

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci
Fakulta strojní



Admire Maradzika

NÁVRH STAVEBNICE MALÉHO NC STROJE

Diplomová práce

1994

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci

Fakulta strojní

Katedra výrobních systémů

Obor : Stroje a zařízení pro strojírenskou výrobu

Zaměření: Obráběcí stroje

NÁVRH STAVEBNICE MALÉHO NC STROJE

KVS – OS – 251

ADMIRE MARADZIKA

Vedoucí práce: Doc. Ing. Přemysl Pokorný, CSc. (VŠST Liberec)

Počet stran : 41

Počet příloh : 2

Počet obrázků : 10

UNIVERZITNÍ KNIHOVNA
TECHNICKÉ UNIVERZITY V LIBERCI



3146075253

Datum : 27.5.1994

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra výrobních systémů

Školní rok: 1993/94

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

pro Admiru M A R A D Z I K A

obor (23-20-8) Konstrukce strojů a zařízení

Vedoucí katedry Vám ve smyslu zákona č. 172/1990 Sb. o vysokých školách určuje tuto diplomovou práci:

Název tématu: Návrh stavebnice malého NC stroje

Zásady pro vypracování:

1. Úvod - historie, vznik požadavku úkolu
2. Studie možných variant řešení
3. Hodnotová analýza variant, výběr nejvhodnější
4. Konstrukční a výpočtové zpracování návrhu
5. Popis technických parametrů, montáže obsluhy, údržba
6. Odborný odhad efektivnosti (produktivita/cena)
7. Zhodnocení výsledků a stavu řešení
8. Závěr

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Univerzitní knihovna
Voroněžská 1329, Liberec 1
PSČ 461 17

V113/94S

KVs/os

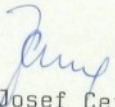
Rozsah grafických prací: 4-5 výkresů
Rozsah průvodní zprávy: 40 stran textu
Seznam odborné literatury:

Breník, P.: Obráběcí stroje, SNTL, Praha
Chvála, B.: Automatizace, SNTL, Praha
Tarant, I.: Diplomová práce 1992, VŠST Liberec

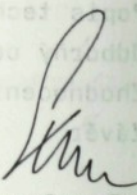
Vedoucí diplomové práce: Doc. Ing. Přemysl Pokorný, CSc.
Konzultant:

Zadání diplomové práce: 30.10.1992

Termín odevzdání diplomové práce: 27.5.1994


Doc. Ing. Josef Cerha, CSc.
Vedoucí katedry




Prof. Ing. Jaroslav Exner, CSc.
Děkan

V Liberci

dne 30.10. 19 92

Místopřísežně prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury pod vedením vedoucího.

A. Muradov

V Liberci

27.5.1994

Seznam použitých symbolů:

b	 vzdálenost
c	 vzdálenost
C	 základní dynamická únosnost
d	 vnitřní průměr
D	 vnější průměr
E	 modul pružnosti v tahu
f	 součinitel tření
F	 obecná síla
F_f	 posuvová řezná síla
F_p	 přísmuvová síla
F_t	 hlavní řezná síla
h	 hloubkové řezy
I	 kvadratický moment průřezu
l	 délka
L'	 délka
L_h	 základní trvanlivost
m	 hmotnost
M	 ohybový moment
M_K	 krouticí moment
n	 otáčky
p	 měrný řezný odpor
P	 výkon
R	 síla
$R_{I,II}$	.. reakce v ložiscích
S	 plocha
s	 posuv nástrojů
T	 posouvající síla
w	 vzdálenost
y	 obecný průhyb

y' obecný sklon

y_n deformace

y_R deformace

z vzdálenost

Obsah diplomové práce:

