (27)$$

Kde n [hod⁻¹] jsou otáčky, C_{10} [N] dynamická únosnost ložiska, F_e ekvivalentní zatížení.

Životnost tohoto ložiska vyšla několikanásobně větší než je požadovaná životnost (20000 hod.). Je to dané rozměrem ložiska a jeho vysokou přesností.

13.5 Mazání ložisek

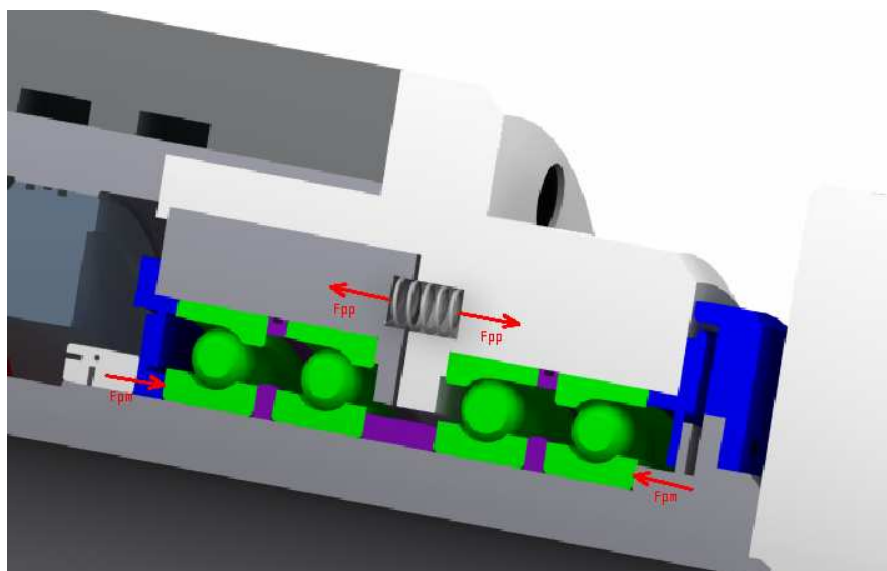
Ložiska je nutné po montáži a namazání zabíhat a po určité době domazávat. Při záběhu se tuk v ložisku vyrovná a dojde ke vzniku trvalého mazacího filmu. Výrobce SKF uvádí, že se ložiska 7030 CD/P4A a ložiska 7032 ACD/P4A mohou mazat plastickým mazivem a domazávat mazacími patronami, nebo nuceným oběhem směsí olej – vzduch. Na obrázku č. 74 jsou vidět maznice M6 JIS B 1575 A a kanálky pro přívod plastického maziva. Obsluha stroje bude v určených časových cyklech provádět domazávání.



Obr. č. 74 Mazací kanálky pro ložiska

13.6 Předepínání ložisek

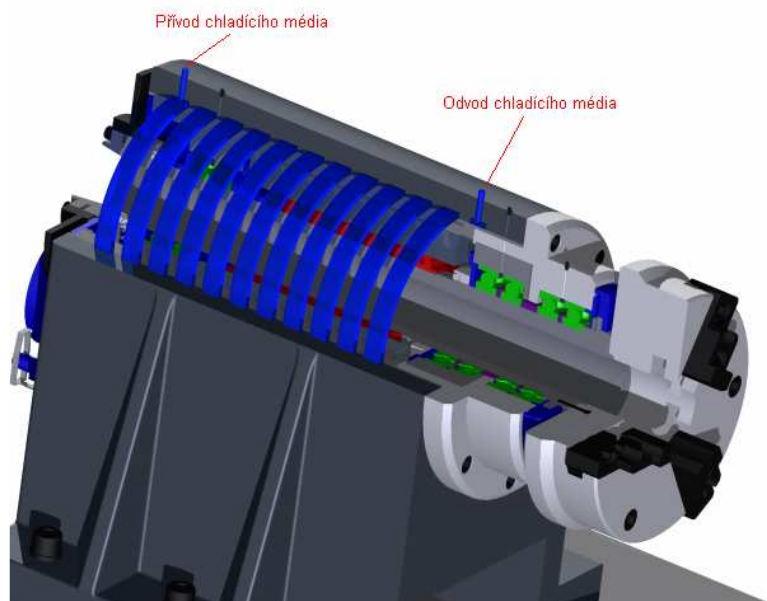
Z důvodu větší tuhosti, přesnosti a eliminace vibrací je nutno hlavní ložiska předepínat. Na obr. č 75 je znázorněné předepínání vnitřního kroužku ložiska pomocí předepínací matice (síla F_{pm}) a vnějšího kroužku ložiska pomocí pružiny (síla F_{pp}).



Obr. č. 75 Předepínání ložisek

13.7 Chlazení vřetene

Nepříznivý dopad na stálou přesnost stroje obrábění má teplota od různých částí stroje, procesu obrábění, motoru a vlivů okolí. Konstrukce vřetene je symetrická a proudící chladicí kapalina protékající kolem vřetene udržuje stálou teplotu dle obr. č. 76. K tomuto systému chlazení je potřeba dodat agregát, který se bude starat o cirkulaci chladicího média.



Obr. č. 76 Chlazení vřetene

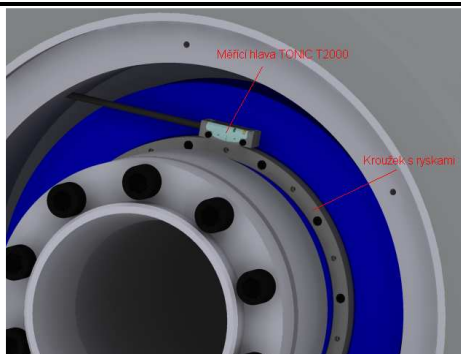
13.8 Odměrování polohy a otáček vřetene

O funkci motoru se stará jednotka SINAMICS S120 (obr. č 77), která je plně kompatibilní s motory Siemens. Tato jednotka je navržena pro aplikace s vysokým výkonem. Rozsah výkonu u těchto jednotek je od 0,12 do 4500 kW. Hlavní předností jsou zabudované bezpečnostní funkce pro řízení motoru. [33]



Obr. č. 77 Řídící jednotka SINAMICS S120 [21]

Pro odměřování polohy jsem zvolil optický úhlový snímač od firmy Renishaw TONIC. Tento odměřovací systém pracuje na inkrementálním principu (přírůstkovém). Skládá se z kroužku, na kterém jsou umístěny rysky (31488 rysek po 20 μm) a měřicí hlavy TONIC T2000. Na obrázku č. 78 je zobrazeno umístění kroužku na spodním labyrintovém těsnění, které musí být vyrobeno s větší přesností. Kroužek drží 12 šroubů M3 a měřicí hlava je umístěna na horním (neotáčejícím se) labyrintovém těsnění a drží ji dva šrouby M2.



Obr. č. 78 Odměřování polohy od firmy Renishaw

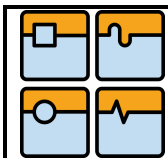
13.9 Brzda vřetene

Jedná se o brzdu od společnosti MAYR, typ ROBA-diskstop velikost 7. Má vysokou energickou absorpční schopnost a vyznačuje se tichým provozem. Brzda je připevněna na vřeteníku pomocí dvou šroubů M14.

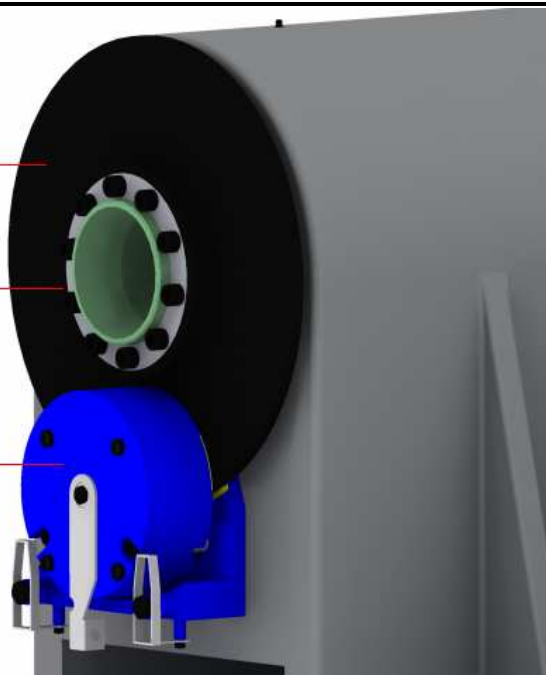


Obr. č. 79 Brzda MAYR ROBA-diskstop [28]

Protože elektrovřeteno plní funkci osy C, je tato brzda instalována nejen z hlediska bezpečného zastavení při nebezpečí, ale taky jako aretace v dané poloze osy C aby nedocházelo ke zbytečnému přehřívání motoru. Brzdný kotouč má průměr 450 mm a brzdný moment 748 Nm. Brzdný moment přenáší na hřídel motoru pomocí svěrného pouzdra od firmy TEA-TLK 130.



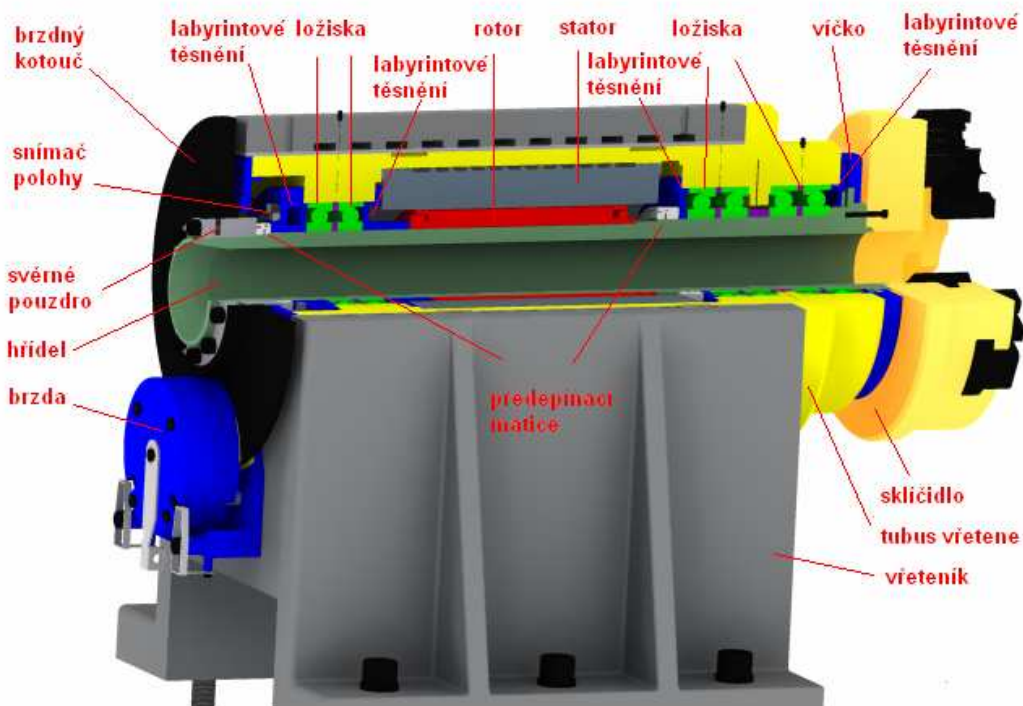
Brzdný kotouč

Svorné pouzdro
TEA TLK 130Brzda MAYR
ROBA - diskstop

Obr. č. 80 Brzdý systém elektrovřetena

13.10 Popis vřetene a protivřetene

Na obr. č. 81 je řez hlavním vřetenem a vřeteníkem. Vřeteník je uložen na rámu pomocí 6 šroubů M30, 6 pružných podložek JIS B 1251 a ustalovacích kolíků, které zajišťují přesnou pozici vřeteníku. Tubus vřetene se skládá ze tří částí, tak aby bylo možné vřeteno sestavit.



Obr. č. 81 Řez hlavním vřetenem

Na obrázku č. 82 je zobrazeno protivřeteno se saněmi. U vřeteníku protivřetene je upravena výška, z důvodů souososti vřetene a protivřetene. Protivřeteno drží pomocí 6 šroubů M24 a 6 pružných podložek.



Obr. č. 82 Protivřeteno

13.11 Parametry vřetene a protivřetene

Parametry vřetene a protivřetene	
Oběžný průměr nad ložem	500 mm
Max. délka soustružení	1200 mm
Max. Ø soustružení	350 mm
Max. Ø průchodu tyče vřetenem	110 mm
Max. výkon vřetene S1/S6	67,4/80 kW
Max. krouticí moment S1/S6	585/795 Nm

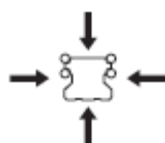
Tab. č. 5 Parametry vřetene a protivřetene

14 Návrh pojezdů

V kapitole 6 jsou popsány druhy vedení. U CNC obráběcích multifunkčních center se používá nejčastěji valivá vedení, z důvodu neomezeného zdvihu, vysoké přesnosti, velké zátěže a dosahování vyšších rychlostí. Tato vedení se skládají z kolejničky a vozíku s valivými elementy. Jako elementy jsou zde použity kuličky nebo válečky, které obíhají ve vozíku podél kolejničky a převádí tak rotační pohyb na lineární. Tyto elementy se musejí v určitých časových intervalech domazávat, to je realizováno pomocí maznice na čele vozíku. Břemeno je taženo pomocí kuličkového šroubu a matice. Firem, které dodávají valivá vedení je spousta. Já jsem si vybral firmu THK, protože dodává valivá vedení i kuličkové šrouby.

