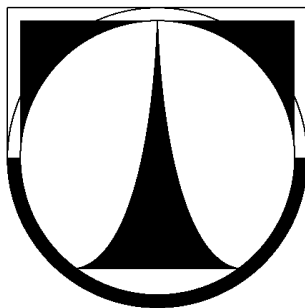


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní



KATEDRA VÝROBNÍCH SYSTÉMŮ

Taha Mazen

NÁVRH SERVOMECHANISMU POHONU POSUVU

SOUSTRUŽNICKÉHO STROJE

Bakalářská práce

2011



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Jméno a příjmení **Mazen Ahmad T a h a**
Studijní program **B2341 Strojírenství**
obor **2301R030 Výrobní systémy**
zaměření **výrobní systémy**

Ve smyslu zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách se Vám určuje bakalářská práce na téma:

Návrh servomechanismu pohonu posuvu soustružnického stroje

Zásady pro vypracování:

(uveďte hlavní cíle bakalářské práce a doporučené metody pro vypracování)

Navrhnete servomechanismus podélného suportu soustružnického stroje s parametry:

- | | | |
|----------------------------|------|------------------|
| – Maximální řezná síla | 5000 | N |
| – Třecí síla | 250 | N |
| – Rychloposuv | 40 | m/min |
| – Maximální pracovní posuv | 8 | m/min |
| – Maximální zrychlení | 5 | m/s ² |
| – Zdvih suportu | 900 | mm |
| – Hmotnost suportu | 450 | kg |

Uvažujte pohon suportu kuličkovým šroubem přímo spojeným se synchronním servomotorem. V rámci návrhu proveďte kontrolní výpočet kuličkového šroubu a kontrolu parametrů servopohonu.

Forma zpracování bakalářské práce:

- průvodní zpráva : 30 - 35 stran
- grafické práce : sestava pohonu (motor a kuličkový šroub s uložením). Upevnění motoru a šroubu na rám stroje a matice na suport jen schematicky.

Seznam literatury (uved'te doporučenou odbornou literaturu):

Skalla, J.: *Návrh a dimenzování polohových servomechanismů obráběcích strojů*. TU v Liberci 1995.

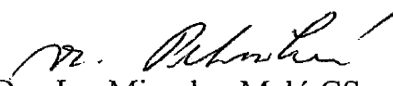
Houša, J. a kol.: *Konstrukce číslicově řízených obráběcích strojů*. SNTL Praha, 1985.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Radomír Mendřický, Ph.D.

Konzultant bakalářské práce:




Ing. Petr Zelený, Ph.D.
vedoucí katedry


Doc. Ing. Miroslav Malý, CSc.
děkan

V Liberci dne 31. října 2010

Platnost zadání bakalářské práce je 15 měsíců od výše uvedeného data (v uvedené lhůtě je třeba podat přihlášku ke SZZ).
Termíny odevzdání bakalářské práce jsou určeny pro každý studijní rok a jsou uvedeny v harmonogramu výuky.

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
FAKULTA STROJNÍ



Katedra výrobních systémů

Program: B2341 – Strojírenství

Obor: 2301R030 – Výrobní systémy

Zaměření: Výrobní systémy

**NÁVRH SERVOMECHANISMU POHONU POSUNU
SOUSTRUŽNICKÉHO SFROJE**

**DESIGN OF FEED DRIVE SERVOMECHANISM FOR
TURNING MACHINE**

Bakalářská práce

KVS – BP – 100

Mazen TAHA

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Radomír Mendřický, Ph.D.

Konzultant bakalářské práce: Prof. Ing. Jan Skalla, CSc.

Počet stran: 36

Počet obrázků: 11

Počet tabulek: 1

Počet příloh: 2

V Liberci dne 3. Ledna 2011

TÉMA: **NÁVRH SERVOMECHANISMU POHONU POSUVU
SOUSTRUŽNICKÉHO STROJE**

ANOTACE:

Bakalářská práce se zabývá návrhem servomechanismu pohonu posuvu NC soustružnického stroje. Práce je rozdělena na následující hlavní části, první část obsahuje přehled soustružnických strojů, jejich hlavních částí mechaniky, další část obsahuje výpočet a volbu kuličkového šroubu, třetí část obsahuje výpočet velikosti pohonu a volbu vhodného rotačního motoru.

THEME: **DESIGN OF THE FEED DRIVE SERVOMECHANISM
FOR TURNING MACHINE**

ANNOTATION :

This bachelor thesis discusses the design of feed drive servomechanism for the turning machine. The work is divided into the next main parts, first part includes a summary of turning machines, and the main parts of the drive system, the next part includes the calculation and selection of ball screw, third part is about the calculation of servodrive and the selection of suitable rotary motor

Desetinné třídění : (př. 621.9)

Klíčová slova: (**SOUSTRUH, KULIČKOVÝ ŠROUB, ULOŽENÍ, LOŽISK TUHOST**)

Zpracovatel: Taha Mazen
TU v Liberci, Fakulta strojní, Katedra výrobních systémů
Dokončeno: 2011

Archivní označení zprávy:

Počet stran: 36

Počet tabulek: 1

Počet obrázků: 11

Počet příloh: 2

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

Datum:

Podpis

PODĚKOVÁNÍ

Acknowledgements

All praise be to Allah, the sovereign of the heavens and the earth and those who dwell in them. Allah helped me to accomplish this work on time.

First and foremost, I would like to extend deepest gratitude to my supervisor, Prof. Ing. **Jan Skalla, CSc.**, for his continuous support over one year during my bachelor program. His infinite enthusiasm and uncompromising attitude on research works sustained my motivation with strong feeling of support in daily life and great discussions in research activity. I greatly appreciate him for providing me a precious chance to study under his direct supervision. All those experiences are irreplaceable and treasured memory in my life. I will be also thankful for my dissertation committee members, for their instructions, suggestions and encouragement to complete the thesis.

I would like to express my gratitude to my colleagues in Technical University of Liberec for their continuous assistance in helping me to complete my study.

I also thank my friends, Ayoub Amleh, Ammar Yaghi, Ali AbuAli, Anas Sawalmeh, Mahmoud Gaballah, Mousa Asfour, Souhayl Elhayyam, and also special thanks goes to, Obeidat Zahi, Majed Suleiman, Abdulqader Attatra, Wasel Quran, Ihab Alawoor and Hamdan Elshayeb for their help in my study and enjoyable dormitory life and discussion.

Finally, my heartfelt thanks go to my family, specially my mother Fatima Abu Taha who always support me and pray for me and my sisters, Reema, Hanan, Rana, Haneen and Rasha for their support and help throughout the whole university life.

Obsah

Seznam použitých zkrátek a symbolů.....	9
1. ÚVOD.....	12
2. Stručný přehled soustruhů.....	12
2.1. Hrotové soustruhy.....	12
2.2. Čelní soustruhy.....	13
2.3. Revolverové soustruhy.....	14
2.4. Svislé soustruhy.....	14
2.5. Poloautomatické soustruhy.....	15
2.6. Automatické soustruhy.....	15
2.7. Číslicově řízené soustruhy.....	15
3. Pohon posuvů číslicově řízených obráběcích strojů	15
3.1. Princip pohonu posuvů a hlavní smyčky.....	16
3.2. Hlavní smyčky pohonu posuvů	16
3.3. Základní požadavky na pohony posuvů.....	17
3.4. Součásti mechanické části pohonu posuvů.....	17
4. Kuličkový šroub a jeho výpočet	18
4.1. Volba průměru kuličkového šroubu	19
4.2. Výpočet vzdálenost mezi podporami šroubu.....	20
4.3. Výpočet Statické zatížení na vzpěr	21
4.4. Namáhání šroubu na tah-tlak	21
4.5. Kritické otáčky	22
4.6. Kontrola Dm faktoru	22
4.7. Životnost	23
4.8. Tuhost	24
4.8.1. Axiální tuhost šroubu	25
4.8.2. Axiální tuhost matice	25
4.8.3. Axiální tuhost uložení kuličkového šroubu	25
4.8.4. Celková tuhost	26
4.8.5. Vlastní frekvence v tahu	27
4.8.6. Ztráta pohybu	27
4.8.7. Kombinovaná tuhost v tahu a krutu	27