1. Úvod	7
1.1. Požadavky úkolu	8
2. Možnost řešení	8
2.1. Volba typu vedení	8
2.2. Varianty uspořádání vodících ploch	9
2.3. Povrchová úprava vodících ploch	9
3. Výpočet namáhání a deformace vodících ploch	11
3.1. Příčné vedení	12
3.2. Výpočet deformací podélného vedení	20
4. Pohony	22
4.1. Hlavní pohon	22
4.1.1. Volba typu pohonu	22
4.1.2. Výpočet hlavního převodu ozubenými řemeny	24
4.1.3. Kontrola motoru	26
4.2. Pohony posuvů	27
4.2.1. Volba motoru	27
5. Snímání otáček vřetene a snímání polohy a rychlosti křížového stolu	30
5.1. Snímání otáček vřetene	30
5.2. Snímání polohy a rychlosti křížového stolu	31
6. Posuvové mechanismy	33
6.1. Kontrola posuvového šroubu	33
7. Vřeteník	34
7.1. Vřeteno	34
7.1.1. Typ uložení	34
7.1.2. Výpočet základní dynamické únosnosti ložisek .	35
8. Doplnující zařízení	37
8.1. Koník	37
8.2. Vrtací jednotky	37

8.3. Upínání nástrojů	37
8.4. Upínání obrobků	37
9. Instrukce pro montáž, obsluhu a údržbu stroje	38
9.1. Technologický postup při montáži	38
9.2. Obsluha a údržba stroje	38
10. Cena stroje	39
11. Závěr	40
Seznam literatury	41

1. Úvod

Vývoj obráběcích strojů odedávna úzce souvisí s vývojem obrábění, které je historicky starší. Obrábění je nejstarší výrobní metoda. Člověk používal různé nástroje, které stále zdokonaloval.

Vznikem prvního obráběcího stroje začíná tedy mechanizace lidské práce. Lidský pohon strojů je nahrazován motory (nejprve na vodní, poté na parní a na elektrický pohon). V závislosti na vývoji řezných nástrojů se zvyšuje i výkon a vznikají nové druhy obráběcích strojů.

Vědecko-technická revoluce vedla k širokému uplatnění mikroelektroniky a výpočetní techniky i v oboru obráběcích strojů. Dochází ke změně tradiční mechanické konstrukce centrálních pohonů pracovních vřeten a funkčních posuvů náročným kinematickým řetězcem stupňových převodů, který je nahrazen individuálními regulačními elektrickými pohony s číslicovým řízením. Nová konstrukční koncepce multiprofesních obráběcích strojů umožňuje komplexní obrobení součástí ze všech stran a všemi potřebnými operacemi za použití automatické výměny nástrojů. Fyzická lidská účast ve výrobním procesu klesá. Nové obráběcí stroje pronikají vzhledem ke své pružné přizpůsobivosti do oborů kusové a malosériové výroby složitých a technologicky náročných a přesných součástí a také do velkosériových a hromadných výrob.

1.1. Požadavky úkolu

Úkolem je navrhnout jednoduchý malý NC stroj, který by měl splnit tyto základní požadavky :

- konstrukční řešení by mělo umožnit vytvoření stavebnicového systému
- stavebnicový systém by měl umožňovat připojení periférních jednotek s vlastním pohonem
- stroj má být universální s možností realizace technologie soustružení, vrtání a frézování
- stroj musí realizovat dané technologie s vysokou přesností
- konstrukce stroje musí mít vysokou tuhost

2. Možnost řešení

Měl jsem dvě možnosti řešení a to :

a/ použití normalizovaných stavebnicových prvků jako multipost

b/ navrhovat vlastní koncepce z vyrobených dílů

První možnost jsem opustil, protože konstrukce vychází velká a složitá. Vybral jsem druhou možnost.

2.1. Volba typu vedení

Volba typu vedení je ovlivněna následujícími faktory:

- rozměrové parametry
- cena
- tvar vodících ploch

Z hlediska rozměrového a cenového je kluzné vedení výhodné oproti vedení valivému. S ohledem na stavebnicovost konstrukce, která by měla umožnit bez potíží a větších nákladů na změny výroby měnit velikost a tvar pracovního prostoru, jsem použil vedení válcová. Vedení válcová jsou výrobně velmi jednoduchá a umožňují změny pracovního prostoru.