14.1 Vedení pro protivřeteno

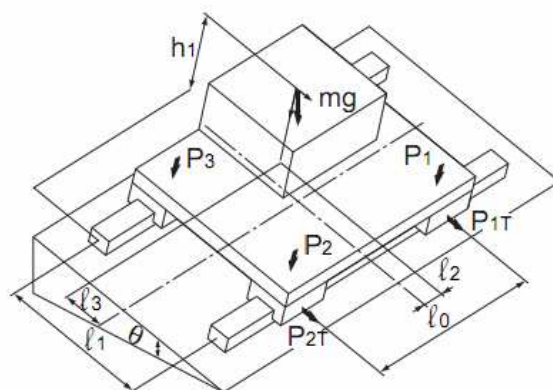
Prvním krokem pro zvolení vedení je druh zatížení a směr pohybu, v mém případě jde o nakloněný rám, proto volím vedení SHS-C, které může být zatěžováno jak radiálně, tak axiálně dle obr. č. 83. Toto vedení bude zajišťovat pohyb vřetene v ose Z.



Obr. č. 83 Možnost zatížení vedení [29]

14.1.1 Výpočet zatížení na jednotlivé vozíky

Na obrázku č. 84 jsou síly působící na jednotlivé vozíky. Tyto síly jsou závislé na těžišti břemene. Umístění protivřetene na saně jsem volil tak, aby těžiště protivřetene leželo přesně v těžišti saní, proto jsou vzdálenosti $l_2 = 0\text{mm}$ a $l_3 = 0\text{mm}$. Hmotnost protivřetene je 1301 kg, vzdálenosti $l_0 = 675\text{mm}$, $l_1 = 570\text{mm}$, $h_1 = 390\text{mm}$ a úhel sklonu rámu $\theta = 60^\circ$.



Obr. č. 84 Zatížení vozíků [30]

Zatížení vozíku 1 v radiálním směru:

$$P_1 := \frac{m_c \cdot g \cdot \cos(\theta)}{4} + \frac{m_c \cdot g \cdot \cos(\theta) \cdot l_2}{2 \cdot l_0} - \frac{m_c \cdot g \cdot \cos(\theta) \cdot l_3}{2 \cdot l_1} + \frac{m_c \cdot g \cdot \sin(\theta) \cdot h_1}{2 \cdot l_1} = 5.375 \times 10^3 \text{ N} \quad (28)$$

Zatížení vozíku 1 v axiálním směru:

$$P_{1T} := \frac{m_c \cdot g \cdot \sin(\theta)}{4} + \frac{m_c \cdot g \cdot \sin(\theta) \cdot l_2}{2 \cdot l_0} = 2.762 \times 10^3 \text{ N} \quad (29)$$

Zatížení vozíku 2 v radiálním směru:

$$P_2 := \frac{m_c \cdot g \cdot \cos(\theta)}{4} - \frac{m_c \cdot g \cdot \cos(\theta) \cdot l_2}{2 \cdot l_0} - \frac{m_c \cdot g \cdot \cos(\theta) \cdot l_3}{2 \cdot l_1} + \frac{m_c \cdot g \cdot \sin(\theta) \cdot h_1}{2 \cdot l_1} = 5.375 \times 10^3 \text{ N} \quad (30)$$

Zatížení vozíku 2 v axiálním směru:

$$P_{2T} := \frac{m_c \cdot g \cdot \sin(\theta)}{4} + \frac{m_c \cdot g \cdot \sin(\theta) \cdot l_2}{2 \cdot l_0} = 2.762 \times 10^3 \text{ N} \quad (31)$$

Zatížení vozíku 3 v radiálním směru:

$$P_3 := \frac{m_c \cdot g \cdot \cos(\theta)}{4} - \frac{m_c \cdot g \cdot \cos(\theta) \cdot l_2}{2 \cdot l_0} + \frac{m_c \cdot g \cdot \cos(\theta) \cdot l_3}{2 \cdot l_1} - \frac{m_c \cdot g \cdot \sin(\theta) \cdot h_1}{2 \cdot l_1} = -2.185 \times 10^3 \text{ N} \quad (32)$$

Zatížení vozíku 3 v axiálním směru:

$$P_{3T} := \frac{m_c \cdot g \cdot \sin(\theta)}{4} - \frac{m_c \cdot g \cdot \sin(\theta) \cdot l_2}{2 \cdot l_0} = 2.762 \times 10^3 \text{ N} \quad (33)$$

Zatížení vozíku 4 v radiálním směru:

$$P_4 := \frac{m_c \cdot g \cdot \cos(\theta)}{4} + \frac{m_c \cdot g \cdot \cos(\theta) \cdot l_2}{2 \cdot l_0} + \frac{m_c \cdot g \cdot \cos(\theta) \cdot l_3}{2 \cdot l_1} - \frac{m_c \cdot g \cdot \sin(\theta) \cdot h_1}{2 \cdot l_1} = -2.185 \times 10^3 \text{ N} \quad (34)$$

Zatížení vozíku 4 v axiálním směru:

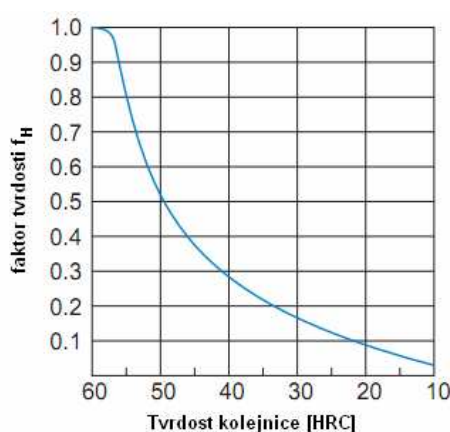
$$P_{4T} := \frac{m_c \cdot g \cdot \sin(\theta)}{4} - \frac{m_c \cdot g \cdot \sin(\theta) \cdot l_2}{2 \cdot l_0} = 2.762 \times 10^3 \text{ N} \quad (35)$$

Kde m_c [kg] je hmotnost protivřetene, g [m/s²] je gravitační zrychlení, θ [°] úhel sklonu rámu, l_0 [mm] vzdálenost vozíku 1 a 2, l_1 [mm] vzdálenost vozíku 2 a 3, l_2 [mm] vzdálenost od těžiště saní k těžišti protivřetene v podélném směru, l_3 [mm] vzdálenost od těžiště saní k těžišti protivřetene v příčném směru.

14.1.2 Výpočet statického bezpečnostního faktoru

Z výpočtu zatížení na jednotlivé vozíky je vidět, že nejvíce namáhaný vozík je číslo 1 a 2. Podle největšího zatížení se počítá statický bezpečnostní faktor. Z katalogu THK se zvolí typ vedení, já jsem zvolil SHS 45 C. Jeho statická únosnost je 126 kN. Spodní hranice pro tento faktor udávaný firmou THK je $f_s = 7$.

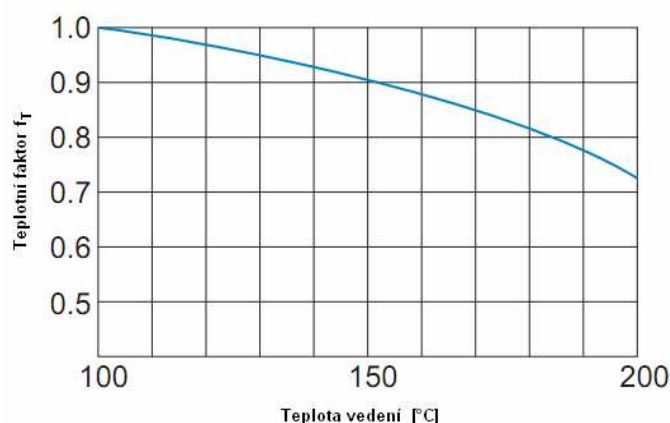
Stanovení faktoru tvrdosti f_H :



Obr. č. 85 Faktor tvrdosti [30]

Tvrdost vedení je stanovena na 56 HRC (tvrdost podle Rockwella). Tomu odpovídá faktor tvrdosti $f_H = 0,9$ dle obr. č. 85.

Stanovení tepelného faktoru:



Obr. č. 86 Tepelný faktor [30]

Při provozních podmínkách může vedení dosahovat až 150 °C, této teplotě odpovídá tepelný faktor $f_T = 0,9$.

Stanovení kontaktního faktoru:

Při použití páru vozíku se tento faktor mění v závislosti, která je uvedena v tabulce č. 5. V mém případě mám vždy pouze jeden vozík, proto $f_c = 1$.

Počet bloků v párovém použití	Kontaktní faktor f_c
2	0.81
3	0.72
4	0.66
5	0.61
6 a víc	0.6
Normální použití	1

Tab. č. 6 Kontaktní faktor [30]

Výpočet statického bezpečnostního faktoru:

$$f_s := \frac{f_H \cdot f_T \cdot f_c \cdot C_0}{P_1} = 18.989 \quad (36)$$

Kde f_H [-] je faktor tvrdosti, f_T [-] faktor teploty, f_c [-] kontaktní faktor, C_0 [N] statická únosnost vedení, P_1 [N] největší zatížení.

Statický bezpečnostní faktor vyšel $f_s = 18,989$ a dovolená nejnižší hranice je $f_s = 7$. Z hlediska statiky je toto vedení navrženo správně.

14.1.3 Výpočet životnosti

Při výpočtu životnosti se musí stanovit rychlost pohybu protivřetene, kterou volím $v = 10$ m/min, dobu rozběhu $t_1 = 0,1$ s a dobu brždění $t_3 = 0,2$ s.

Výpočet zrychlení

$$\alpha_1 := \frac{v}{t_1} = 1.667 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (37)$$

Kde v [m/s] je rychlost pohybu protivřetene, t_1 [s] čas rozběhu.

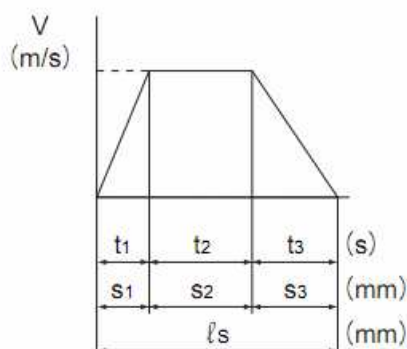
Výpočet zpomalení

$$\alpha_2 := \frac{v}{t_3} = 0.833 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (38)$$

Kde v [m/s] je rychlost pohybu protivřetene, t_3 [s] čas brždění.

Stanovení cyklu pohybu:

Protože jedním z parametrů je obrábět dílce délky 1 m, volím zdvih $l_s = 1200\text{mm}$. Cyklus má lichoběžníkový tvar, dráha rozběhu je $S_1 = 9\text{ mm}$, dráha brždění je $S_3 = 17\text{ mm}$, dráha $S_2 = 1192\text{mm}$.



Obr. č. 87 Cyklus rozběhu a brždění protivřetene [30]

Zatížení při rovnoměrném pohybu:

$$P_{11} := P_1 + \frac{m_1 \cdot g}{4} = 5.698 \times 10^3 \text{ N} \quad (39)$$

$$P_{22} := P_2 + \frac{m_1 \cdot g}{4} = 5.698 \times 10^3 \text{ N} \quad (40)$$

$$P_{33} := |P_3| + \frac{m_1 \cdot g}{4} = 2.509 \times 10^3 \text{ N} \quad (41)$$

$$P_{44} := |P_4| + \frac{m_1 \cdot g}{4} = 2.509 \times 10^3 \text{ N} \quad (42)$$

Kde P_i [N] je zatížení vozíků, m_1 [kg] hmotnost saní, g [m/s^2] gravitační zrychlení.

Zatížení při zrychlení směrem k hlavnímu vřetenu:

$$P_{1a1} := P_{11} - \frac{m_c \cdot \alpha_1 \cdot l_5}{2 \cdot l_0} - \frac{m_1 \cdot \alpha_1 \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 4.63 \times 10^3 \text{ N} \quad (43)$$

$$P_{1a2} := P_{22} + \frac{m_c \cdot \alpha_1 \cdot l_5}{2 \cdot l_0} + \frac{m_1 \cdot \alpha_1 \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 6.767 \times 10^3 \text{ N} \quad (44)$$

$$P_{1a3} := P_{33} + \frac{m_c \cdot \alpha_1 \cdot l_5}{2 \cdot l_0} + \frac{m_1 \cdot \alpha_1 \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 3.577 \times 10^3 \text{ N} \quad (45)$$

$$P_{1a4} := P_{44} - \frac{m_c \cdot \alpha_1 \cdot l_5}{2 \cdot l_0} - \frac{m_1 \cdot \alpha_1 \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 1.44 \times 10^3 \text{ N} \quad (46)$$

Kde P_{ii} [N] je zatížení vozíků při rovnoměrném pohybu, m_c [kg] hmotnost protivřetene, m_1 [kg] hmotnost saní, g [m/s^2] je gravitační zrychlení, l_0 [mm]

vzdálenost mezi vozíkem 1 a 2, l_4 [mm] vzdálenost těžiště saní od kuličkového šroubu, l_5 [mm] vzdálenost těžiště protivřetene od kuličkového šroubu, α_1 [m/s²] zrychlení při rozběhu, α_2 [m/s²] zpomalení při brždění.