5. Návrh velikosti pohonu	29
5.1. Volba posuvového šroubu	29
5.2. Kontrola rychloposuvové rychlosti	29
5.3. Maximální otáčky šroubu	29
5.4. Moment setrvačnosti šroubu	30
5.5. Celkový moment setrvačnosti zátěže redukovaný na šroub	30
5.6. Třecí moment šroubu a uložení	30
5.7. Celkový třecí moment	30
5.8. Klidový moment	31
5.9. Maximální statický pracovní moment	31
6. Volba převodu a motoru	31
6.1. Volba převodu	31
6.2. Volba motoru	32
6.2.1. Motory	32
6.2.2. Otáčky motoru	32
6.2.3. Celkový moment setrvačnosti redukované na hřídel motoru	33
6.2.4. Kontrola točivého momentu motoru	33
6.2.4.1. Celkové pasivní odpory redukované na hřídel motoru	33
6.2.4.2. Klidový točivý moment	33
6.2.4.3. Maximální pracovní statický moment na šroub	34
6.3 Kontrola dynamických stavu pohonu	34
6.3.1. Pracovní posuv	34
6.3.2. Rychloposuv	35
7. Spojky	35
8. Závěr	35
9. Seznam použité literatury	36

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	Obsah průřezu jádra šroubu	$[\text{mm}^2]$
a	Zrychlení	$[\text{m/s}^2]$
a_p	Maximální zrychlení při pracovní rychlost	$[\text{m/s}^2]$
a_r	Maximální zrychlení při rychloposuv	$[\text{m/s}^2]$
B	šířka ložisek z jedné strany	$[\text{mm}]$
C_a	Základní dynamické zatížení	$[\text{N}]$
C_{celk}	Celková poddajnost	$[\mu\text{m/N}]$
C_{krut}	Poddajnost v krutu	$[\mu\text{m/N}]$
C_{tah}	Poddajnost v tahu	$[\mu\text{m/N}]$
d	Průměr šroubu	$[\text{mm}]$
d_r	Průměr průřezu jádra šroubu	$[\text{mm}]$
E	Modul pružnosti v tahu	$[\text{N/m}]$
F_0	Předpětí	$[\text{N}]$
$F_1, F_2, \dots, F_n$	Zatěžující síly v jednotlivých úsecích	$[\text{N}]$
F_a	Axiální zatížení	$[\text{N}]$
F_g	Síla zatěžujícího suportu	$[\text{N}]$
F_r	Řezná síla	$[\text{N}]$
F_t	Třecí síla	$[\text{N}]$
F_{tv}	Viskózní tření	$[\text{N}]$
F_v	Vyvažovací síla	$[\text{N}]$
F_{zat}	Zatěžující síla na šroub	$[\text{N}]$
f_0	Vlastní frekvence	$[\text{Hz}]$
G	Modul pružnosti v krutu	$[\text{N/m}]$
g	Tíhové zrychlení	$[\text{m/s}^2]$
h	Stoupání šroubu	$[\text{mm}]$
h_s	Stoupání v radiánech	$[\text{mm/rad}]$
I	Kvadratický moment šroubu	$[\text{mm}^4]$
J_m	Moment setrvačnosti motoru	$[\text{kg.m}^2]$
J_{mc}	Moment mechanismu red. na hřídel motoru	$[\text{kg.m}^2]$
J_s	Moment setrvačnosti šroubu	$[\text{kg.m}^2]$

J_{sc}	Celkový moment setr. red. na šroubu	[kg.m ²]
K	Teoritická tuhost matice	[N/μm]
K_B	Axiální tuhost uložení ložisek	[N/μm]
K_{B1}	Tuhost uložení ložisek z jedné strany	[N/μm]
K_{CELK}	Celková tuhost v tahu	[N/μm]
K_H	Axiální tuhost úsek matice-ložisko	[N/μm]
K_{kom}	Kombinovaná tuhost tah-tlak a krut	[N/μm]
K_N	Axiální tuhost matice	[N/μm]
K_S	Axiální tuhost šroubu	[N/μm]
K_{SB1}	Tuhost uložení ložisek	[N/μm]
K_T	Axiální tuhost systému	[N/μm]
k_d	Konstanta regulátoru polohy	[V/mm]
k_{ms}	Převod mezi motorem a šroubem	[-]
k_v	Koeficient viskózního tření	[Ns/m]
L	Životnost šroubu v otáčkách	[ot]
L_s	Životnost podle pojaté vzdálenosti	[km]
L_t	Životnost v hodinách	[hod]
l	Vzdálenost mezi ložiska	[mm]
l_1	Krajní vzdálenost levého konce šroubu	[mm]
l_2	Krajní vzdálenost pravého konce šroubu	[mm]
l_a	Volná délka šroubu	[mm]
l_s	Celková délka šroubu	[mm]
M_{DPM}	Max. dyn. zatížení při pracovních rychlostech	[Nm]
M_{DRM}	Max. dyn. zatížení při rychloposuvu	[Nm]
M_{0s}	Klidový moment	[Nm]
$M_{ps\ max}$	Maximální pracovní statický moment	[Nm]
M_{trv}	Trvalý moment motoru	[Nm]
M_{ts}	Třecí moment šroubu	[Nm]
M_{tsc}	Celkový třecí moment šroubu	[Nm]
m	Hmotnost suportu	[kg]
n	Střední otáčky	[ot/min]
n_c	Kritické otáčky	[ot/min]

n_m	Maximální zvolené otáčky motoru	[ot/min]
n_{m-max}	Maximální otáčky motoru	[ot/min]
n_{rs}	Maximální otáčky šroubu	[ot/min]
P_1	Statické zatížení na vzpěr	[N]
P_2	Namáhání šroubu na tah-tlak	[N]
$t_1, t_2, \dots, t_n$	Časy v jednotlivých úsecích	[s]
U_d	Napětí	[V]
v_{mez}	Mezní rychlost	[m/s]
w	Žádaná resp skutečná hodnota polohy	[mm]
x	Skutečná resp žádaná hodnota polohy	[mm]
x_{max}	Maximální zdvih	[mm]
f	Faktor podporující stavu šroubu	[-]
f_w	Faktor zatížení	[-]
m	Koeficient závisující na uložení šroub	[-]
N	Koeficient závisující na uložení šroub	[-]
γ	Měrná hmotnost	[kg/m ³]
δ	Elastická deformace	[μm]
ε	Základní faktor zatížení	[-]
ε_{pm}	Max. zrychlení při pracovních rychlostech	[rad/s ²]
ε_{rm}	Max. zrychlení při rychloposuv	[rad/s ²]
λ	Faktor podporující stavu šroubu	[-]
σ	Dovolené napětí	[MPa]
α	Součinitel bezpečnosti statického zatížení	[-]

1. Úvod:

Soustružnické stroje jsou neustále ve vývoji, a polohové servomechanismy, na něž jsou kladeny jedny z nejvyšších požadavků, jsou jedním z nejdůležitějších vybavení číslíkově řízených soustružnických strojů, v nejvíce případech se jedná o pohony posuvů, v dalších případech o pohony vřeten. Práce se zabývá návrhem servomechanismu pohonu posuvů, na začátku je uveden přehled některých soustružnických strojů používaných ve výrobě, potom je vysvětlení hlavní části mechaniky, jejich uspořádání a funkce, potom je uvedeno výpočet a kontrola kuličkového šroubu mechaniky pohonů, a na konci výpočet pohonu a volba správného motoru pro posuv.

2. Stručný přehled soustruhů:

Obráběcí stroje jsou nejrozšířenější stroje používané ve strojírenské výrobě a soustružnické stroje tvoří největší podíl obráběcích strojů, od nich se taky vyskytuje největší počet typů. Z konstrukčního hlediska můžeme je rozdělit na tyto stroje:

1. Hrotové soustruhy.
2. Čelní soustruhy.
3. Revolverové soustruhy.
4. Svislé soustruhy
5. Poloautomatické soustruhy.
6. Automatické soustruhy.
7. Číslíkově řízené soustruhy.

2.1. Hrotové soustruhy:

Hrotové soustruhy na obr. 1 se používají na kusovou a malosériovou výrobu, co se týká technologických možnosti tohoto typu, tak se používají pro výrobu vnějších a vnitřních válcových ploch, čelních rovinných ploch, kuželových ploch, používají se do konce pro řezání závitů. Obrobky se upínají mezi hroty, do sklíčidla, nebo upínací desku apod. velikost hrotového soustruhu je dána délkou a hlavně největším průměrem obrobku nad ložem.