2.2. Varianty uspořádání vodících ploch

Při frézarské operaci je rozhodujícím faktorem pro pohyb souřadný systém s navzájem kolmými osami x, y, z . Zde je nutno zajistit pohyb ve všech třech navzájem kolmých osách souřadného systému.

Možnost uspořádání vodících ploch podle toho, kterým členem je zajištěn pohyb v ose z :

a/ pohyb v ose z je zajištěn suportem (vřeteník zůstává pevný)
Tato možnost má nevýhodu, protože vede ke značné složitosti, velkým rozměrům a hmotnosti suportu. Rozměry a hmotnost suportu působí negativně na tuhost stroje, protože zde představuje pasívní zatížení vodících ploch.

b/ pohyb v ose z zajištěn vřeteníkem (suport zajišťuje pouze pohyb v osách x, y)

Ve vřeteníkové části stroje lze velmi snadno umístit vertikální vedení, které nebude ovlivňovat vedení horizontální. Tato varianta nevylučuje nevýhody první varianty. Při provádění soustružnických operací se bude nacházet vřeteník v dolní části vertikálního vedení a vzdálenost působistě řezných sil od základové desky bude menší než u varianty s pevným vřeteníkem. Varianta s pevným vřeteníkem je výhodnější.

2.3. Povrchová úprava vodících ploch

Požadavky na povrchovou úpravu -

- 1/ snížení tření
- 2/ zvýšení trvanlivosti
- 3/ snadná výroba
- 4/ snadná údržba

Tyto požadavky splňuje kombinace kalená ocel - plast.

Trubky budou vyrobeny z oceli, povrchově zakaleny a přebroušeny. Vodicí plochy uvnitř kostek budou opatřeny plastem

SKC 60, což je vtlačovatelná dvoukomponentní hmota na bázi epoxydových pryskyřic s hodnotnými plnidly. Vtlačování je prováděno pomocí patronových lisů. Povlak se vtlačí otvorem do prostoru mezi přesně ustavené součásti, kde se nechá vytvrdnout. Utěsnění se provádí podle konstrukčních možností pomocí kovových hran a pásy z mechové gumy.

Kluzná obložení SKC zabráňují častým potíží kluzných vedení jako jsou trhavé pohyby, zadírání atd. Vůle ve vedení jsou minimální, což má pozitivní vliv na tlumení a tím výrazně zvyšuje dynamickou tuhost stroje. Opotřebení obložení a protiploch je vlivem malého tření sníženo na minimum. Plocha pro obložení musí být pro zlepšení ulpění zdrsňena (hrubovací frézování). Před povlakováním je třeba součást důkladně vyčistit. Vodící plochy mohou být jemně soustruženy nebo broušeny. Přesnost chodu důležitých částí stroje :

Přesnost stroje lze ovlivnit kvalitou zhotovení důležitých funkčních ploch a jejich životností. V případě použití kluzných vedení jsem se už o tom zmínil.

Přesnost lze zvyšovat náhradou kluzných vedení vedeními valivými. Vodící plochy zůstanou válcové trubky z oceli. Uvnitř posuvných kostek se upevní Linear bush typu LM-M. Je to ložiskové pouzdro japonské výroby, které dodává Hennlich industrietechnik s.r.o. Litoměřice - viz příloha č.1.

Výhody použití Linear bush č.1:

- nízká cena
- velmi malý koeficient tření ($\mu = 0,0006 - 0,0012$)
- možnost vymezování vůle, pracuje bez vůle
- nevyskytují se trhavé pohyby
- vysoká přesnost
- jednoduchá montáž - v kostkách se upevní snadno pomocí

pojistných kroužků nebo šroubů - viz příloha č.2

- Jsou vybaveny gumovými pečetítky proti prachu a proti úniku mazacího oleje

3. Výpočet namáhání a deformace vodících ploch

Vzhledem k požadavku dimenzovat stroj z hlediska přesnosti na soustružnické operace bude výpočet namáhání a deformace vedení prováděn na zatížení tvořeném trojicí sil při podélném soustružení.