Zatížení při zrychlení směrem od hlavního vřetene:

$$P_{ra1} := P_{11} + \frac{m_c \cdot \alpha_1 \cdot l_5}{2 \cdot l_0} + \frac{m_1 \cdot \alpha_1 \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 6.767 \times 10^3 \text{ N} \quad (47)$$

$$P_{ra2} := P_{22} - \frac{m_c \cdot \alpha_1 \cdot l_5}{2 \cdot l_0} - \frac{m_1 \cdot \alpha_1 \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 4.63 \times 10^3 \text{ N} \quad (48)$$

$$P_{ra3} := P_{33} - \frac{m_c \cdot \alpha_1 \cdot l_5}{2 \cdot l_0} - \frac{m_1 \cdot \alpha_1 \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 1.44 \times 10^3 \text{ N} \quad (49)$$

$$P_{ra4} := P_{44} + \frac{m_c \cdot \alpha_1 \cdot l_5}{2 \cdot l_0} + \frac{m_1 \cdot \alpha_1 \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 3.577 \times 10^3 \text{ N} \quad (50)$$

Kde P_{ii} [N] je zatížení vozíků při rovnoměrném pohybu, m_c [kg] hmotnost protivřetene, m_1 [kg] hmotnost saní, g [m/s²] je gravitační zrychlení, l_0 [mm] vzdálenost mezi vozíkem 1 a 2, l_4 [mm] vzdálenost těžiště saní od kuličkového šroubu, l_5 [mm] vzdálenost těžiště protivřetene od kuličkového šroubu, α_1 [m/s²] zrychlení při rozběhu.

Zatížení při zpomalení směrem k hlavnímu vřetenu:

$$P_{1d1} := P_{11} + \frac{m_c \cdot \alpha_2 \cdot l_5}{2 \cdot l_0} + \frac{m_1 \cdot \alpha_2 \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 6.233 \times 10^3 \text{ N} \quad (51)$$

$$P_{1d2} := P_{22} - \frac{m_c \cdot \alpha_2 \cdot l_5}{2 \cdot l_0} - \frac{m_1 \cdot \alpha_2 \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 5.164 \times 10^3 \text{ N} \quad (52)$$

$$P_{1d3} := P_{33} - \frac{m_c \cdot \alpha_2 \cdot l_5}{2 \cdot l_0} - \frac{m_1 \cdot \alpha_2 \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 1.974 \times 10^3 \text{ N} \quad (53)$$

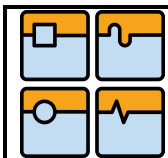
$$P_{1d4} := P_{44} + \frac{m_c \cdot \alpha_2 \cdot l_5}{2 \cdot l_0} + \frac{m_1 \cdot \alpha_2 \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 3.043 \times 10^3 \text{ N} \quad (54)$$

Kde P_{ii} [N] je zatížení vozíků při rovnoměrném pohybu, m_c [kg] hmotnost protivřetene, m_1 [kg] hmotnost saní, g [m/s²] je gravitační zrychlení, l_0 [mm] vzdálenost mezi vozíkem 1 a 2, l_4 [mm] vzdálenost těžiště saní od kuličkového šroubu, l_5 [mm] vzdálenost těžiště protivřetene od kuličkového šroubu, α_2 [m/s²] zrychlení při rozběhu.

Zatížení při zpomalení směrem od hlavního vřetene:

$$P_{rd1} := P_{11} - \frac{m_c \cdot \alpha_2 \cdot l_5}{2 \cdot l_0} - \frac{m_1 \cdot \alpha_2 \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 5.164 \times 10^3 \text{ N} \quad (55)$$

$$P_{rd2} := P_{22} + \frac{m_c \cdot \alpha_2 \cdot l_5}{2 \cdot l_0} + \frac{m_1 \cdot \alpha_2 \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 6.233 \times 10^3 \text{ N} \quad (56)$$



$$P_{rd3} := P_{33} + \frac{m_c \cdot \alpha_2 \cdot l_5}{2 \cdot l_0} + \frac{m_1 \cdot \alpha_2 \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 3.043 \times 10^3 \text{ N} \quad (57)$$

$$P_{rd4} := P_{44} - \frac{m_c \cdot \alpha_2 \cdot l_5}{2 \cdot l_0} - \frac{m_1 \cdot \alpha_2 \cdot l_4}{2 \cdot l_0} = 1.974 \times 10^3 \text{ N} \quad (58)$$

Kde P_{ii} [N] je zatížení vozíků při rovnoměrném pohybu, m_c [kg] hmotnost protivřetene, m_1 [kg] hmotnost saní, g [m/s²] je gravitační zrychlení, l_0 [mm] vzdálenost mezi vozíkem 1 a 2, l_4 [mm] vzdálenost těžiště saní od kuličkového šroubu, l_5 [mm] vzdálenost těžiště protivřetene od kuličkového šroubu, α_2 [m/s²] zrychlení při rozběhu.

Ekvivalentní zatížení vozíků:

$$P_{m1} := \sqrt[3]{\frac{1}{2 \cdot l_s} \cdot (P_{la1}^3 \cdot S_1 + P_{11}^3 \cdot S_2 + P_{1d1}^3 \cdot S_3 + P_{ra1}^3 \cdot S_1 + P_{11}^3 \cdot S_2 + P_{rd1}^3 \cdot S_3)} = 5.729 \times 10^3 \text{ N} \quad (59)$$

$$P_{m2} := \sqrt[3]{\frac{1}{2 \cdot l_s} \cdot (P_{la2}^3 \cdot S_1 + P_{22}^3 \cdot S_2 + P_{1d2}^3 \cdot S_3 + P_{ra2}^3 \cdot S_1 + P_{22}^3 \cdot S_2 + P_{rd2}^3 \cdot S_3)} = 5.729 \times 10^3 \text{ N} \quad (60)$$

$$P_{m3} := \sqrt[3]{\frac{1}{2 \cdot l_s} \cdot (P_{la3}^3 \cdot S_1 + P_{33}^3 \cdot S_2 + P_{1d3}^3 \cdot S_3 + P_{ra3}^3 \cdot S_1 + P_{33}^3 \cdot S_2 + P_{rd3}^3 \cdot S_3)} = 2.526 \times 10^3 \text{ N} \quad (61)$$

$$P_{m4} := \sqrt[3]{\frac{1}{2 \cdot l_s} \cdot (P_{la4}^3 \cdot S_1 + P_{44}^3 \cdot S_2 + P_{1d4}^3 \cdot S_3 + P_{ra4}^3 \cdot S_1 + P_{44}^3 \cdot S_2 + P_{rd4}^3 \cdot S_3)} = 2.526 \times 10^3 \text{ N} \quad (62)$$

Kde l_s [mm] je zdvih, P_{lai} [N] zatížení při zrychlení směrem k hlavnímu vřetenu, P_{ii} [N] zatížení při rovnoměrném pohybu, P_{ldi} [N] zatížení při zpomalení směrem k hlavnímu vřetenu, P_{rai} [N] zatížení při zrychlení směrem od hlavního vřetene, P_{rdi} [N] zatížení při zpomalení od hlavního vřetene, S_1 [mm] dráha pro rozběh, S_2 [mm] dráha rovnoměrný pohyb, S_3 [mm] dráha pro zpomalení.

Výpočet životnosti:

Při výpočtu životnosti je nutné stanovit faktor zatížení dle tabulky č. 6.

Vliv vibrací	Rychlost	f_w
nejslabší	$V \leq 0.25 \text{ m/s}$	1 – 1.2
slabý	$0.25 < V \leq 1 \text{ m/s}$	1.2 – 1.5
střední	$1 < V \leq 2 \text{ m/s}$	1.5 – 2
silný	$V > 2 \text{ m/s}$	2 – 3.5

Tab. č. 7 Faktor zatížení [30]

$$L_1 := \left(\frac{C}{f_w \cdot P_{m1}} \right)^3 \cdot 50 \cdot \text{km} = 44727 \cdot \text{km} \quad (63)$$

$$L_2 := \left(\frac{C}{f_w \cdot P_{m2}} \right)^3 \cdot 50 \cdot \text{km} = 44727 \cdot \text{km} \quad (64)$$

$$L_3 := \left(\frac{C}{f_w \cdot P_{m3}} \right)^3 \cdot 50 \cdot \text{km} = 521637 \cdot \text{km} \quad (65)$$

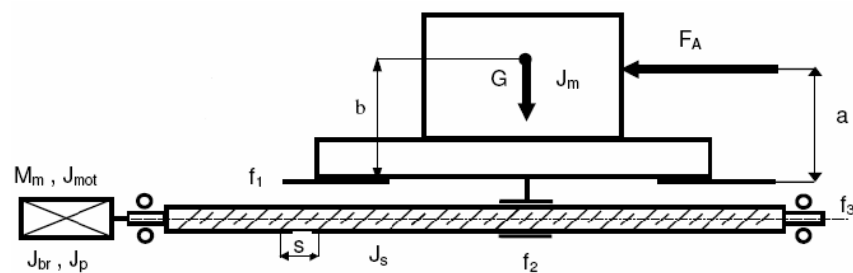
$$L_4 := \left(\frac{C}{f_w \cdot P_{m4}} \right)^3 \cdot 50 \cdot \text{km} = 521637 \cdot \text{km} \quad (66)$$

Kde C [N] je dynamická únosnost, f_w [-] faktor zatížení, P_{mi} [N] ekvivalentní zatížení vozíků.

Limitní životnost vozíku udávaná výrobcem je 20 000 km. Životnost vozíku 1 a 2 vyšla 44727 km, což je dostačující dráha. V tomto případě volba vedení SHS-45C je správná.

14.2 Návrh kuličkového šroubu pro vedení protivřetene

14.2.1 Stanovení momentu motoru z hlediska statiky



Obr. č. 88 Schéma uspořádání kuličkového šroubu a vedení [5]

Vstupní hodnoty:

Požadovaná axiální hodnota

$$F_A := 1000 \text{ N}$$

Zdvih

$$L := 1200 \text{ mm}$$

Hmotnost vřetene a saní

$$m_c := 1433 \text{ kg}$$

Průměr kuličkového šroubu

$$d := 32 \text{ mm}$$

Poloměr kuličkového šroubu

$$r_g := \frac{d}{2} = 16 \text{ mm}$$

Rozměr

$$a := 330 \text{ mm}$$

Rozměr

$$b := 330 \text{ mm}$$

Síla od hmotnosti

$$G := m_c \cdot g = 14052.9 \text{ N}$$

Účinnost ložisek

$$\eta_L := 0.92$$

Počet ložisek v bloku	$j := 1$
Účinnost převodu	$\eta_p := 1$
Převodový poměr	$i := 1$
Účinnost kuličkového šroubu	$\eta_s := 0.92$
Účinnost vedení	$\eta_v := 0.98$
Celková účinnost	$\eta_c := \eta_s \cdot \eta_L^j \cdot \eta_v \cdot \eta_p$
Sklon vedení	$\alpha := 0 \text{ deg}$
Součinitelé tření ve vedení	$f_1 := 0.002$
Součinitel tření v matici	$f_2 := 0.002$
Součinitel tření v kuličkovém šroubu	$f_3 := 0.003$

Moment na kuličkového šroubu:

Zvolený kuličkový šroub HBN 3210 – 5, má stoupání závitu $P = 10 \text{ mm}$.

$$M_s := \frac{F_A \cdot P}{2 \cdot \pi} = 15.915 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (67)$$

Kde $F_A [\text{N}]$ je požadovaná axiální síla, $P [\text{mm}]$ stoupání kuličkového šroubu.

Moment složky tíhové síly:

$$M_{GT} := \frac{G \cdot P \cdot \sin(\alpha)}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_c} = 0 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (68)$$

Kde $G [\text{N}]$ je hmotnostní síla, $P [\text{mm}]$ stoupání kuličkového šroubu.

Moment zátěže od třecích sil:

$$M_G := \frac{G \cdot P \cdot f_1 \cdot \cos(\alpha)}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_s \cdot \eta_L^j} = 0.132 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (69)$$

Kde $G [\text{N}]$ je hmotnostní síla, $P [\text{mm}]$ stoupání kuličkového šroubu, $f_1 [-]$ součinitel tření ve vedení, $\eta_s [-]$ účinnost kuličkového šroubu, $\eta_L [-]$ účinnost ložisek.

Pasivní odpor v ložiscích od axiální síly:

$$M_L := \frac{F_A \cdot r_s \cdot f_3}{i \cdot \eta_p} = 0.48 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (70)$$

Kde $F_A [\text{N}]$ je požadovaná axiální síla, $r_s [\text{mm}]$ poloměr kuličkového šroubu, $f_3 [-]$ součinitel tření v kuličkovém šroubu, $\eta_p [-]$ účinnost převodu.