Obr. 1 hrotový soustruh

Hrotový soustruh můžeme ještě rozdělit následovně:

1. Univerzální hrotové soustruhy:

Mají velký rozsah otáček a rychlosti, hlavním charakteristickým znakem je, že mají vodící šroub, který umožňuje řezat závity při malých řezných rychlostech.

2. Jednoduché hrotové soustruhy:

Mají proti univerzálním menší rozsah otáček a posuvů, nemají vodící šroub, ale jsou proti univerzálním vybaveny elektromotorem s větším výkonem, používají se nejvíce pro hrubovací operace.

2.2. Čelní soustruhy:

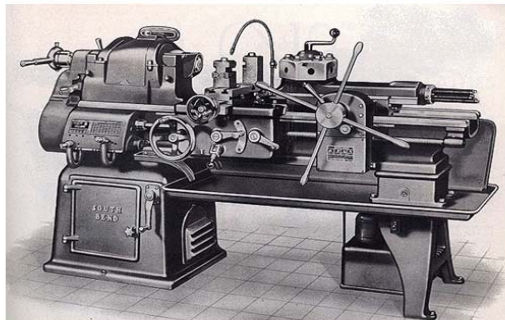
Používají se na kusovou výrobu, pro výrobu součástí menší hmotnosti s velkým průměrem a malou výškou, obrobky se upínají na lícní desky. Čelní soustruhy nemají koníka a lože se suportem tvoří samostatnou jednotku.



Obr. 2 – Čelní soustruh

2.3. Revolverové soustruhy:

Používají se pro sériovou výrobu, pro obrábění potřebující velké množství nástrojů, které jsou hlavně určeny pro obrábění válcových ploch, revolverové soustruhy jsou určeny pro provedení několik operací při jednom upnutí pomocí revolverové



Obr. 3 – revolverový soustruh

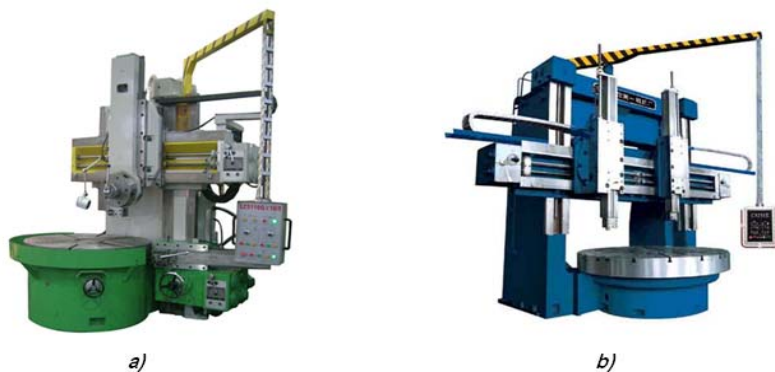
hlavy, v níž jsou upnutí potřebné nástroje, viz obr. 3. Velikost revolverových soustruhů je určena podle maximálního průměru obrobku.

2.4. Svislé soustruhy:

Jsou používány na kusovou, sériovou a malosériovou výrobu, pro obrábění součástí těžkých a velkých rozměrů, rozdělují se na jedno stojanové a dvou stojanové.

Jednostojanové mají příčník pohybující ve svislém směru, na něm je suport s pětibokou hlavou revolverovou hlavou, další boční suport je přímo na stojanu.

Dvou stojanové mají dva stojany, na nich se pohybuje svisle příčník se dvěma suporty, další boční suport je na jednom nebo dvou stojanech, viz obr. 4.



Obr. 4 – Svislé soustruhy
a) Jednostojanový, b) dvou stojanový

2.5. Poloautomatické soustruhy:

Jsou vylepšená verze čelních, svislých a revolverových soustruhů, používají se na malosériovou a velkosériovou výrobu, pracovní cyklus je automatizován, obsluha dosahuje jen pro výměnu soustruženého obrobku, a pro spouštění dalšího pracovního cyklu.

2.6. Automatické soustruhy:

Používají se ve velkosériové až hromadné výrobě, pro výrobu složitých součástí z tyčového polotovaru, rozdíl od poloautomatických je, že pracovní cyklus a výměna obrobku je zcela automatický.

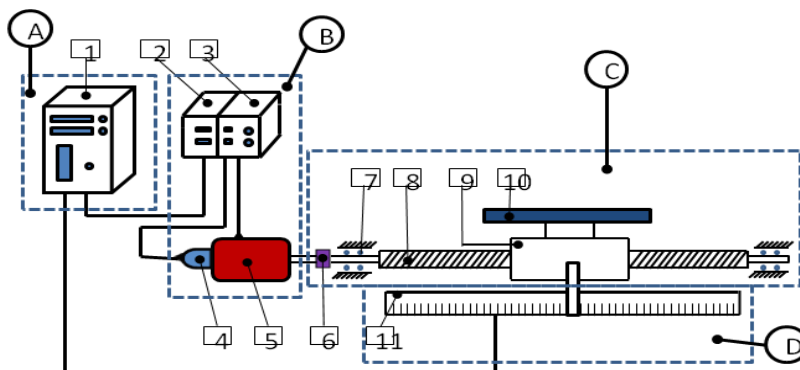
2.7. Číslicově řízené soustruhy:

Označení těchto strojů je NC (Numerical Control) což znamená číslicově řízení, tyto soustruhy jsou řízeny číselnými příkazy pomocí děrné pásky nebo příkazy uložené do vnitřní paměti, a CNC (Computer Numerical Control) a znamená číslicově řízení počítačem, mají širší možnosti, základem CNC soustruhů je počítač na kterém se dá měnit program i upravovat během obrábění.

3. Pohon posuvů číslicově řízených obráběcích strojů

K pohonu posuvu funkčně patří, jak je znázorněno na obr. 5 čtyři hlavní části:

- A. CNC systém určen pro řízení pohonu.
- B. Vlastní pohon sestávající z motoru a měniče.
- C. Mechanika stroje.
- D. Odměřovací zařízení.



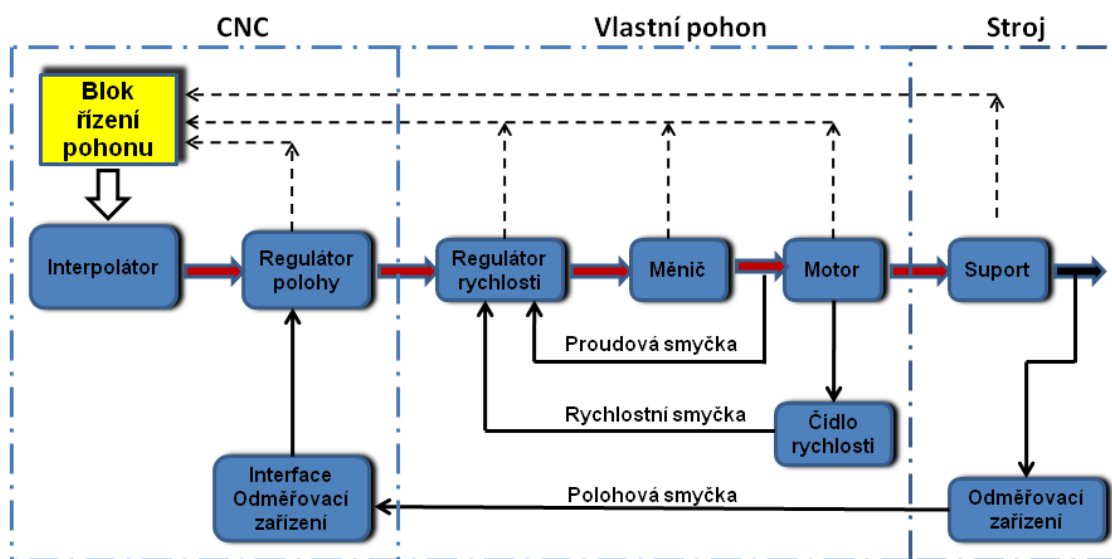
Obr.5 – Klasické uspořádání servopohonu
1 - CNC řídicí systém, 2 - Zdroj, 3 - Měnič, 4 - Čidlo rychlosti, 5 - Motor, 6 - Spojka, 7 Ložisko,
8 - Kuličkový šroub, 9 - Kuličková matice, 10 - Suport, 11 - Odměřovací zařízení

3.1. Princip pohonu posuvů a hlavní smyčky

Koncepce pohonů posuvů malých a středních číslicově řízených obráběcích strojů je v současné době ustálená, a s malými obměnami se používá uspořádání znázorněno na obr.5, suport 10 spojený s kuličkovou maticí 9 je poháněn pomocí kuličkového šroubu 8, který je poháněn elektrickým motorem 5, motor je spojen s kuličkovým šroubem buď přímo přes spojku nebo nepřímo přes převod, a je napájen polovodičovým měničem s regulátory, regulátor porovnává signál přicházející z řídicího systému se skutečnou rychlostí měřenou pomocí čidla umístěné v motoru, a na základě jejich rozdílu řídí rychlost pohonu.