Síly vzniklé při soustružení:

hlavní řezná síla $F_t = p * S$ $S = s * h$

kde - p je měrný řezný odpor

- S je průřez třísky

- s je posuv nástroje

- h je hloubka řezu

posuvová síla $F_f = 0,45 * F_t$

přísuvová síla $F_p = 0,25 * F_t$

Tato trojice sil působí mimo těžiště vodících ploch a vznikají zde i ohybové momenty, které vedení namáhají:

M_{f1} , M_{f2} , M_r , M_t

Pro výpočet deformací vodících ploch:

- metoda počátečních parametrů

$$y(x) = y(0) + y'(0) * x - \frac{M(0) * x^2}{2 * E * I} - \frac{T(0) * x^3}{6 * E * I} + \frac{F * (x-a)^3}{6 * E * I} + \frac{M * (x-a)^2}{2 * E * I}$$

kde - $y(x)$ je průhyb v místě určeném souřadnicí x

- $y'(0)$ je sklon v místě 0

- $M(0)$ je moment v místě 0

- $T(0)$ je posouvající síla v místě 0

3.1. Příčné vedení

je tvořeno 2. trubkami nad sebou

moment setrvačnosti jedné trubky:

$$I_1 = \pi * (D^4 - d^4)/64$$

moment setrvačnosti dvou trubek v horizontálním směru

$$I_2 = 2 * I_1$$

moment setrvačnosti dvou trubek ve vertikálním směru

$$I_3 = 2 * I_1 + 2 * S * (z/2)^2$$

kde - S je plocha průřezu jedné trubky

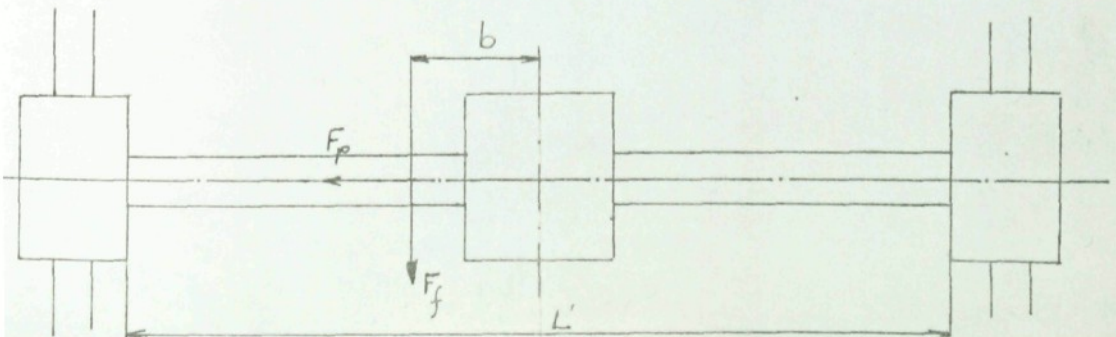
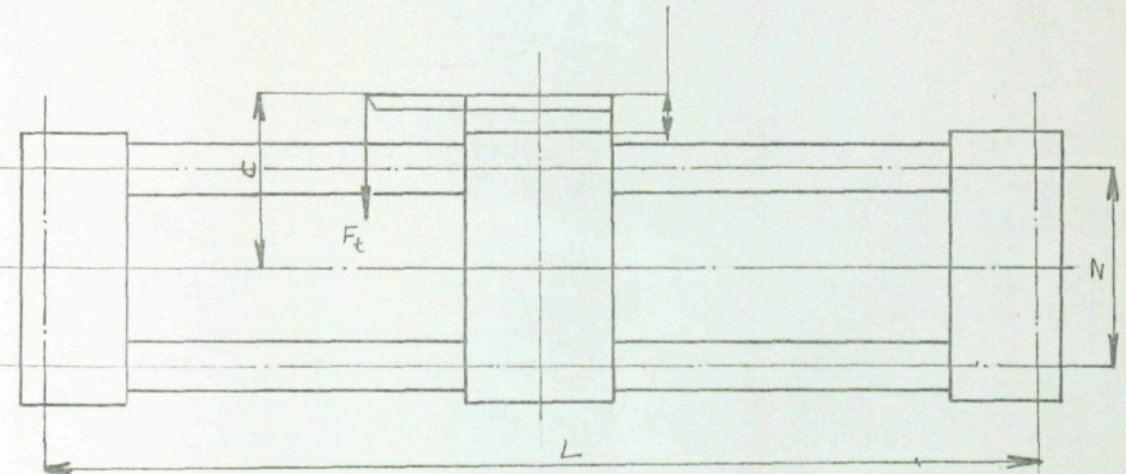
$$S = \pi * (D^2 - d^2)/4$$