Pasivní odpor v kuličkovém šroubu:

$$F_p := 0.35 F_A = 3500 \text{ N} \quad (71)$$

$$M_{K\dot{S}M} := \frac{F_p \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_p} \cdot (1 - \eta_s^2) + \frac{(F_A + G \cdot f_1 \cdot \sin(\alpha)) \cdot r_s \cdot f_2}{i \cdot \eta_p} = 1.176 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (72)$$

Kde F_p [N] je síla předepnutí, P [mm] stoupání kuličkového šroubu, η_s [-] účinnost kuličkového šroubu, F_A [N] požadovaná axiální síla, G [N] hmotnostní síla, f_1 [-] součinitel tření ve vedení, r_s [mm] poloměr kuličkového šroubu, f_2 [-] součinitel tření v matici, η_p [-] účinnost převodu, i [-] převodový poměr.

Pasivní moment od síly F_A :

$$F_{TV} := \frac{3 \cdot F_A \cdot a}{L} \cdot f_1 + G \cdot f_1 \cdot \sin(\alpha) = 41.25 \text{ N} \quad (73)$$

$$M_F := \frac{F_{TV} \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_s \cdot \eta_L^j \cdot \eta_p} = 0.078 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (74)$$

Kde F_{TV} [N] je třecí síla ve vedení, F_A [N] požadovaná axiální síla, f_1 [-] součinitel tření ve vedení, L [mm] zdvih, G [N] hmotnostní síla, P [mm] stoupání kuličkového šroubu, η_s [-] účinnost kuličkového šroubu, η_L [-] účinnost ložisek, η_p [-] účinnost převodu.

Celkový statický moment zátěže redukováný na hřídel motoru:

$$M_{ZRHM} := M_{GT} + M_G + M_L + M_{K\dot{S}M} + M_F = 1.865 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (75)$$

Kde M_{GT} [Nm] je moment složky tíhové síly, M_G [Nm] moment zátěže od třecích sil, M_L [Nm] pasivní odpor v ložiscích, $M_{K\dot{S}M}$ [Nm] pasivní odpor v kuličkovém šroubu, M_F [Nm] pasivní moment od síly F_A .

Potřebný moment motoru z hlediska statiky:

$$M_m := \frac{F_A \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_L^j \cdot \eta_p} + M_{ZRHM} = 19.165 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (76)$$

Kde F_A [N] je požadovaná axiální síla, P [mm] stoupání kuličkového šroubu, η_L [-] účinnost ložisek, η_p [-] účinnost převodu, M_{ZRHM} [Nm] celkový statický moment zátěže redukováný na hřídel motoru.

14.2.2 Posouzení z hlediska kinematiky

Posunová rychlost $v = 10$ m/min a doba rozběhu $t_1 = 0,1$ s, doba při brždění $t_3 = 0.2$ s, byla stanovena už při volbě vedení. Těmito hodnotami je daná dráha

rozběhu $S_1 = 9$ mm a dráha zpomalení $S_3 = 17$ mm. Dráha při rovnoměrném pohybu je $S_2 = 1192$ mm. Celý cyklus je na obr. č. 85.

Výpočet času t_2 :

$$t_2 := \frac{S_2}{v} = 7.152s \quad (77)$$

Kde S_2 [m] je dráha při rovnoměrném pohybu, v [m/s] rychlost pohybu.

Celková doba cyklu:

$$t := t_1 + t_2 + t_3 = 7.452s \quad (78)$$

Kde t_1 [s] je doba rozběhu, t_2 [s] doba při rovnoměrném pohybu, t_3 [s] doba při brždění.

14.2.3 Posouzení z hlediska dynamiky a stanovení skutečného momentu motoru

Pro náhon kuličkového šroubu volím motor Siemens 1FK7SP SP 060S-MF1 s planetární převodovkou. Výhodou je, že tento motor díky planetové převodovce umí držet svou pozici, plynulý chod a přesnost.

Moment setrvačnosti protivřetene a saní redukováný do osy šroubu:

$$J_m := m_c \cdot \left(\frac{P}{2 \cdot \pi} \right)^2 = 3.63 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot \text{kg} \quad (79)$$

Kde m_c [kg] je hmotnost protivřetene a saní, P [m] stoupání šroubu.

Moment setrvačnosti motoru:

Z katalogu Siemens jsem zjistil hodnotu momentu setrvačnosti motoru.

$$J_{\text{MOT}} := 54 \cdot 10^{-4} \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti kuličkového šroubu:

Z katalogu THK jsem zjistil hodnotu momentu setrvačnosti šroubu při délce šroubu 1460mm.

$$J_{\xi} := 0.00117968 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti motoru redukováný na hřídel motoru:

$$J_{\text{RMH}} := J_{\text{MOT}} + J_{\xi} + J_m = 0.01 \text{ m}^2 \cdot \text{kg} \quad (80)$$

Kde J_{MOT} [kg.m²] je moment setrvačnosti motoru, J_s [kg.m²] moment setrvačnosti kuličkového šroubu, J_m [kg.m²] moment setrvačnosti materiálu.

Skutečná doba rozběhu:

Otáčky motoru $n_m = 4400$ ot/min a maximální moment motoru $M_M = 26$ Nm.

$$t_R := \frac{J_{\text{RMH}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_m}{(M_M - M_{\text{ZRHM}}) \cdot \eta_c} = 0.227\text{s} \quad (81)$$

Kde J_{RMH} [kg.m²] je moment motoru redukováný na hřídel motoru, n_m [s⁻¹] jmenovité otáčky motoru, M_M [Nm] max. moment motoru, M_{ZRHM} [Nm] statický moment zátěže redukováný na hřídel motoru, η_c [-] celková účinnost.

Úhlové zrychlení šroubu:

$$\varepsilon_m := \frac{2 \cdot \pi \cdot n_m}{t_R} = 2.032 \times 10^3 \frac{1}{\text{s}^2} \cdot \text{rad} \quad (82)$$

Kde n_m [s⁻¹] jsou jmenovité otáčky motoru, t_R [s] skutečná doba rozběhu motoru.

Skutečný potřebný moment motoru:

$$M_{\text{MD}} := J_{\text{RMH}} \varepsilon_m + M_{\text{ZRHM}} = 21.735 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (83)$$

Kde J_{RMH} [kg.m²] je moment motoru redukováný na hřídel motoru, ε_m [rad/s²] úhlové zrychlení kuličkového šroubu, M_{ZRHM} [Nm] statický moment zátěže redukováný na hřídel motoru.

Zvolený motor Siemens 1FK7SP 060S-MF1 má maximální zatěžovací moment $M_M = 26$ Nm, vypočtený potřebný moment $M_{\text{MD}} = 21,735$ Nm. Z toho výpočtu je motor zvolen správně, v následujícím kroku se musí spočítat životnost šroubu.

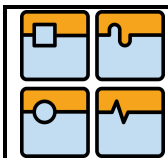
14.2.4 Výpočet životnosti kuličkového šroubu

Výpočet středního zatížení a středních otáček:

Protože motor stále nepracuje na maximální zatížení a maximální otáčky, je potřeba vypočítat efektivní hodnotu těchto parametrů na základě procentuálního časového využití $T = 100\%$.

$$F_m := \sqrt{\frac{F_A^2 \cdot \frac{1}{4} \cdot T + \left(\frac{3}{4} \cdot F_A\right)^2 \cdot \frac{1}{4} \cdot T + \left(\frac{1}{2} \cdot F_A\right)^2 \cdot \frac{1}{4} \cdot T + \left(\frac{1}{4} \cdot F_A\right)^2 \cdot \frac{1}{4} \cdot T}{T}} = 6.847 \times 10^3 \text{ N} \quad (84)$$

Kde F_A [N] je požadovaná axiální síla, T [%] je čas vyjádřený v procentech.



$$n_{mm} := \sqrt{\frac{n_m^2 \cdot \frac{1}{4} \cdot T + \left(\frac{3}{4} \cdot n_m\right)^2 \cdot \frac{1}{4} \cdot T + \left(\frac{1}{2} \cdot n_m\right)^2 \cdot \frac{1}{4} \cdot T + \left(\frac{1}{4} \cdot n_m\right)^2 \cdot \frac{1}{4} \cdot T}{T}} = 3012.5 \frac{1}{\text{min}} \quad (85)$$

Kde n_m [min^{-1}] jsou otáčky motoru, T [%] čas vyjádřený v procentech.

Výpočet životnosti v provozních hodinách:

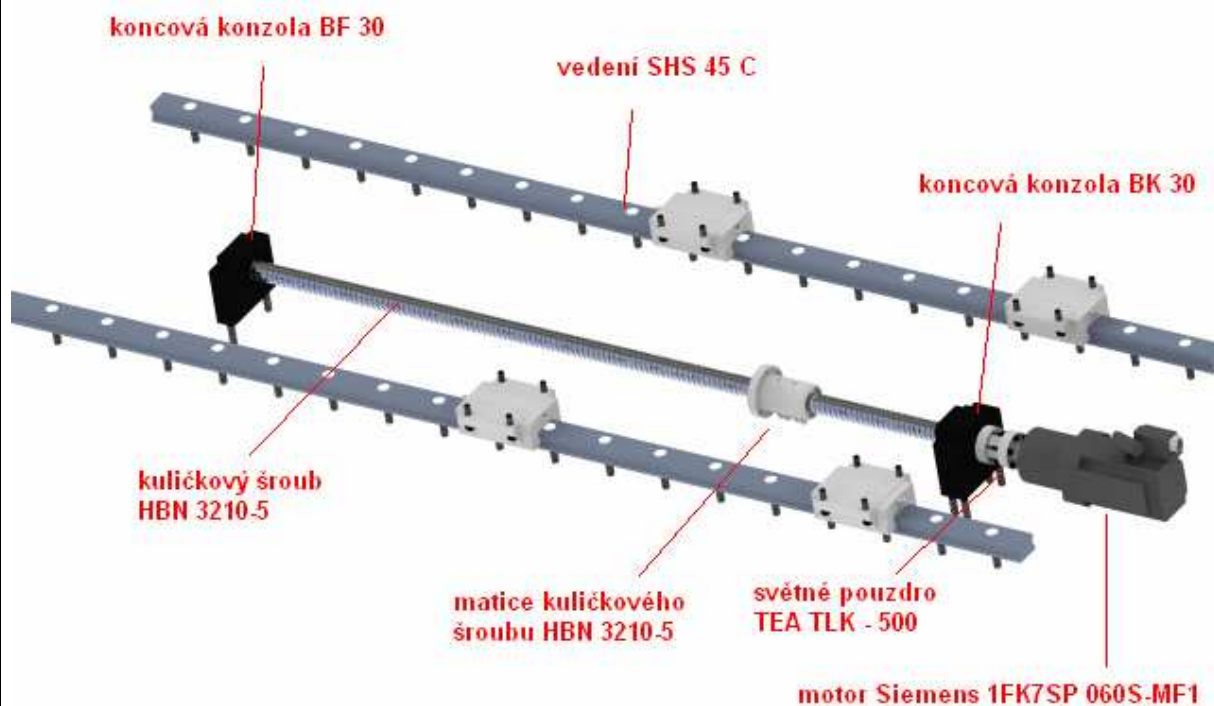
V katalogu THK pro zvolený kuličkový šroub HBN 3210-5 je dynamická únosnost $C_a = 102,9$ kN a statická únosnost $C_{0a} = 191,3$ kN, koeficient jakosti a stavu materiálu $f_m = 1,25$.

$$L_c := \left(\frac{C_a \cdot f_m}{F_m} \right)^3 \cdot 10^6 = 6.631 \times 10^9 \quad (86)$$

$$L_h := \frac{L_c}{n_{mm}} = 36685 \cdot \text{hr} \quad (87)$$

Kde C_a [N] je dynamická únosnost kuličkového šroubu, f_m [-] koeficient jakosti a stavu materiálu, F_m [N] efektivní zatížení kuličkového šroubu, L_c [-] počet cyklů, n_{mm} [hod^{-1}] otáčky v hodinách.

U kuličkového šroubu HBN 3210-5 se za mezní hranici považuje 20000 provozních hodin, vypočtená provozní doba je 36685 hodin. Šroub je navržen správně.