3.2. Hlavní smyčky pohonu posuvů

funkční vztahy mezi jednotlivé prvky pohonů posuvu osvětlují hlavní smyčky znázorněné na obr.2.



Obr. 6 - Funkční schéma pohonu posuvů

Polohová smyčka je hlavní regulační smyčkou pohonu posuvu, je tvořena z regulátoru polohy, vlastního pohonu, mechaniky stroje, a odměřovacího zařízení včetně interface odměřovacího zařízení, odměřovací zařízení měří polohu suportu, a posílá nějaký signál, interface vyhodnocuje signál přicházející z odměřovacího zařízení, a předává jej v číslicové formě jako skutečnou hodnotu regulátoru polohy, ten porovná vyslanou skutečnou hodnotu s žádanou hodnotou vyslanou blokem řízení pohonu, a na základě jejich rozdílu vysílá signál $[U_d]$ který je úměrný rozdílu žádané a skutečné hodnoty.

$$U_d = K_d \cdot (w - x)$$

(1)

U_d : Napětí vyslané regulátorem polohy [V]

K_d : konstanta regulátoru polohy [V/mm]

w resp. x : Žádaná resp. Skutečná hodnota polohy [mm]

Další smyčka je rychlostní smyčka, do ní patří regulátor rychlosti, měniče, motoru a čidla rychlosti. Signál vyslaný z řídicího systému U_d se porovnává se skutečnou hodnotou měřenou pomocí čidla rychlosti, a na základě jejich rozdílu řídí měnič a tím rychlost motoru.

3.3. Základní požadavky na pohony posuvů

Splnění požadavků souvisejících s pohonem posuvů závisí na kvalitě pohonu, ale taky konstruktér může ovlivnit konečný výsledek, však hlavní požadavky na pohony posuvů můžeme shrnout do následujících bodů:

1. V celém rozsahu rychlostí pracovních posuvů vyvinout dostatečně velkou sílu k překonání řezných, zrychlujících sil, a pasivních odporů.
2. Zajistit plynulý pohyb a spojitou regulaci rychlosti posouvané části stroje.
3. Rychloposuvová rychlost až 30 m/min, běžně 10 až 15 m/min.
4. Regulovat polohu s největší přesností (0,010 až 0,001 mm).
5. Rozběh a zastavení pohonu musí být bez překmitu při skokové změně žádané hodnoty.

3.4. Součásti mechanické části pohonu posuvů

Části mechaniky stroje jsou uvedeny v odst. 3 na obr. 1 a jsou následující:

1. Motor (hnací část stroje)
2. Spojka: strojní součástka, která spojuje motor s hnaným kuličkovým šroubem
3. Kuličkový šroub spojený s kuličkovou maticí.
4. Suport stroje, který je spojen s kuličkovou maticí a hýbají se současně spolu.
5. Odměřovací zařízení pro měření polohy suportu

4. Kuličkový šroub a jeho výpočet

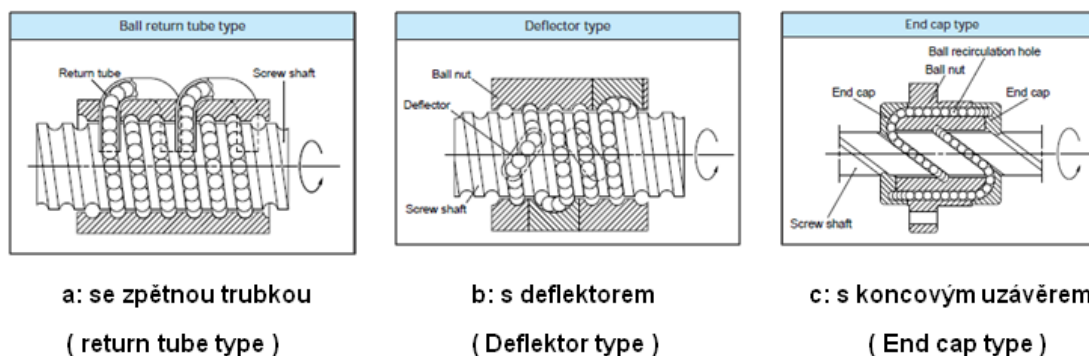
Kuličkové šrouby jsou konstrukční prvky které umožňují převod rotačního pohybu na lineární, kuličkové šrouby nejsou v přímém styku s maticí ale mezi závitů šroubu a maticí obíhají kuličky, ty kuličky zabezpečují valivý pohyb místo třecí mezi osou šroubu a maticí, a tím získáme vyšší mechanické účinnosti dosahující až 98%, a tímto způsobem je hnací moment zmenšeno o 2/3, kuličky jsou ocelové.



Ob. 7 – Kuličkové šrouby

Struktura kuličkového šroubu

jak jsem uvedl v předchozí odstavce, pro zajištění systém kuličkového šroubu potřebujeme kuličkový hřídel, matici a kuličky, a k tomu musí být zabezpečen recirkulační systém pro ty kuličky, společnost NSK zajišťuje následující systémy:



Obr. 8 – Struktura kuličkového šroubu

4.1. Volba průměru kuličkového šroubu:

Volba průměru je určena na základě tuhosti a únosnosti, je třeba, aby měl velkou tuhost a velkou únosnost a tomu odpovídá velký průměr, který ale znamená velký moment setrvačnosti. Je proto nutný určitý kompromis. Volbu minimálního průměru kuličkového šroubu určuje zatěžující síly na šroub, F_r (řezná síla), F_t (třecí síla), F_g (síla zatěžujícího suportu) a postup je následně:

$$F_{zat} = F_r + F_t + F_g \quad (2)$$

$$F_r = 5000 \text{ N}$$

$$F_t = 250 \text{ N}$$

$$F_g = 0 \text{ N (vodorovný suport)}$$

$$F_{zat} = 5000 + 250 = 5250 \text{ N}$$

Pro odhad průměru kuličkového šroubu vycházíme z výpočtu dynamické únosnosti následovně:

$$C_a = \frac{F_o}{0,1} = \frac{1575}{0,1} = 15750 \text{ N} \quad (3)$$

Kde F_o je předpětí

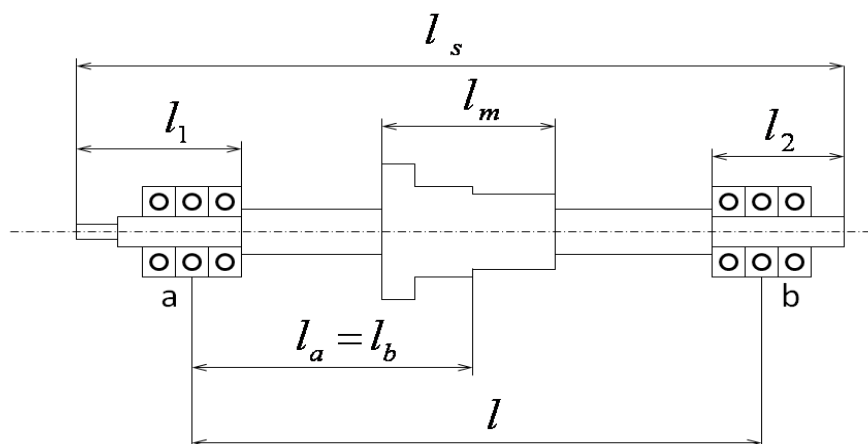
$$F_o = 0,3 \cdot F_{zat} = 0,3 \cdot 5250 = 1575 \text{ N}$$

Podle katalogu společnosti NSK zvolíme šroub: LN 50 ($\varnothing 50 \text{ mm}$)