$$I_1 = 117\,809,72 \text{ mm}^4$$

$$I_2 = 235\,619,45 \text{ mm}^4$$

$$I_3 = 10\,697\,594 \text{ mm}^4$$

Zatížení příčného vedení



Geometrické parametry: $z = 135 \text{ mm}$; $c = 46 \text{ mm}$

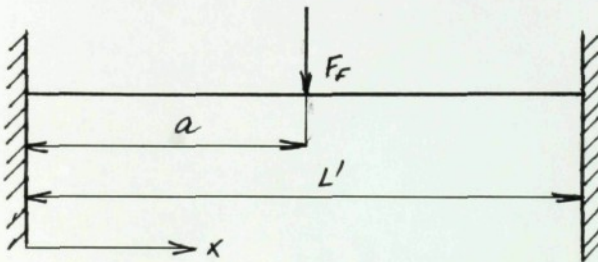
$L = 544 \text{ mm}$; $D = 40 \text{ mm}$; $d = 20 \text{ mm}$

$L' = 400 \text{ mm}$; $a = 271 \text{ mm}$

Výpočty deformací jsou prováděny ve dvou vzájemně kolmých rovinách. V každé rovině budou určeny reakce v uložení pro krajní polohu pohyblivého stolu a průhyb pro centrální polohu pohyblivého stolu.

Rovina 1: zatěžující síly jsou posunuty do těžiště vedení

$$M_{f1} = F_f \cdot b$$



Okrajové podmínky pro toto uložení nosníku jsou:

$$y(0) = 0 \quad (1)$$

$$y(L') = 0 \quad (2)$$

$$y'(0) = 0 \quad (3)$$

$$y'(L') = 0 \quad (4)$$

Obecná rovnice průhybové čáry A pak má tvar:

$$y(x) = - \frac{M(D) \cdot x^2}{2 \cdot E \cdot I} - \frac{T(D) \cdot x^3}{6 \cdot E \cdot I} + \frac{F_f \cdot (x-a)^3}{6 \cdot E \cdot I} + \frac{M_{f1} \cdot (x-a)^2}{2 \cdot E \cdot I} \quad (II)$$

$M(0)$ a $T(0)$ určíme z okrajových podmínek (2) a (4)

$$y(L') = 0$$

$$y(L') = - \frac{M(0) \cdot L'^2}{2 \cdot E \cdot I} - \frac{T(0) \cdot L'^3}{6 \cdot E \cdot I} + \frac{F_f \cdot (L'-a)^3}{6 \cdot E \cdot I} + \frac{M_{f1} \cdot (L'-a)^2}{2 \cdot E \cdot I}$$

Derivací obecné rovnice pro $y(x)$ dostáváme:

$$y'(x) = - \frac{M(0) * x}{E * I} - \frac{T(0) * x^2}{2 * E * I} + \frac{F * (x-a)^2}{2 * E * I} + \frac{M_{f1} * (x-a)}{E * I}$$

pro (4) platí:

$$y'(L') = 0$$

$$y'(L') = - \frac{M(0) * L'}{E * I} - \frac{T(0) * L'^2}{2 * E * I} + \frac{F_f * (L'-a)^2}{2 * E * I} + \frac{M_{f1} * (x-a)}{E * I}$$