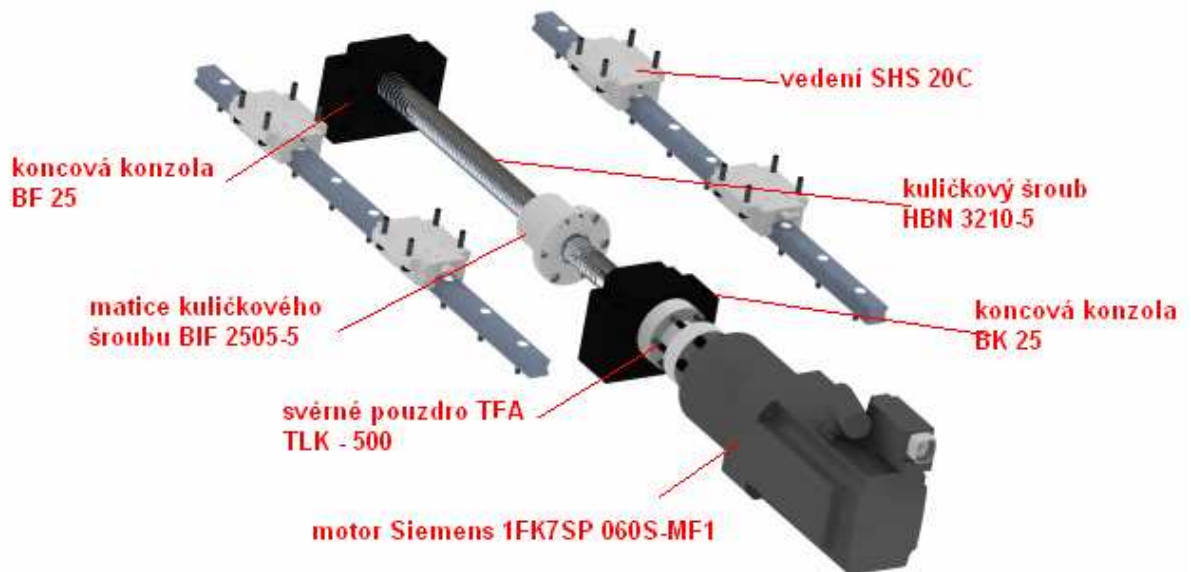


Obr. č. 89 Vedení a kuličkový šroub pro pojezd protivřetene

14.3 Návrh vedení a kuličkového šroubu pro příčný pojezd revolverové hlavy

Protože je tento výpočet víceméně identický jako návrh vedení a kuličkového šroubu pro protivřeteno, liší se pouze v zatížení jednotlivých vozíků a volbě jiného kuličkového šroubu, přikládám tento výpočet pouze v elektronické příloze na CD v programu mathcad 14.

Zvolené vedení je od firmy THK SHS 20C. Životnost tohoto vedení 45459 km (firma THK udává limitní životnost 20000 km). U navrženého kuličkového šroubu BIF 2505-5 vychází životnost 36685 provozních hodin.



Obr. č. 90 Vedení a kuličkový šroub pro příčný pojezd revolverové hlavy

14.4 Návrh vedení a kuličkového šroubu pro podélný pojezd revolverové hlavy

Protože je tento výpočet víceméně identický jako návrh vedení a kuličkového šroubu pro protivřeteno, liší se pouze v zatížení jednotlivých vozíků a volbě jiného kuličkového šroubu, přikládám tento výpočet pouze v elektronické příloze na CD v programu Mathcad 14.

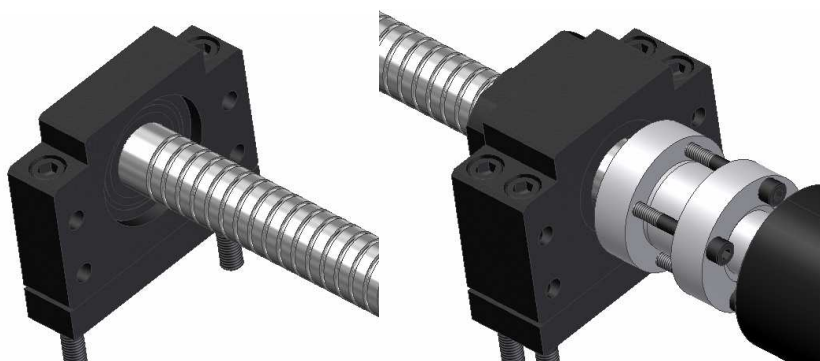
Zvolené vedení je od firmy THK SHS 25C. Životnost tohoto vedení 81023 km (firma THK udává limitní životnost 20000 km). U navrženého kuličkového šroubu BIF 3610-10 vychází životnost 48077 provozních hodin.



Obr. č. 91 Vedení a kuličkový šroub pro podélný pojezd revolverové hlavy

14.5 Uložení kuličkových šroubů

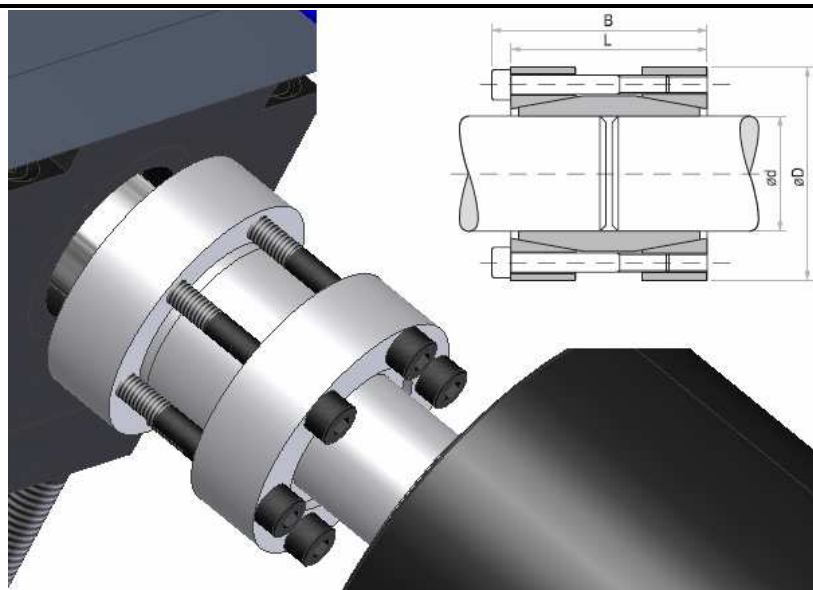
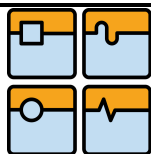
Pro uložení kuličkových šroubů se používají koncové konzoly. Jsou k dispozici v šesti typech. Protože volím na straně motoru pevné uložení a na druhé straně letmé uložení, vybral jsem modely BF a BK (obr. č. 92). Koncová konzola na pevné straně obsahuje úhlové ložisko třídy JIS 5 s nastaveným předběžným zatížením.



Obr. č. 92 Koncové konzoly BF a BK

14.6 Přenos krouticího momentu na kuličkový šroub

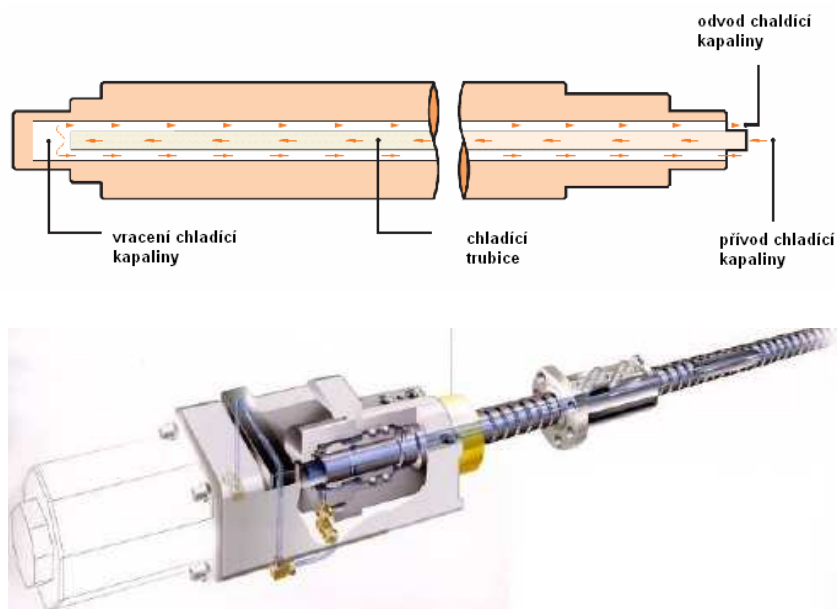
Přenos krouticího momentu z motoru na kuličkový šroub je uskutečňován pomocí svěrného pouzdra od firmy TEA TLK 500 a plní tak funkci pevné spojky. Výhodou je rychlá montáž, demontáž a cena.



Obr. č. 93 Svěrné pouzdro TEA TLK 500

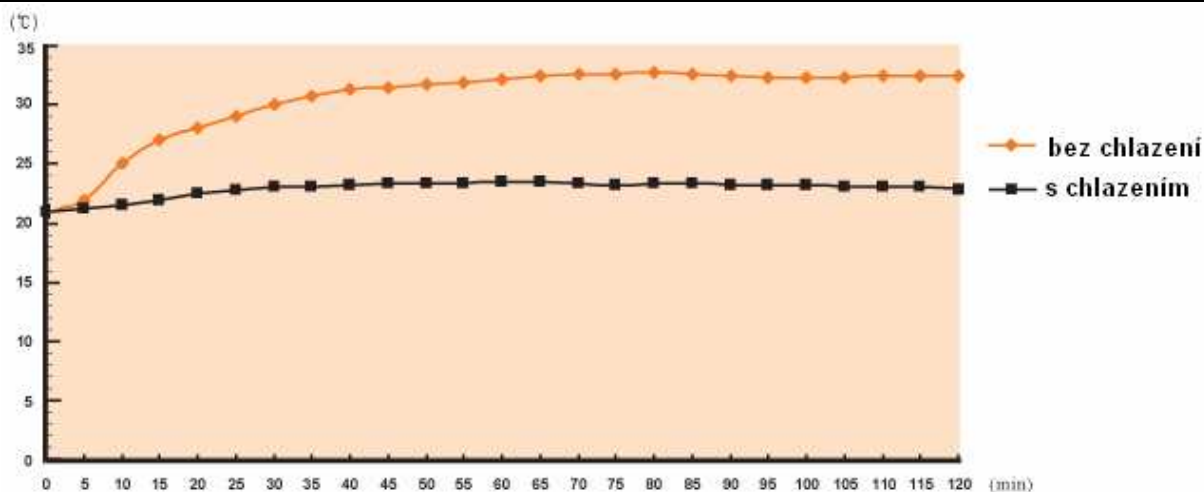
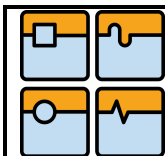
14.7 Chlazení kuličkového šroubu

Při provozních podmínkách dochází k oteplení kuličkového šroubu a tím dochází k jeho nepřesnosti. Aby se zamezilo teplotnímu vlivu, jak od působení okolí stroje, tak i sousedních částí stroje, je potřeba kuličkový šroub chladit. Nejčastější způsob chlazení je chlazení dle obrázku č. 94.



Obr. č. 94 Chlazení kuličkového šroubu [2,31]

Společnost PMI provedla srovnání kuličkového šroubu s chlazením a kuličkového šroubu bez chlazení. Na obrázku č. 95 jde vidět že při prvních 5 minutách chlazení nemá žádný vliv, po uplynutí této doby začne významně teplota ovlivňovat chování kuličkového šroubu.



Obr. č. 95 Vliv chlazení kuličkového šroubu [31]

14.8 Odměřování polohy

Odměřování polohy protivřetene a revolverové hlavy je uskutečňováno pomocí přímého absolutního snímače od firmy Heidenhaim LIC 4015 (obr. č. 96), který má přesnost měření $\pm 5 \mu\text{m}$. Snímač se skládá se snímací hlavy, která je umístěna na pohyblivé části a pravítka s ryskami, které je umístěno na rámu stroje. Výhodou tohoto odměřovacího systému je, že po výpadku elektrického proudu nemusí najíždět znovu na referenční polohy, ale rovnou snímač určí polohu.



Obr. č. 96 Snímač od firmy Heidenhaim LIC 4015 [32]

14.9 Parametry pojezdů

Parametry pojezdů	
Max. rychlost posuvu protivřetene v ose w	10 m/min
Max. rychlost posuvu revolverové hlavy v ose XB	30 m/min
Max. rychlost posuvu revolverové hlavy v ose XZ	30 m/min

Tab. č. 8 Parametry pojezdů

15 Návrh revolverové hlavy

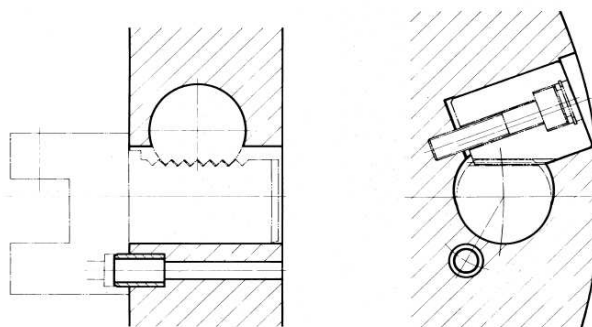
Po domluvě s vedoucím diplomové práce jsme se rozhodli, že revolverová hlava se nakoupí.

15.1 Výběr frézovací hlavy

Jde o revolverovou hlavu bez pohonu nástrojů, protože o pohon nástrojů se bude starat horní frézovací hlava. Vybral jsem firmu Duplomatic, která dodává několik druhů revolverových hlav. Vybral jsem hlavu Duplomatic DM-16. Revolverová hlava je upnuta k saním pomocí 8 šroubů M8.

15.2 Výběr nástrojového disku

Firma Duplomatic dodává různé tvary disků, já zvolil disk DN 200 s možností upnutí až 12 nástrojů. Na obr. č. 97 je zobrazen upínací systém pro držáky nástrojů.