Stoupání šroubu volíme co největší pro snížení oteplení šroubu, z tabulek nejvhodnější stoupání odpovídající na naše požadavky je $h = 40 \text{ mm}$

Takže šroub LN 5040 ($\varnothing 50 \text{ mm}$, $h = 40 \text{ mm}$)

4.2. Výpočet vzdálenost mezi podporami šroubu:



Obr. 9 – Uložení šroubu

- Celková délka šroubu l_s :

$$l_s = l_m + x_{\max} + 10 + 10 + l_1 + l_2 =$$

$$= 326 + 900 + 10 + 10 + 185 + 92 = 1523 \text{ mm}$$
(4)

- Vzdálenost mezi ložiska l :

$$l = l_m + x_{\max} + 10 + 10 + B =$$

$$326 + 900 + 10 + 10 + 60 = 1306 \text{ mm}$$
(5)

- Volná délka šroubu l_a

$$l_a = \frac{l_m}{2} + x_{\max} + 10 + \frac{B}{2} =$$

$$= \frac{326}{2} + 900 + 10 + \frac{60}{2} = 1103 \text{ mm}$$
(6)

B: Šířka ložisky z jedné strany [mm]

$x_{\max}$: maximální zdvih suportu [mm]

l_m : Šířka matice [mm]

l_1 : Vzdálenost levého volného konce [mm]

l_2 : Vzdálenost pravého volného konce [mm]

4.3. Výpočet Statické zatížení na vzpěr:

Je důležité spočítat, jestli kuličkový šroub má dostatečnou únosnost při statickém zatížení na vzpěr:

$$P_1 = \alpha \cdot \frac{N \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I}{l_a^2} = m \cdot \frac{d_r^4}{l_a^2} \cdot 10^4 \quad (\text{N}) \quad (7)$$

α : Součinitel bezpečnosti ($\alpha = 0,5$)

E : Modul pružnosti, $E = 2,06 \cdot 10^{11}$ [N/m]

I : Moment setrvačnosti

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot d_r^4 \quad [\text{mm}^4]$$

d_r : Průměr průřezu jádra šroubu [mm] = 44 mm

l_a : Volná délka šroubu = 1103 mm

m, N : koeficienty závislé na druhu uložení šroubu

$m = 19,9$

$N = 4$

$$P_1 = 19,9 \cdot \frac{(44^4)}{1103^2} \cdot 10^4 = 61,3 \cdot 10^4 = 30808$$

4.4. Namáhání šroubu na tah-tlak

$$P_2 = \sigma \cdot A = 1,15 \cdot d_r^2 \cdot 10^2 \quad (8)$$

σ : Dovolené napětí (= 147 MPa)

A : Obsah průřezu jádra šroubu

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot d_r^2 = 1520,5 \text{ mm}^2$$

$$P_2 = 1,15 \cdot 44^2 \cdot 10^2 = 222640 \text{ N}$$

4.5. Kritické otáčky

$$n_c = \alpha \cdot \frac{60 \lambda^2}{2 \pi l_a^2} \sqrt{\frac{E \cdot I \cdot g}{\gamma \cdot A}} = f \frac{d_r}{l_a^2} \cdot 10^7 \quad [\text{min}^{-1}] \quad (9)$$

n_c : kritické otáčky kuličkového šroubu $[\text{min}^{-1}]$

α : bezpečnostní factor

E : Modul pružnosti ($E = 2,06 \cdot 10^{11} \text{ N/m}$)

I : Moment setrvačnosti $I = \frac{\pi}{64} \cdot d_r^4 \quad [\text{mm}^4]$

d_r : Průměr průřezu jádra šroubu $[\text{mm}]$

g : Tíhové zrychlení $[\text{m/s}^2]$

γ : Měrná hmotnost ($\gamma = 7,65 \cdot 10^5 \text{ kg/m}^3$)

A : Plocha průřezu jádra šroubu

$$A = \frac{\pi}{64} d_r^2 \quad [\text{mm}^2]$$

l_a : Volná délka šroubu = 1103 mm

f , λ : Faktory podporující stavu šroubu

V našem případě podle společnosti NSK $f = 21,9$ a $\lambda = 1,875$

$$n_c = 21,9 \cdot \frac{44}{1103^2} \cdot 10^7 = 7,92 \cdot 10^3 = 7920 \text{ min}^{-1}$$

4.6. Kontrola Dm faktoru

Dm factor udává maximální otáčky ve vztahu k průměru šroubu.

Pro kuličkové šrouby s velkým stoupáním NSK udává $D_m = 70000$.

$$n_c \leq \frac{70000}{d_p} \leq \frac{70000}{50} = 1400 \text{ ot/min} \quad (10)$$

4.7. Životnost:

$$L = \left(\frac{C_a}{F_a \cdot f_w} \right)^3 \cdot 10^6, \quad L_t = \frac{L}{60n}, \quad L_s = \frac{L \cdot h}{10^6} \quad (11) \quad (12) \quad (13)$$

L : Odhad únavové životnosti (rev)

L_t : Životnost v hodinách (h)

L_s : Životnost podle pojeté vzdálenosti (km)

C_a : základní dynamické zatížení (N)

F_a : axiální zatížení (N)

n : střední otáčky (ot/min)

h : stoupání = 40 (mm)

f_w : faktor zatížení (koeficient podle pracovní podmínky)

Základní dynamické zatížení podle tabulek je $C_a = 42700$ N

Faktor zatížení je pro normální operaci $f_w = 1,5$

	F [N]	n_n [ot/min]	t_n [%]
Rychloposuv	250	1000	10
Hrubování	4000	100	40
Dokončování	1000	130	25
Při zastavení $v=0$	1500	0	25

Tab. 1- Zatěžující síly v jednotlivých úsecích

$$F_a = \sqrt[3]{\frac{F_1^3 n_1 t_1 + F_2^3 n_2 t_2 + \dots + F_n^3 n_n t_n}{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots + n_n t_n}} = 4268 \text{ N} \quad (14)$$

$$n = \frac{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots + n_n t_n}{t_1 + t_2 + \dots + t_n} = 172,5 \quad (15)$$

$$L = \left(\frac{42700}{4268.1,5} \right)^3 \cdot 10^6 = 296,7 \cdot 10^6 \text{ ot}$$

$$L_t = \frac{296,7 \cdot 10^6}{60.172,5} = 28668 \text{ hod.}$$

(Pro obráběcí stroje se požaduje 20000hod.)

$$L_s = \frac{296,7 \cdot 10^6 \cdot 40}{10^6} = 11868 \text{ km}$$

4.8. Tuhost

Mechanické komponenty stroje podléhají při pohybu suportu stlačení/protažení, podobně jako u pružiny, a tato odolnost tělesa vůči jeho deformaci se nazývá tuhost.

U základny stroje i u dílů, které se podílejí na pohybu suportu stroje, se předpokládá co nejvyšší tuhost. Nízká tuhost mechanických dílů se projeví v omezených možnostech nastavení regulace.

Axiální elastická deformace šroubu můžeme vyjádřit jako: $\delta = \frac{F_a}{K_T}$ (16)

$$\frac{1}{K_T} = \frac{1}{K_S} + \frac{1}{K_N} + \frac{1}{K_B} + \frac{1}{K_H}$$

(17)

F_a : axiální zatížení systému

K_T : axiální tuhost systému

K_S : axiální tuhost šroubu

K_N : axiální tuhost matice

K_B : axiální tuhost uložení ložisek

K_H : axiální tuhost spojení matice-suport (výrobce neudává. Tato tuhost je obvykle značně větší než ostatní složky tuhosti, a proto ji zanedbáme).