Dostali jsme 2 rovnice o 2 neznámých $M(0)$ a $T(0)$. Řešením těchto rovnic dostáváme:

$$M(0) = \frac{F_f * (L'-a)^3}{L'^3} + \frac{3 * M_{f1} * (L'-a)^3}{L'^2} - \frac{F_f * (L'-a)^2}{L'} - \frac{2 * M_{f1} * (L'-a)}{L'}$$

$$T(0) = \frac{F_f * (L'-a)^2}{L'^2} + \frac{2 * M_{f1} * (L'-a)}{L'^2} - \frac{2 * M(0)}{L'}$$

Dosazením za $M(0)$ a $T(0)$ do rovnice (3) dostáváme vztah pro $y(x)$:

$$y_{Ff}(x) = [1/(E * I)] * [(1/16) * F_f * L' * x^2 + (1/8) * M_{f1} * x^2 - (1/12) * F_f * x^3 - (1/4) * M_{f1} * x^3 / L' + (1/6) * F_f * (x-a)^3 + (1/2) * M_{f1} * (x-a)^2]$$

Pro zatížení ve středu nosníku je $a = L'/2$ a dostáváme:

$$y_{Ff}(x) = [1/(E * I)] * [(1/16) * F_f * L' * x^2 + (1/8) * M_{f1} * x^2 - (1/12) * F_f * x^3 - (1/4) * M_{f1} * x^3 / L' + (1/6) * F_f * (x - L'/2)^3 + (1/2) * M_{f1} * (x - L'/2)^2]$$

Průhyb ve středu nosníku od síly F_f a momentu M_{f1} má následující tvar:

$$y_{Ff}(L'/2) = [1/(192 * E * I)] * F_f * L'^3$$

Číselné vyjádření : $F_f = 225 \text{ N}$

$$M_{f1} = 10\,350 \text{ N} * \text{mm}$$

$$b = 46 \text{ mm}$$

$$L' = 400 \text{ mm}$$

$$I = I_2 = 235\,619,45 \text{ mm}^4$$

$$E = 2,1 * 10^5 \text{ MPa}$$

$$y_{Ff}(L'/2) = 0,0015 \text{ mm}$$

Průhyb v místě okraje pohyblivého stolu při centrální poloze ($a = L'/2$):

$$y_{Ff}(L/2 - 50) = y_{Ff}(222) = 0,001$$

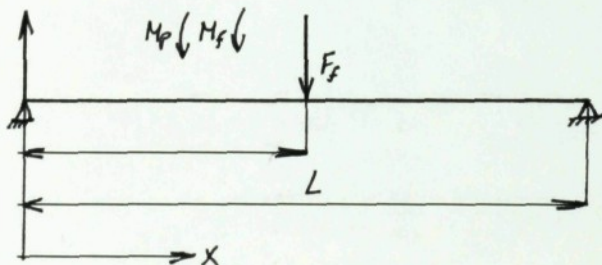
Moment $M(0)$ a síla $T(0)$ budou vystupovat jako zatěžující při výpočtu podélného vedení v této rovině. Budou přeznačeny na M_F a F_F .

Rovina 2:

schema namáhání

$$M_t = F_t * b$$

$$M_p = F_p * c$$



Pro takto uložený nosník platí tyto okrajové podmínky:

$$y(0) = 0$$

$$y(L) = 0$$

$$M(0) = 0$$

$$M(L) = 0$$

a rovnice průhybu po úpravě má tento tvar:

$$y(x) = y'(0) * L - \frac{T(0) * x^3}{6 * E * I} + \frac{(M_p + M_t) * (x-a)^2}{2 * E * I} + \frac{F_t * (x-a)^3}{6 * E * I} \quad (c)$$