Obr. č. 97 Upínací systém Duplomatic

15.3 Řízení revolverové hlavy

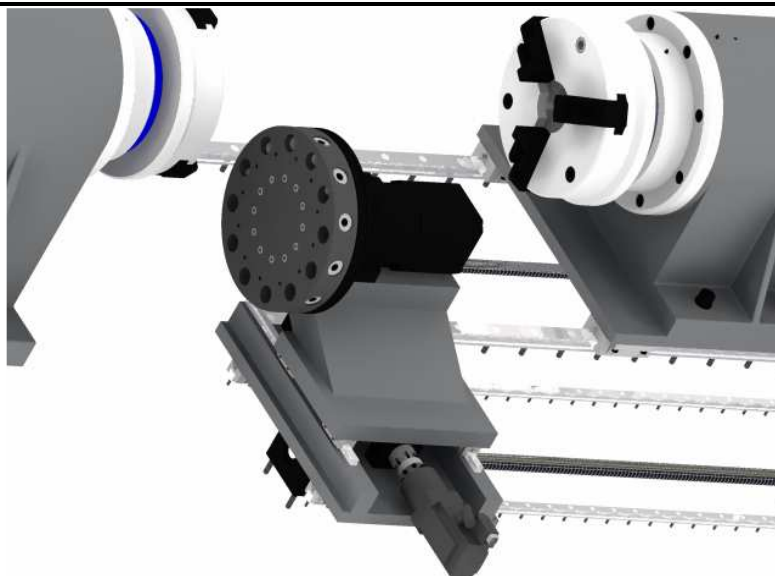
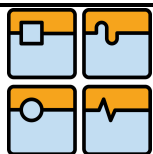
Firma Duplomatic dodává řídicí jednotku (obr. č. 98), výhoda je rychlé elektrické připojení, jediná komponenta ovládá celou hlavu.



Obr. č. 98 Řídicí jednotka Duplomatic

15.4 Model revolverové hlavy

Na obrázku č. 99 je zobrazena revolverová hlava Duplomatic DM – 16 na našem stroji.

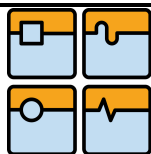


Obr. č. 99 Model revolverové hlavy

15.5 Parametry revolverové hlavy

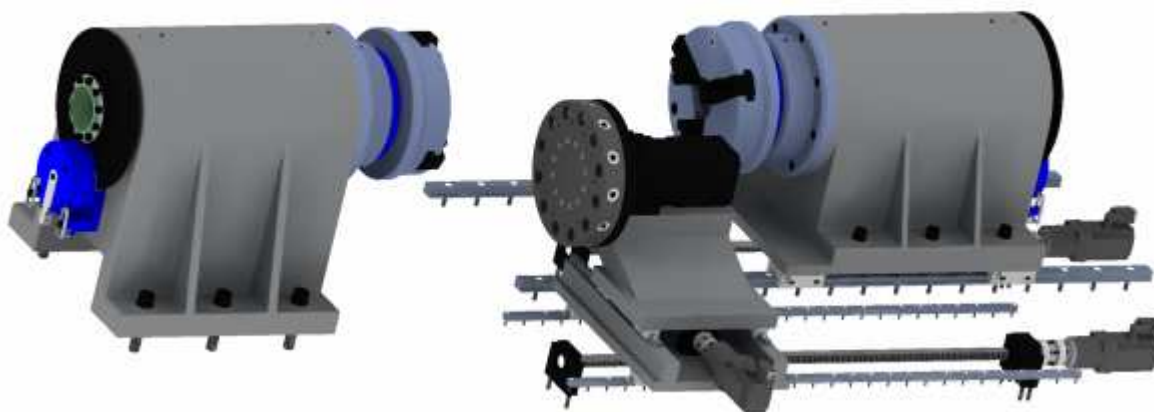
Parametry revolverové hlavy	
Počet nástrojů	8 až 12
Změna pozice	0,23s
Hmotnost (bez nástrojů)	62 kg
Přesnost polohování	$\pm 4 \mu\text{m}$

Tab. č. 9 Parametry revolverové hlavy



16 Sestava modelu

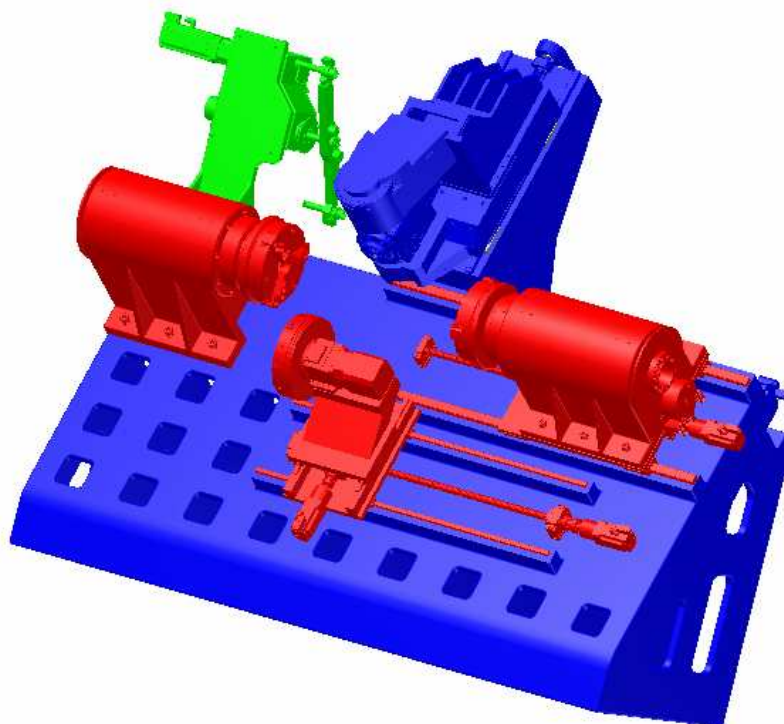
16.1 Model mé sestavy



Obr. č. 100 Model sestavy

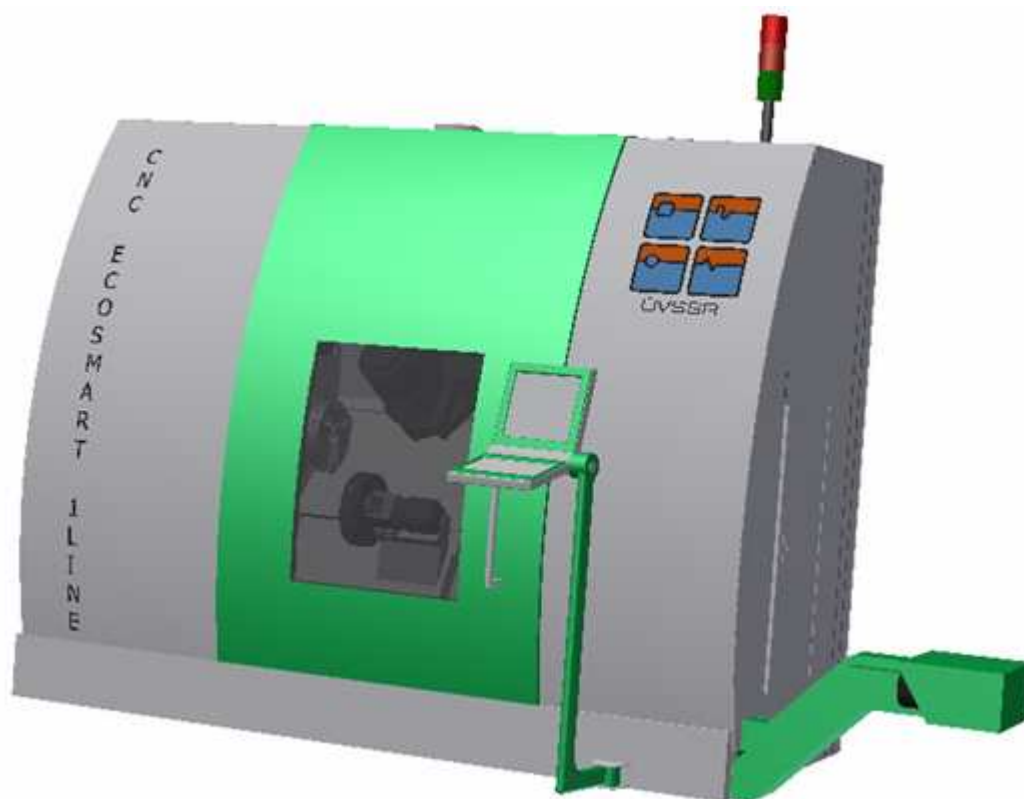
16.2 Model sestavy bez krytů

Na obr. č. 101 je zobrazena celková sestava stroje bez krytů. Červenou barvou jsou zvýrazněny části, které jsem konstruoval já, modrou barvou které konstruoval Bc. Jan Gruník a zelenou barvou které konstruoval Bc. Adam Zbožínek.

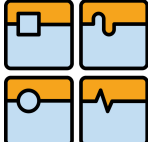


Obr. č. 101 Sestava bez krytů

16.3 Celková sestava



Obr. č. 102 Celková sestava

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 85
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

17 Závěr

Cílem mé diplomové práce bylo provedení rešerše multifunkčních soustružnických center a provedení konstrukce předem zadaných částí stroje. V rešeršní části jsem se zabýval historií a trendy, dále pak samotnými částmi stroje.

Zjistil jsem, že v době ekonomické krize má spousta firem, které konstruují obráběcí centra, problémy s poptávkami na výrobu strojů, např. firma Mazak, která prodává soustruhy řady Quick Turn Smart. Pro tyto soustruhy je typický hranatý tvar krytů, absence hardisku (pro ukládání dat) a řídicí systém na platformě DOS. Druhou cestou jak ušetřit se vydala firma DMG, která dodává stavebnicové soustruhy s omezenými funkcemi a ty se dají dokoupit ve formách balíčků.

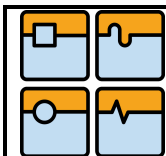
Největší důraz je kladen na rám stroje, který má hlavní podíl na jeho přesnost resp. na kvalitu obráběné plochy. U vřeten strojů se musí vhodně zvolit uložení ložisek (včetně předepnutí), náhonu a odměřování. Ve většině případů se u CNC soustruhů používá valivé vedení, které snižuje tření a odpadá i trhavý pohyb při rozjezdu. Pro posuv břemene (revolverová hlava nebo protivřetena) se využívá kuličkového šroubu a matice.

V závěru rešeršní práce jsou uvedeny druhy revolverových hlav, frézovacích hlav, automatické výměny nástrojů, odvodů třísek a podavačů polotovarů.

V kapitole dvanáct jsem provedl volbu parametrů. Vycházel jsem z parametrů strojů, které jsou reálně vyráběny.

Kapitola třináct obsahuje konstrukci vřetena a protivřetena, která se mohou polohovat v ose C. U takovýchto strojů se vřetena a protivřetena konstruují jako identická. Při návrhu konstrukci vřetena jsem volil pro jednoduchost, kompaktnost a potřeby jediného motoru (jak pro polohování, tak i pro rotaci) elektrovřeteno. Dále jsem v této kapitole věnoval výpočtu a návrhu motoru (Siemens 1FE1145-8WS). Dalším krokem při konstrukci elektrovřetena je volba uložení. Volil jsem ložiska s kosoúhlým stykem SKF 7032 ACD/P4A resp. SKF 7030 CD/P4A, tyto ložiska jsem volil na základě směru zatížení a možnosti dosahování potřebných otáček. Výpočet únosnosti a životnosti jsem provedl na základě svých dosavadních znalostí z předmětu pružnosti a pevnosti. Po výpočtu životnosti ložisek jsem se věnoval jejich mazání, které je prováděno obsluhou stroje po určité době, pomocí maznic M6 JIS B 1575 a přívodních kanálků. Pro přesnost obrábění a přenos axiálních sil je potřeba hlavní ložiska předepínat. Volil jsem předepínání vnějších kroužků ložisek za pomoci pružin a předepínání vnitřních kroužků ložisek za pomoci matice. Protože při obrábění dochází k častému oteplování vřetene, navrhl jsem chlazení celého vřetene, na základě nuceného oběhu chladicího média. Při řešení řízení motoru (otáček a polohy) jsem volil řídicí jednotku SINAMICS S120 od společnosti Siemens. Odměřování polohy bude obstarávat optický úhlový snímač od firmy Renishaw (snímací hlava TONIC T2000 a kroužek s ryskami). U elektrovřeten je důležitou součástí brzda, jak z hlediska bezpečnostního, tak z hlediska aretace polohy (motor nemusí držet polohu). Brzdu jsem volil od firmy MAYR (ROBA diskstop velikost 7).