4.8.1. axiální tuhost šroubu: K_S

tuhost šroubu spočítáme uprostřed zdvihu ($x = l_a/2$)

$$K_S = \frac{A \cdot E \cdot l_a}{x(l_a - x)} \cdot 10^{-3} = \frac{1520,5 \cdot 2,06 \cdot 10^5 \cdot 1103}{(1103/2)^2} \cdot 10^{-3} = 1135,9 \text{ N} \cdot \mu\text{m}^{-1} \quad (18)$$

A: Plocha průřezu jádra šroubu

$$A = \frac{\pi d_r^2}{4} = 1520,5 \text{ (mm}^2\text{)}$$

E : Modul pružnosti ($E = 2,06 \cdot 10^5 \text{ MPa}$)

x : vzdálenost mezi body zatížení

d_r : Průměr průřezu jádra šroubu (mm)

l_a : Volná délka šroubu = 1103 mm

4.8.2. Axiální tuhost matice K_N :

$$K_N = 0,8 \cdot K \cdot \left(\frac{F_a}{\varepsilon \cdot C_a} \right)^{1/3} \quad (19)$$

V našem případě

K : teoretická tuhost matice, volíme z tabulek výrobce = 922 N/ μm

F_a : Axiální zatížení = 4270 N

ε : základní faktor tuhosti

C_a : základní dynamické zatížení, volíme z tabulek = 42700 N

$$K_N = 0,8 \cdot 922 \cdot \left(\frac{4270}{0,1 \cdot 42700} \right)^{1/3} = 738 \text{ N} \cdot \mu\text{m}^{-1}$$

4.8.3. Axiální tuhost uložení kuličkového šroubu

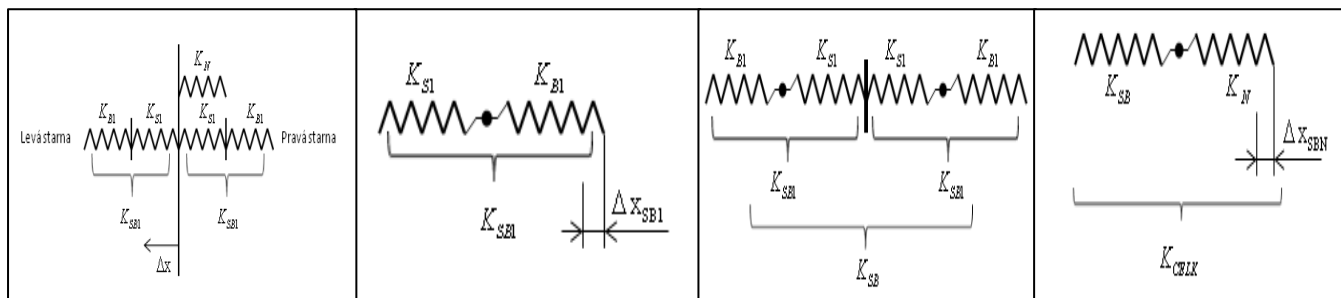
Pro zajištění dostatečné tuhosti kuličkového šroubu, použijeme ložiska pro jeho uložení, ta tuhost se ještě zlepšuje v případě axiálního uložení šroubu na obou koncích.

Axiální tuhost uložení K_{Bl} z jedné strany volíme z tabulek (tabulka společnosti NSK)

$$K_{Bl} = 1810 \text{ N} \cdot \mu\text{m}^{-1}$$

4.8.4. Celková tuhost

Princip výpočtu celkové tuhosti složené soustavy spočívá v uspořádání členů systémů, uspořádání může být buď paralelní nebo sériové, viz obr. 10



Obr. 10 - Uspořádání členu v závislosti na

$$\begin{aligned}
 \Delta x_{SB1} &= \Delta x_{S1} + \Delta x_{B1} \\
 \frac{F}{K_{SB1}} &= \frac{F}{K_{S1}} + \frac{F}{K_{B1}} \\
 \frac{1}{K_{SB1}} &= \frac{1}{K_{S1}} + \frac{1}{K_{B1}} \\
 K_{SB} &= K_{SB1} + K_{SB1} = 2K_{SB1} \\
 \Delta x_{SBN} &= \Delta x_N + \Delta x_{SB} \\
 \frac{1}{K_{CELK}} &= \frac{1}{K_N} + \frac{1}{K_{SB}} \\
 &= \frac{1}{K_N} + \frac{1}{2K_{SB1}}
 \end{aligned} \quad (20)$$

Počítané hodnoty

$$1. \quad \text{Axiální tuhost šroubu} = K_{S1} = \frac{K_S}{2} = \frac{1135,9}{2} = 568 \text{ N} \cdot \mu\text{m}^{-1}$$

$$2. \quad \text{Axiální tuhost matice} = K_N = 738 \text{ N} \cdot \mu\text{m}^{-1}$$

$$3. \quad \text{Axiální tuhost ložisek} = K_{B1} = 1810 \text{ N} \cdot \mu\text{m}^{-1}$$

$$\begin{aligned}
 \frac{1}{K_{SB1}} &= \frac{1}{K_{S1}} + \frac{1}{K_{B1}} = \frac{1}{568} + \frac{1}{1810} = \frac{1}{432,3} \\
 K_{SB1} &= 432,3 \text{ N} \cdot \mu\text{m}^{-1}
 \end{aligned} \quad (21)$$

$$\begin{aligned}
 \frac{1}{K_{CELK}} &= \frac{1}{K_N} + \frac{1}{2K_{SB1}} = \frac{1}{738} + \frac{1}{2 \cdot 432,3} = \frac{1}{398,2} \text{ N} \cdot \mu\text{m}^{-1} \\
 K_{CELK} &= 398,2 \text{ N} \cdot \mu\text{m}^{-1}
 \end{aligned} \quad (22)$$

Kde K_{SB1} : Tuhost uložení ložisek

K_{CELK} : Celková tuhost v tahu

4.8.5. Vlastní frekvence v tahu

Vlastní frekvence v tahu musí splňovat následující podmínku :

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{\text{CELK}}}{m}} \geq 50 \text{ Hz} \quad (23)$$

Kde m je hmotnost suportu = 450 Kg

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{398,2 \cdot 10^6}{450}} = 149,7 \text{ Hz} \geq 50 \text{ H}$$

Podmínka je splněna

4.8.6. Ztráta pohybu : Δx

$$\Delta x = \frac{2 \cdot F_t}{K_{\text{CELK}}} = \frac{2 \cdot 250}{398,2} = 1,26 \mu\text{m} \quad (24)$$

K_{CELK} : Celková tuhost v tahu $\text{N} \cdot \mu\text{m}^{-1}$

F_t : Třecí síla N

4.8.7. Kombinovaná tuhost v tahu a krutu

Abychom mohli spočítat tuhost v krutu, musíme nejdříve spočítat poddajnost, potom tuhost bude převrácená hodnota poddajnosti.

Poddajnost v krutu : c_{krut}

Kontrola zda $x_{\text{cel max}}$ nevyjde mimo l :

$$x_{\text{CEL MAX}} = l \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{4E(h_s)^2}{Gd^2} \right) = 1,306 \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{4 \cdot 6,02 \cdot 10^{11} \cdot \left(\frac{0,04}{2\pi} \right)^2}{7,9 \cdot 10^{10} \cdot (0,05)^2} \right) = 1,298 \text{ m} \quad (25)$$

$$c_{\text{krut}} = \frac{32 \cdot h_s^2 \cdot x}{\pi d^4 G} = \frac{32 \cdot \left(\frac{0,04}{2\pi} \right)^2 \cdot 1,298}{\pi \cdot (0,05)^4 \cdot 7,9 \cdot 10^{10}} = 1,09 \cdot 10^{-9} \text{ m} \cdot \text{N}^{-1} \quad (26)$$

kde :

$$h_s = \text{stoupání v radianech} = \frac{h}{2\pi} \quad [\text{m/rad}]$$

x: Vzdálenost v na konci zdvihu = 0,653 m

G: Modul pružnosti v krutu [N/m]

d: Průměr šroubu [m]

l : vzdálenost mezi ložiska [m]

Poddajnost v tahu : c_{tah}

x: Pro maximální poddajnost volíme v polovině zdvihu = 0,649 m

$$c_{\text{tah2}} = \frac{4 \cdot (l_x - x^2)}{\pi \cdot d^2 \cdot E \cdot l} = 1,05 \cdot 10^{-9} \text{ m.N}^{-1} \quad (27)$$

$$c_{\text{CELK}} = c_{\text{tah}} + c_{\text{krut}} = 1,05 \cdot 10^{-9} + 1,09 \cdot 10^{-9} = 2,14 \cdot 10^{-9} \quad (28)$$

$$K_{\text{kom}} = \frac{1}{1,36 \cdot 10^{-9}} = 735,3 \cdot 10^6 \text{ N.m}^{-1} \quad (29)$$

Pro maximum poddajnosti lze odvodit (Souček, P.: Servomechanismy ve výrobních strojích, ČVUT 2004, str.113):

$$c_{\text{CELK MAX}} = \frac{l}{\pi} \left[\frac{16 \cdot h_s^2}{G \cdot d^4} + \frac{1}{E \cdot d^2} + \frac{64 h_s^4 E}{G^2 d^6} \right] =$$

$$\frac{1,306}{\pi} \left[\frac{16 \cdot \left(\frac{0,04}{2\pi} \right)^2}{7,9 \cdot 10^{10} \cdot (0,05)^4} + \frac{1}{6,02 \cdot 10^{11} \cdot (0,05)^2} + \frac{64 \cdot \left(\frac{0,04}{2\pi} \right)^4 \cdot 6,02 \cdot 10^{11}}{(7,9 \cdot 10^{10})^2 (0,05)^6} \right] = 2,56 \cdot 10^{-9} \text{ N.m}^{-1} \quad (30)$$

Vlastní frekvence soustavy je potom :

$$f_0 = \frac{1}{2\pi \sqrt{m \cdot c_{\text{CELK MAX}}}} = 148,1 \text{ Hz} \quad (31)$$

5. Návrh velikosti pohonu :

5.1. Volba posuvového šroubu:

Šroub jsme si vybrali s průměrem 50 mm a stoupáním 40 mm

A postup výpočtu jsme uvedli v odstavci 5.1.