V kapitole čtrnáct jsem se zabýval návrhem pojezdů. Navrhl jsem valivé vedení, protože mají možnost neomezených zdvihů a možnosti axiálního a radiálního zatížení. Volil jsem vedení od firmy THK SHS-C. Prvním krokem bylo rozdělení zatížení od břemene na jednotlivé vozíky. Dále jsem spočítal statický bezpečnostní faktor, určil jsem cyklus pohybu (průběh zrychlení a zpomalení) a vypočítal jsem zatížení vozíků při dynamickém namáhání. Z těchto hodnot bylo potřeba určit efektivní hodnotu zatížení a spočítat životnost pro každý vozík. Dále jsem navrhl



DIPLOMOVÁ PRÁCE

kuličkový šroub (HBN 3210-5), motor pro pohon kuličkového šroubu jsem volil od firmy Siemens (1FK7SP SP 060S-MF1 s planetární převodovkou). Výpočet jsem ukončil po určení životnosti kuličkového šroubu. Protože další návrhy pro pojezdy revolverové hlavy jsou víceméně identické, přiložil jsem je pouze na CD ve formě elektronické přílohy. K uložení kuličkového šroubu jsem volil na straně motoru pevné uložení a na straně druhé letmé uložení. Pro uložení jsem použil koncové konzoly od firmy THK BK a BF. Abych zamezil teplotnímu vlivu, navrhl jsem chlazení kuličkového šroubu pomocí chladicí trubice, která prochází kuličkovým šroubem. Odměřování polohy celého pojezdu je uskutečňováno pomocí přímého absolutního snímače od firmy Heidenhain (LIC 4015), přenos kroutícího momentu z motoru na kuličkový šroub uskutečňují svěrná pouzdra od firmy TEA (TLK 500).

Po domluvě s vedoucím diplomové práce jsem se rozhodl revolverovou hlavu nakoupit. Z důvodu negativního vyjádření firem jsem byl nucen zvolit revolverovou hlavu firmy Duplomatic (DM-16), která je bez pohonu nástrojů, o pohon nástrojů se stará frézovací hlava.

V kapitole šestnáct je zobrazena má sestava a celková sestava celého konstrukčního týmu.

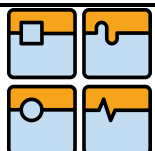
Náš multifunkční obráběcí soustruh má parametry srovnatelné se soustruhem firmy DMG CTX 510.

Parametry vřetene	
Oběžný průměr nad ložem	500 mm
Max. délka soustružení	1200 mm
Max. Ø soustružení	350 mm
Max. Ø průchodu tyče vřetenem	110 mm
Max. výkon vřetene S1/S6	67,4/80 kW
Max. kroutící moment S1/S6	585/795 Nm
Parametry revolverové hlavy	
Počet nástrojů	8 až 12
Změna pozice	0,23s
Hmotnost (bez nástrojů)	62 kg
Přesnost polohování	± 4 µm
Parametry posuvů	
Max. rychlost posuvu protivřetene v ose w	10 m/min
Max. rychlost posuvu revolverové hlavy v ose XB	30 m/min
Max. rychlost posuvu revolverové hlavy v ose XZ	30 m/min

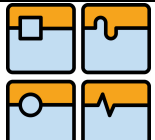
Tab. č. 10 Parametry stroje

18 Seznam použité literatury

- [1] MAREK, J. Konstrukce CNC obráběcích strojů. 1. vyd. Praha : [s.n.], 2006. 282 s. ISBN 1212-2572.
- [2] SHIGLEY, J. E. *Mechanical engineering design / 7th ed.* Boston, Mass ; London : McGraw-Hill, 2004. xxiii, 1030 s. : il. ISBN 0-07-252036-1
- [3] TKADLEC, D. *Návrh dvouosé automatické vidlicové frézovací hlavy osazené elektrovřetem s aplikací pohonů Harmonic-Drive* . Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 90 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Michal Holub.
- [4] ŠVÁČEK, K. Deskripce vedení u obráběcích strojů . Brno: Vysoké učení t echnické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 36 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Michal Holub
- [5] MAREK, J. Základy stavby výrobních strojů. (přednáška) Brno :VUT, září – prosinec 2009.
- [6] HOLUB, M. Mechanizace a automatizace VS. (přednáška) Brno :VUT, 29. 10. 2009.
- [7] *Yamazaki Mazak Europe* [online]. 2007 [cit. 2010-10-12]. QUICK TURN SMART 200. Dostupné z WWW: <<http://www.mazak.eu/jkcm/Default.aspx?pg=927&lang=1>>.
- [8] *DMG* [online]. 2007 [cit. 2010-10-12]. CTX | CNC universal lathes. Dostupné z WWW: <<http://www.dmgbno.cz/en,turning,ctx>>.
- [9] *Mori Seiki - The Machine Tools Company* [online]. 2002 [cit. 2010-10-12]. CNC Lathes . Dostupné z WWW: <http://www.moriseiki.com/english/products/lathe/02/duraturm_index.html>.
- [10] *Tajmac - ZPS Zlín* [online]. 2002 [cit. 2010-10-12]. MORI-SAY TMZ642CNC. Dostupné z WWW: <http://www.moriseiki.com/english/products/lathe/02/duraturm_index.html>.
- [11] *Mori Seiki - Click news* [online]. 2009 [cit. 2010-10-12]. NT1000 Compact Integrated Mill Turn Center that provides integrated machining. Dostupné z WWW: <<http://www.moriseiki.com/english/mail/user/ue0906s66c/0906uec02.html>>
- [12] Beton a přírodní žula při výrobě loží a rámu obráběcích strojů . *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2003, MM 2003 / 5, [cit. 2011-03-10]. Dostupný z WWW: <<http://www.mmspektrum.com/clanek/beton-a-prirodni-zula-pri-vyrobe-lozi-a-ramu-obrabecich-stroju>>.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 88
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [13] *Siemens* [online]. 2004 [cit. 2010-10-12]. Asynchronní servomotory. Dostupné z WWW: <<http://www1.siemens.cz/ad/current/index.php?ctxnh=b8fe66da66&ctxp=home>>.
- [14] *Svět CNC strojů* [online]. 2005 [cit. 2010-10-12]. Podstatnou částí cnc a jiných podobných strojů jsou jejich vodící plochy. Dostupné z WWW: <<http://www.cnc.estranky.cz/clanky/linearni-vedeni.html>>.
- [15] *Stuart King* [online]. 2008 [cit. 2010-09-10]. History of the Lathe. Dostupné z WWW: <<http://www.stuartking.co.uk/index.php/history-of-the-lathe-part-one-reciprocal-motion/>>.
- [16] KOLÁŘ, P. Vývojové trendy soustružnických strojů. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 10. 12. 2009, MM 2009 / 12, [cit. 2011-03-10]. Dostupný z WWW: <<http://www.mmspektrum.com/clanek/vyvojove-trendy-soustruznickych-stroju-male-a-stredni-velikosti>>.
- [17] *Baking s.r.o.* [online]. 2009 [cit. 2010-10-12]. Šneky a ozubené hřebeny. Dostupné z WWW: <<http://www.baking.cz/>>.
- [18] *Siemens* [online]. 2004 [cit. 2010-10-12]. Synchronní servomotory. Dostupné z WWW: <<http://www1.siemens.cz/ad/current/index.php?ctxnh=b58f699a57&ctxp=home>>.
- [19] *DUPLOMATIC* [online]. 2009 [cit. 2010-10-12]. Automatické revolverové hlavy elektromechanické, s řízeným servomotorem nebo přímým motorem. Dostupné z WWW: <<http://www.ciessetrade.cz/DUPLOMATIC/Automaticke-revolverove-hlavy>>.
- [20] *Lathes and their uses* [online]. 2004 [cit. 2010-09-10]. History of lathes. Dostupné z WWW: <<http://www.lathe.co.uk/history-of-lathes/>>.
- [21] *Siemens* [online]. 2004 [cit. 2011-03-17]. SINAMICS S120 - Siemens . Dostupné z WWW: <<http://www.automation.siemens.com/mcms/mc/en/converters/low-voltage-converters/sinamics-s/motion-control-drives/Pages/sinamics-s120.aspx>>.
- [22] *ASTOS Dopravníky třísek a filtrace* [online]. 2009 [cit. 2010-10-12]. Dopravníky třísek . Dostupné z WWW: <<http://www.astos.cz/cs/produkty/dopravniky/>>.
- [23] *CNC technology* [online]. 2009 [cit. 2010-10-12]. Podavače tyčí SPACESAVER. Dostupné z WWW: <<http://www.cnctech.cz/podavac-tyci>>.
- [24] *MPC barpuller.com* [online]. 2009 [cit. 2010-10-12]. P3-finger Grippex. Dostupné z WWW: <<http://www.barpuller.com/>>.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 89
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [25] Siemens [online]. 2004 [cit. 2011-03-17]. 1FE1 built-in-motors. Dostupné z WWW: <<http://www.automation.siemens.com/mcms/mc/en/motors/servo-and-main-spindle-motors/built-in-motors/1fe1-built-in-motors/Pages/1fe1-built-in-motors.aspx>>.
- [26] Siemens [online]. 2004 [cit. 2011-03-17]. 1FE1 built-in-motors. Dostupné z WWW: <<http://support.automation.siemens.com/WW/llisapi.dll?func=cslib.csinfo&idxSrc0=1FE&nav0=tree> <=en&siteid=cseus&aktprim=0&extranet=standard&viewreg=WW&objid=10803977&treeLang=en>.
- [27] Bazoš.cz [online]. 2010 [cit. 2010-10-12]. Soustruh TOS SV 18 RA/750. Dostupné z WWW: <<http://stroje.bazos.cz/inzerat/9191918/Soustruh-TOS-SV-18-RA750.php>>.
- [28] MAYR [online]. 2009 [cit. 2011-03-17]. ROBA-diskstop. Dostupné z WWW: <<http://www.mayr.com/en/products/safety-brakes/roba-diskstop/>>.
- [29] THK [online]. 2006 [cit. 2011-03-17]. SHS-C. Dostupné z WWW: <https://tech.thk.com/en/products/thk_cat_main_fourth.php?id=1101>.
- [30] THK [online]. 2006 [cit. 2011-03-17]. Global Standard size Model SHS. Dostupné z WWW: <https://tech.thk.com/en/products/thk_cat_main.php?id=399>.
- [31] PMI [online]. 2009 [cit. 2011-03-17]. PMI-GROUP// PMI PRECISION MOTION INDUSTRIES, INC. - Ballscrew - Hollow Coling System. Dostupné z WWW: <http://www.pmi-amt.com/products/pmi_10.html>.
- [32] HEIDENHAIN [online]. 2011 [cit. 2011-03-17]. Měření délek: otevřené lineární snímače - HEIDENHAIN . Dostupné z WWW: <http://www.heidenhain.cz/fileadmin/pdb/media/img/208_960-28_Exposed%20Linear%20Encoders.pdf>.
- [33] CIESSETRADE [online]. 2007 [cit. 2011-03-17]. DUPLOMATIC AUTOMAZIONE. Dostupné z WWW: <<http://www.ciessetrade.cz/pmwiki/uploads/DUPLOMATIC/DM.pdf>>.

19 Seznam obrázků a tabulek

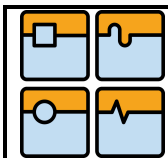
Obr. č. 1	Ilustrace z hrobky Petosiris [15]	15
Obr. č. 2	Šlapací soustruh [5]	15
Obr. č. 3	Soustruh s kolem [15]	16
Obr. č. 4	Závitořez [5]	16
Obr. č. 5	Revolverový soustruh a Universální soustruh [5]	16
Obr. č. 6	Soustruh SV-18 R [27]	16
Obr. č. 7	Soustruh Quick Turn Smart [7]	17
Obr. č. 8	Soustruh DMG CTX 310 ECO [8]	17
Obr. č. 9	Soustruh DuraTurn 2550 MC [9]	18
Obr. č. 10	Soustruh Doosan Puma 480XLM [16]	18
Obr. č. 11	Soustruh MORI-SAY TMZ642CNC [10]	18
Obr. č. 12	Soustruh Mori Seiki NZ [16]	19
Obr. č. 13	Multifunkční centrum Mazak Integrex i-150 [16]	19
Obr. č. 14	Materiály pro stavbu rámů [1]	21
Obr. č. 15	Svařovaný rám a Odlívaný rám [5]	22
Obr. č. 16	Rám z přírodní žuly [5]	23
Obr. č. 17	Rám z polymerického betonu [5]	24
Obr. č. 18	Rám z vláknových kompozitů [5]	24
Obr. č. 19	Rám z keramického materiálu [5]	25
Obr. č. 20	Rám z UHP betonu [5]	25
Obr. č. 21	Odlitek vyplněný pískem [5]	26
Obr. č. 22	Detail sestavení křížových saní [5]	27
Obr. č. 23	Rám z oceli a Al pěny [5]	27
Obr. č. 24	Stavitelné prvky pro ukládání strojů na základ [1]	29
Obr. č. 25	Pružné uložení soustavy [1]	29
Obr. č. 26	Deformace vřetena [1]	30
Obr. č. 27	Uspořádání ložisek [1]	30
Obr. č. 28	Mazání vřetenových ložisek [1]	31
Obr. č. 29	Přímý náhon	32
Obr. č. 30	Náhon s ozubeným převodem	32
Obr. č. 31	Náhon s řemenovým převodem	32
Obr. č. 32	Elektrovřeteno [1]	32
Obr. č. 33	Asynchroní servomotor [13]	33
Obr. č. 34	Odměřovací systém firmy Renishaw [1]	33
Obr. č. 35	Vedení CNC strojů [1]	34
Obr. č. 36	Vedení pinoly koníku [4]	34
Obr. č. 37	Otevřené hydrostatické vedení [1]	35
Obr. č. 38	Uzavřené hydrostatické vedení [1]	35
Obr. č. 39	Závislost součinitele tření na rychlosti [1]	35
Obr. č. 40	Porovnání valivého vedení a kluzného vedení [1]	36
Obr. č. 41	Valivá vedení pro malý zdvih [4]	36
Obr. č. 42	Valivá vedení pro velký zdvih [4]	36
Obr. č. 43	Kuličkové vedení od firmy SKF [14]	37
Obr. č. 44	Aerostatické vedení [14]	37
Obr. č. 45	Kombinovaná vedení [14]	38
Obr. č. 46	Kuličkový šroub [1,2]	38
Obr. č. 47	Převádění kuliček [1]	39

Obr. č. 48	Vymezování vůli KŠM [1]	39
Obr. č. 49	Způsoby zapojení servopohonu na kuličkový šroub [1].....	39
Obr. č. 50	Pastorek a hřeben [5].....	40
Obr. č. 51	Elektrické vymezení vůli Master – Slave [5].....	40
Obr. č. 52	Šnek a šnekový hřeben [17]	41
Obr. č. 53	Synchroní elektronicky komutované elektromotory [18].....	41
Obr. č. 54	Fotoelektrický snímač [1]	42
Obr. č. 55	Laserový snímač [1]	42
Obr. č. 56	Revolverové hlavy [19].....	43
Obr. č. 57	Desky pro upínání nástrojů [19]	43
Obr. č. 58	Revolverové hlavy s pohonem nástrojů [19]	44
Obr. č. 59	Konstrukční řešení osy B [1,3]	45
Obr. č. 60	Zásobníky nástrojů [6].....	46
Obr. č. 61	Rameno 180° s vačkou [6].....	46
Obr. č. 62	Rameno s dvěma motory [6]	46
Obr. č. 63	Dopravník třísek magnetický, mechanický, šnekový, hráblový [22]	47
Obr. č. 64	Podavač tyčí [23]	48
Obr. č. 65	Potahovač tyčí [24]	48
Obr. č. 66	Obráběcí centrum Okumu [1].....	49
Obr. č. 67	Motor Siemens 1FE1145-8WS [25]	51
Obr. č. 68	Výkonová charakteristika motoru [26]	51
Obr. č. 69	Momentová charakteristika motoru [26]	51
Obr. č. 70	Uložení vřetene	53
Obr. č. 71	Zjednodušení uložení pro výpočet reakcí	53
Obr. č. 72	Částečné uvolnění nosníku	53
Obr. č. 73	Axiální síla při soustružení	57
Obr. č. 74	Mazací kanálky pro ložiska	59
Obr. č. 75	Předepínání ložisek	59
Obr. č. 76	Chlazení vřetene	60
Obr. č. 77	Řídící jednotka SINAMICS S120 [21]	60
Obr. č. 78	Odměřování polohy od firmy Renishaw	61
Obr. č. 79	Brzda MAYR ROBA-diskstop [28].....	61
Obr. č. 80	Brzdový systém elektrovřetene.....	62
Obr. č. 81	Řez hlavním vřetenem	62
Obr. č. 82	Protivřeteno	63
Obr. č. 83	Možnost zatížení vedení [29]	64
Obr. č. 84	Zatížení vozíků [30].....	64
Obr. č. 85	Faktor tvrdosti [30]	66
Obr. č. 86	Teplotní faktor [30].....	66
Obr. č. 87	Cyklus rozběhu a brždění protivřetene [30]	68
Obr. č. 88	Schéma uspořádání kuličkového šroubu a vedení [5].....	71
Obr. č. 89	Vedení a kuličkový šroub pro pojezd protivřetene	76
Obr. č. 90	Vedení a kuličkový šroub pro příčný pojezd revolverové hlavy	77
Obr. č. 91	Vedení a kuličkový šroub pro podélný pojezd revolverové hlavy	78
Obr. č. 92	Koncové konzoly BF a BK	78
Obr. č. 93	Svěrné pouzdro TEA TLK 500	79
Obr. č. 94	Chlazení kuličkového šroubu [2,31]	79
Obr. č. 95	Vliv chlazení kuličkového šroubu [31]	80
Obr. č. 96	Snímač od firmy Heidenhaim LIC 4015 [32]	80

Obr. č. 97	Upínací systém Diplomatic	81
Obr. č. 98	Řídící jednotka Diplomatic	81
Obr. č. 99	Model revolverové hlavy	82
Obr. č. 100	Model sestavy	83
Obr. č. 101	Sestava bez krytů	83
Obr. č. 102	Celková sestava	84
Tab. č. 1	Srovnání materiálů [1]	28
Tab. č. 2	Ustavení na základ [1]	28
Tab. č. 3	Volba parametrů	49
Tab. č. 4	Ekvivalentní radiální zatížení součinitelé X a Y [2]	56
Tab. č. 5	Parametry vřetene a protivřetene	63
Tab. č. 6	Kontaktní faktor [30]	67
Tab. č. 7	Faktor zatížení [30]	70
Tab. č. 8	Parametry pojezdů	80
Tab. č. 9	Parametry revolverové hlavy	82
Tab. č. 10	Parametry stroje	86

20 Seznam použitých symbolů a zkratk

č.	číslo	
obr.	obrázek	
tab.	tabulka	
atd.	a tak dále	
atp.	a tak podobně	
tzv.	tak zvaná	
resp.	respektive	
např.	například	
CNC	číslicové řízení počítačem	
Al	hliník	
Si	křemík	
UHP	vysokopevnostní	
HRC	tvrdost podle Rockwella	
A_D	[mm ²]	plocha třísky
h	[mm]	hloubka třísky
s	[mm]	posuv na otáčku
F_a	[N]	axiální řezná síla
C_{Ff}	[MPa]	měrný řezný odpor v axiálním směru materiálu
F_p	[N]	přísuvová řezná síla pro soustružení
C_{Fp}	[MPa]	měrný řezný odpor v radiálním směru materiálu
F_c	[N]	řezná síla
C_{Fc}	[MPa]	měrný řezný odpor materiálu
M_m	[Nm]	potřebný moment motoru
D_{max}	[m]	maximální soustružený průměr
J_{rhm}	[kg.m ²]	moment redukovaný na hřídel motoru
J_m	[kg.m ²]	je moment setrvačnosti motoru
J_{mat}	[kg.m ²]	moment setrvačnosti obrobku
J_{sklic}	[kg.m ²]	moment setrvačnosti sklíčidla
ε_m	[rad/s ²]	úhlové zrychlení motoru
n_N	[min ⁻¹]	jsou jmenovité otáčky motoru
t_r	[s]	požadovaná doba rozběhu
M_{mm}	[Nm]	potřebná velikost momentu pro zrychlení motoru
M_o^I	[Nm]	moment v první části hřídele
M_o^{II}	[Nm]	moment ve druhé části hřídele
M_o^{III}	[Nm]	moment ve třetí části hřídele
M_o^{IV}	[Nm]	moment ve čtvrté části hřídele
F_A	[N]	reakce v místě A
F_C	[N]	reakce v místě C
M	[Nm]	moment od působíště síly na konci obrobku
w_C	[mm]	posunutí v místě C
a	[mm]	rozměr části hřídele
b	[mm]	rozměr části hřídele
c	[mm]	rozměr části hřídele
d	[mm]	rozměr části hřídele
e	[mm]	rozměr části hřídele
J_D	[m ⁴]	kvadratický moment průřezu



DIPLOMOVÁ PRÁCE

J_d	[m ⁴]	kvadratický moment průřezu
D_1	[m]	průměr hřídele pod hlavním ložiskem
D_2	[m]	průměr hřídele pod vedlejším ložiskem
d_d	[m]	průchozí průměr hřídele
F_{Bx}	[N]	axiální reakce v místě B
F_{By}	[N]	radiální reakce v místě B
X_2	[-]	součinitel ekvivalentního radiálního zatížení
Y_2	[-]	součinitel ekvivalentního radiálního zatížení
L_h	[hod]	výpočet životnosti
C_{10}	[N]	dynamická únosnost
C_0	[N]	statická únosnost
F_e	[N]	ekvivalentní zatížení
P_i	[N]	zatížení jednotlivých vozíků v radiálním směru
P_{iT}	[N]	zatížení jednotlivých vozíků v axiálním směru
m_c	[kg]	hmotnost protivřetene
g	[m/s ²]	gravitační zrychlení
θ	[°]	úhel sklonu rámu
l_0	[mm]	vzdálenost vozíku 1 a 2
l_1	[mm]	vzdálenost vozíku 2 a 3
l_2	[mm]	vzdálenost od těžiště saní k těžišti protivřetene v podélném směru
l_3	[mm]	vzdálenost od těžiště saní k těžišti protivřetene v příčném směru
l_4	[mm]	vzdálenost těžiště saní od kuličkového šroubu
l_5	[mm]	vzdálenost těžiště protivřetene od kuličkového šroubu
l_s	[mm]	zdvih
f_H	[-]	faktor tvrdosti
f_T	[-]	teplotní faktor
f_C	[-]	kontaktní faktor
f_S	[-]	statický bezpečnostní faktor
f_w	[-]	faktor zatížení
v	[m/s]	rychlost
a_1	[m/s ²]	zrychlení
a_2	[m/s ²]	zpomalení
t_1	[s]	čas rozběhu
t_2	[s]	čas při rovnoměrném pohybu
t_3	[s]	čas zpomalení
t_c	[s]	celkový čas cyklu
S_1	[mm]	dráha rozběhu
S_2	[mm]	dráha rovnoměrného pohybu
S_3	[mm]	dráha brždění
P_{ii}	[N]	zatížení při rovnoměrném pohybu
m_1	[kg]	hmotnost saní
P_{lai}	[N]	zatížení při zrychlení směrem k hlavnímu vřetenu
P_{ldi}	[N]	zatížení při zpomalení směrem k hlavnímu vřetenu
P_{rai}	[N]	zatížení při zrychlení směrem od hlavního vřetene
P_{rdi}	[N]	zatížení při zpomalení od hlavního vřetene
P_{mi}	[N]	ekvivalentní zatížení vozíků
L_i	[km]	životnost vedení
F_A	[N]	požadovaná axiální síla (kapitola 14.2)

L	[mm]	zdvih
m_c	[kg]	hmotnost vřetene a saní (kapitola 14.2)
d	[mm]	průměr kuličkového šroubu (kapitola 14.2)
r_s	[mm]	poloměr kuličkového šroubu
a	[mm]	vzdálenost působíště F_A od vedení
b	[mm]	vzdálenost těžiště protivřetene od vedení
G	[N]	síla od hmotnosti protivřetene
η_L	[-]	účinnost ložisek
j	[-]	počet ložisek v bloku
η_P	[-]	účinnost převodu
i	[-]	převodový poměr
η_s	[-]	účinnost kuličkového šroubu
η_v	[-]	účinnost vedení
η_c	[-]	celková účinnost
α	[°]	úhel sklonu vedení
f_1	[-]	součinitel tření ve vedení
f_2	[-]	součinitel tření v matici
f_3	[-]	součinitel tření v kuličkovém šroubu
P	[mm]	stoupání kuličkového šroubu
M_s	[Nm]	moment na kuličkovém šroubu
M_{GT}	[Nm]	moment složky tíhové síly
M_G	[Nm]	moment zátěže od třecích sil
M_L	[Nm]	pasivní odpor v ložiscích od axiální síly
F_P	[N]	síla předepnutí
$M_{K\dot{S}M}$	[Nm]	pasivní odpor v kuličkovém šroubu
F_{TV}	[N]	třecí síla ve vedení
M_F	[Nm]	pasivní moment od síly F_A
M_{ZRHM}	[Nm]	celkový statický moment zátěže redukováný na hřídel motoru
J_m	[kg.m ²]	moment setrvačnosti zátěže redukováný do osy šroubu
J_{MOT}	[kg.m ²]	moment setrvačnosti motoru
J_s	[kg.m ²]	moment setrvačnosti kuličkového šroubu
J_{RMH}	[Nm]	moment setrvačnosti motoru redukováný na hřídel motoru
t_R	[s]	skutečná doba rozběhu
n_m	[ot/min]	otáčky motoru
M_M	[Nm]	maximální moment motoru
M_{MD}	[Nm]	skutečný potřebný moment motoru
F_m	[N]	střední zatížení
N_{mm}	[s]	střední otáčky
T	[%]	čas vyjádřený v procentech
L_c	[cykly]	počet cyklů kuličkového šroubu
L_h	[hod]	životnost kuličkového šroubu

Seznam příloh

Příloha č. 1. Výkres sestavy

Přílohy na CD

Příloha č. 2 Model mé sestavy

Příloha č. 3 Model celého stroje

Příloha č. 4 Návrh vedení revolverové hlavy v ose X

Příloha č. 5 Návrh kuličkového šroubu revolverové hlavy v ose X

Příloha č. 6 Návrh vedení revolverové hlavy v ose Z

Příloha č. 5 Návrh kuličkového šroubu revolverové hlavy v ose Z