5.2. Kontrola rychloposuvové rychlosti

Musíme především zkontrolovat že navrhovaná velikost rychloposuvu nepřekročí teoretickou mezní rychlost která je ukázána na následujícím vzorcem :

$$v_{mez} = \sqrt{a \cdot x_{max}} = \sqrt{5 \cdot 0,9} = 1,9 \text{ m.s}^{-1} = 114 \text{ m/min} \quad (32)$$

Kde: **a** : maximální zrychlení = **5 m/s²**

x_{max} : maximální zdvih suportu = **0,9 m**

Navrhovaná rychlost rychloposuvu je **40 m/min**

takže podmínka je splněna.

5.3. Maximální otáčky šroubu:

Na tomto místě musí návrh vyhovovat následující podmínky:

1. Maximální otáčky nepřekročí maximální otáčky šroubu udané výrobcem.

(Nepřekročí maximální otáčky (Dm faktor 1400)

2. Nepřekročí kritické otáčky n_c šroubu

$$n_c = 5649,5 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{rs} = \frac{v_r}{h} = \frac{40}{0.04} = 1000 \text{ min}^{-1} \quad (33)$$

$$n_{rs} \leq n_c, \quad n_{rs} \leq 1400 \quad (34)$$

Podmínky jsou splněny

5.4. Moment setrvačnosti šroubu

Moment setrvačnosti počítáme podle známého výrobce:

$$J_s = \frac{\pi \cdot d_r^4 \cdot l_s}{32} \cdot \rho = \frac{\pi (0,044)^4 \cdot 1,523}{32} \cdot 7850 = 4,4 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m}^2 \quad (35)$$

d_r : Průměr průřezu jádra šroubu [mm]

l_s : Celková délka šroubu = 1523 mm

ρ : měrná hmotnost oceli = $7,85 \cdot 10^{-3} \text{ kg.mm}^{-3}$

5.5. Celkový moment setrvačnosti zátěže redukovaný na šroub

$$J_{sc} = J_s + m \left[\frac{h}{2\pi} \right]^2 = 4,4 \cdot 10^{-3} + 450 \left[\frac{0,04}{2\pi} \right]^2 = 2,3 \cdot 10^{-2} \text{ kg.m}^2 \quad (36)$$

J_s : Moment setrvačnosti šroubu

m : hmotnost suportu 450 kg

h : stoupání šroubu 40 mm

5.6. Třecí moment šroubu a uložení

Hodnota třecího momentu by měla být zadána výrobcem, ale pokud není tak ji stanovíme z přibližného vztahu:

$$M_{ts} [\text{Nm}] = d [\text{cm}] \quad (37)$$

$d = 5 \text{ cm}$

$M_{ts} = 5 \text{ N.m}$

5.7. Celkový třecí moment

$$M_{tsc} = M_{ts} + F_t \cdot \frac{h}{2\pi} = 5 + 250 \frac{0,04}{2\pi} = 6,6 \text{ N.m} \quad (38)$$

M_{ts} : třecí moment šroubu = 5 N.m

F_t : Třecí síla = 250 N

h : Stoupání šroubu = 40 mm

5.8. Klidový moment

Pokud máme nějaký nevývažek potom klidový moment se bude rovnat součtem momentu nevývažku a celkového třecího momentu podle vzorce:

$$M_{Os} = (m \cdot g \cdot \sin \alpha - F_v) \cdot \frac{h}{2\pi} \pm \left[M_{ts} + F_t \cdot \frac{h}{2\pi} \right] \quad (39)$$

Ale v našem případě nevývažek nemáme a $\sin \alpha = 0$ a F_v (vývažovací síla) = 0

Takže nám zbyde druhá část vzorce

$$M_{Os} = \left[F_t \cdot \frac{h}{2\pi} \right] = 6,6 \text{ N.m}$$

5.9. Maximální statický pracovní moment

$$M_{PS \max} = M_{Os} + (F_r + F_{tv}) \cdot \frac{h}{2\pi} = 39 \text{ Nm} \quad (40)$$

F_{tv} : viskózní tření při maximální pracovní rychlosti

$$F_{tv} = k_v \cdot v = 130 \cdot 0,7 = 91 \text{ N}$$

k_v : koeficient viskózního tření = 130 Ns/m

v : maximální pracovní rychlost = 40 m/min = 0,7 m/s

6. Volba převodu a motoru

potom co jsme spočítali zatěžující momenty a momenty setrvačnosti tak můžeme pokračovat dál k volbě vhodného spojení šroubu s motorem, přes převod nebo přímé spojení, a pak k volbě vhodného motoru

6.1. volba převodu

Velikost převodu volíme v rozmezí 1:1 až 1:4 abychom využili 70 až 80% maximálních otáček motoru. Jak jsme uvedli před tím, hlavní požadavek na stroje je přesnost, proto nejlepší návrh pohonu posuvu vždy představuje přímé spojení šroubu s motorem.

Převod v případě přímého spojení motoru se šroubu udává hodnota $k_{ms}=1$

6.2. Volba motoru

6.2.1. Motory

Dnes ve výrobě se pro obráběcí stroje používají nejvíce bezkartáčové střídavé synchronní motory s permanentními magnety obr.10, motory lze několikanásobně momentově přetížít a proto jsou vhodné pro dynamicky náročné úlohy, Střídavé synchronní servomotory mají ve statoru rozložené trojfázové vinutí a permanentní magnety na rotoru. Vinutí je navrženo pro sinusové průběhy proudu a napětí. Tenká vrstva magnetů ze vzácných zemin neodym/železo/bór je umístěna na povrchu rotorové hřídele, čímž je zaručen malý moment setrvačnosti motoru.



Obr. 11 – Synchronní servomotory

pro volbu motoru musíme znát následující hodnoty:

1. Maximální otáčky motoru
2. Trvalý točivý moment motoru
3. Moment setrvačnosti motoru

6.2.2. Otáčky motoru

maximální otáčky šroubu při přímém spojení motoru se šroubem musí splňovat následující podmínku:

$$\begin{aligned} n_{m - \max} &\geq 1,2 n_{rs} \rightarrow n_{m - \max} \geq 1,2 \cdot \frac{40000}{50} = 960 \quad \text{ot/min} \\ n_{m - \max} &\geq 960 \quad \text{ot/min} \end{aligned} \quad (41)$$

n_{rs} : Maximální otáčky šroubu při rychloposuvu [ot/min]

► Z katalogu vybereme maximální otáčky motoru $n_m = 2000 \text{ ot/min}$

6.2.3. Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru

Nesmí překročit moment setrvačnosti motoru, volíme ho tak aby splňoval podmínku:

$$J_m \geq 0,8 \cdot J_{sc} \cdot k_{ms}^2 \quad (42)$$

J_{sc} : Celkový moment setrvačnosti redukováný na šroub

Zde hodnota převodu $k_{ms} = 1$ takže (přímé spojení)

$$J_m \geq 0,8 \cdot 2,3 \cdot 10^{-2} \cdot 1 = 1,84 \cdot 10^{-2} \text{ kg.m}^2$$

► z katalogu vybereme moment setrvačnosti $J_m = 260 \cdot 10^{-4} \text{ kg.m}^2$

6.2.4. Kontrola točivého momentu motoru

Především musíme stanovit podmínky, které vyhovují trvalý a maximální točivý moment motoru.

6.2.4.1. Celkový pasivní odpory redukované na hřídel motoru

Nemají převýšit 20% (40%) trvalého momentu motoru, v případě nedodržení podmínky stane se tzv. pomalé kmitání pohonu.

Podmínka:

$$\begin{aligned} M_{trv} (n_m = 0) &\geq 5 \cdot M_{tsc} \cdot k_{ms} \\ M_{trv} (n_m = 0) &\geq 5,6, 6,1 \\ M_{trv} (n_m = 0) &\geq 33 \text{ N.m} \end{aligned} \quad (43)$$

M_{trv} : trvalý moment motoru při nulové zrychlení

M_{tsc} : Celkový třecí moment redukováný na posuvový šroub

k_{ms} : převod mezi motorem a šroubem = 1

6.2.4.2. Klidový točivý moment

musí být menší než trvalý moment motoru podle podmínek:

$$\begin{aligned} M_{trv} &\geq M_{Os} \cdot k_{ms} \\ M_{trv} &\geq 6,6, 6,1 \\ M_{trv} &\geq 6,6 \text{ N.m} \\ M_{Os} &\text{ : klidový moment} = 6,6 \text{ N.m} \\ k_{ms} &\text{ : převod mezi motorem a šroubem} = 1 \end{aligned} \quad (44)$$

6.2.4.3. Maximální pracovní statický moment na šroub

Podmínka:

$$M_{trv} \geq M_{ps\ max} \cdot k_{ms} \quad (45)$$

$$M_{trv} \geq 39.1$$

$$M_{trv} \geq 39 \text{ N.m}$$

$M_{ps\ max}$: maximální pracovní statický moment = 39 Nm

► Z katalogu vybereme $M_{trv} = 58 \text{ Nm}$

Takže ve výsledku bude motor typu **SIEMENS 1FT6 108 – 8ACC7**

$$n_m = 2000 \quad \text{ot/min}$$

$$M_{trv} = 58 \quad \text{N.m}$$

$$J_m = 260 \cdot 10^{-4} \quad \text{kg.m}^2$$

6.3. Kontrola dynamických stavu pohonu:

Při rozběhu a zastavení dojde k dynamickému zatížení pohonu, a je třeba ho pověřit.

6.3.1. Pracovní posuv:

Zrychlení:

$$\varepsilon_{pm} = \frac{a_p}{K_{ms} \cdot \frac{h}{2\pi}} = \frac{8}{1 \cdot \frac{0.04}{2\pi}} = 1256,6 \text{ rad/s}^2$$

(46)

K_{ms} : Převod = 1

h: Stoupaní šroubu [m]

Maximální dynamický moment:

$$\begin{aligned} M_{DPM} &= (J_{mc} \cdot \varepsilon_{PM}) + (M_{PS\ MAX} \cdot K_{ms}) = \\ &= (480 \cdot 10^{-4} \cdot 1256,6) + (39 \cdot 1) = 99,3 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (47)$$

$M_{PS\ MAX}$: Maximální statický pracovní moment N.m

Moment setrvačnosti celého mechanismu redukováný na hřídel motoru:

$$J_{mc} = J_m + J_{sc} \cdot K_{ms}^2 = J_m + J_s \cdot K_{ms}^2 + m \cdot \left(K_{ms} \cdot \frac{h}{2\pi}\right)^2 = J_m + J_s + m \cdot h_s^2 \quad (48)$$

$$260 \cdot 10^{-4} + 4,4 \cdot 10^{-3} + 450 \cdot 4,05 \cdot 10^{-5} = 490 \cdot 10^{-4} \text{ kg.m}^2$$

J_m : Moment setrvačnosti motoru vybraný z katalogu [kg.m³]

J_{sc} : Celkový moment setrvačnosti redukováný na šroub [kg.m³]

m : hmotnost suportu [kg]

6.3.2. Rychloposuv:

Zrychlení:

$$\varepsilon_{rm} = \frac{a_r}{K_{ms} \cdot \frac{h}{2\pi}} = \frac{8}{1 \cdot \frac{0,04}{2\pi}} = 1256,6 \text{ rad/s}^2 \quad (49)$$

Maximální dynamický moment:

$$M_{DRM} = (J_{mc} \cdot \varepsilon_{rm}) + (M_{os} \cdot K_{ms}) = \quad (50)$$

$$= (480 \cdot 10^{-4} \cdot 1256,6) + (6,6 \cdot 1) = 66,92 \text{ Nm} \leq M_{max}$$

M_{os} : Klidový moment [N.m]

7. Spojky

Při volbě spojky musíme dodržovat nějaké zásady, třeba že musí zajisti co největší torzní tuhost, a co nejmenší vůli ve spojení hnaného a hnacího hřídele, musí splnit úkol vyrovnání nesouosost hřídelů která se může vzniknout. Spojka, kterou budeme používat pro spojení kuličkového šroubem s hnacím hřídelem motoru je spojka přímá, jedná se o pružnou hřídelovou spojku bez vůle, spojka se skládá ze tří částí, hlavní část je střední, tzv. elastomerická hvězdicová, má vysokou torzní a nízkou ohybovou tuhost, další dvě části jsou náboje zajišťující spojení s hnaným a hnacím hřídelem.

8. Závěr

Pro zadané parametry byl nalezen vyhovující motor Siemens 1FT6 108 – 8ACC7. Značná velikost motoru je dána přímým spojením motoru a šroubu a velkým stoupáním šroubu. Přímé spojení bylo zadáno pro dosažení nejvyšší přesnosti pohonu. Pokud připustíme převod 1:2 až 1:3, bude možné vybrat menší motor.

9. Seznam použité literatury:

- [1] Kunst, Jan., Návrh pohonu posuvů NC obráběcího stroje pro vysoké rychlosti a porovnání s klasickým pohonem posuvů. Diplomová práce TUL Liberec 2001.
- [2] Houša, J. a kolektiv.: Konstrukce číslicově řízených obráběcích strojů. SNLT Praha 1985.
- [3] Králíček, Jan; Němec, Jan. Číslicově řízené obráběcí stroje II. SNTL Praha 1983.
- [4] Němec D. a Kol. Strojírenská technologie II, SNTL Praha 1985.
- [5] Souček, Pavel. Servomechanismy ve výrobních strojích. ČVUT v Praze, Praha 2004.
- [6] Houša, J.; Rudolf, B., Výrobní stroje, Fakulta strojní, Vydavatelství ČVUT, Praha 1993.
- [7] Sova, František. Technologie obrábění a montage. Západočeská univerzita v Plzni, 2001.
- [8] Souček, Pavel. Servomechanismy NC strojů a průmyslových robotů, Fakulta strojní, Ediční středisko ČVUT, Praha 1991.
- [9] Vlach, Bohumil. Technologie obrábění. Fakulta strojní, Ediční středisko ČVUT, Praha 1989.
- [10] Skalla, Jan. Návrh a dimenzování polohových servomechanismů obráběcích strojů. Skriptum TUL. Liberec 1995

Firemní literatura

- [1] Motion & Control NSK - Precision Machine Components – NSK Linear Guides, Ball Screws, Monocarrier, CAT.NO.E3154.
- [2] SIEMENS - SINUMERIK & SIMODRIVE - Automation Systems for Machine Tools Ordering Catalog – Catalog NC 60.1· January 1996 - Revised edition 4/96
- [3] KTR For advanced drive technology – Kupplungstechnik GmbH – ROTEX
Backlash free design

Internetové adresy

- <http://cs.wikipedia.org/wiki/Soustruh>
- http://www.nskamericas.com/cps/rde/xbcr/na_en/Features_and_Structure_of NSK_Ball_Screws.pdf
- <http://www.nsk.com/products/precisionmachine/ballscrew/>
- <http://news.thomasnet.com/fullstory/Compact-Ball-Screw-is-optimized-for-high-speeds-546973>
- <http://www.teximp.cz/product/76-celni-soustruh.html>
- <http://www.surface-grinder.org/2010/10/21/turret-lathe-2/>
- <http://nanjingjw.en.made-in-china.com/product/wedJECzuaQIY/China-Vertical-Lathe-LC5120Q-LC5116Q-LC5112Q-.html>
- <http://www.zhongruitong.com/>