z okrajových podmínek určíme $y'(0)$ a $T(0)$

$$y(L) = y'(0) * L - \frac{T(0) * L^3}{6 * E * I} + \frac{(M_p + M_t) * (L-a)^2}{2 * E * I} + \frac{F_t * (L-a)^3}{6 * E * I} = 0$$

$$M(L) = y'' * (-E * I) = 0$$

$$y'(x) = y'(0) - \frac{T(0) * x^2}{2 * E * I} + \frac{(M_p + M_t) * (x-a)}{E * I} + \frac{F_t * (x-a)^2}{2 * E * I}$$

$$y''(x) = - \frac{T(0) * x}{E * I} + \frac{M_p + M_t}{E * I} + \frac{F_t * (x-a)}{E * I}$$

$$M(L) = T(0) * L - M_p - M_t - F_t * (L-a) = 0$$

Máme dvě rovnice o dvou neznámých $y'(0)$ a $T(0)$

$$T(0) = \frac{M_p + M_t + F_t * (L-a)}{L}$$

$$y'(0) = \frac{[M_p + M_t + F_t * (L-a)] * L}{6 * E * I} - \frac{(M_p + M_t) * (L-a)^2}{2 * E * I * L} - \frac{F_t * (L-a)^3}{6 * E * I * L}$$

Dosazením do základní rovnice průhybu (c) za $T(0)$ a $y'(0)$ pro $a = L/2$ dostaneme:

$$y(x) = (1/E \cdot I) * [1/24 * (M_p + M_t) * L * x + 1/16 * F_t * L^2 * x - 1/6 * [(M_p + M_t) * x^3]/L - 1/12 * F_t * x^3 + 1/2 * (M_p + M_t) * (x - a)^2 + 1/6 * F_t * (x - a)^3]$$

Průhyb ve středu nosníku od síly F_t a momentu M_t má tvar :
(pro $a = L/2$)

$$y(L/2) = (F_t * L^3) / (48 * E * I)$$

Číselné vyjádření - $F_t = 500 \text{ N}$

- $L = 544 \text{ mm}$
- $M_t = 2300 \text{ N} * \text{mm}$
- $M_p = 2000 \text{ N} * \text{mm}$
- $I = I_3 = 10\,697\,594 \text{ mm}^4$
- $y(L/2) = 0,0004 \text{ mm}$

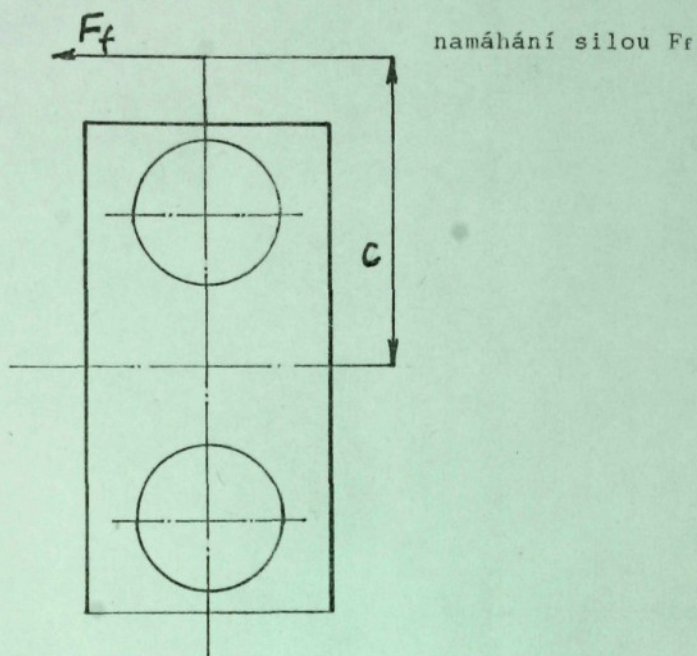
Průhyb vedení v místě okraje pohyblivého stolu při centrálním zatížení ($a = L/2$):

$$y_{F_t}(L/2 - 46) = y_{F_t}(226) = 0,00043$$

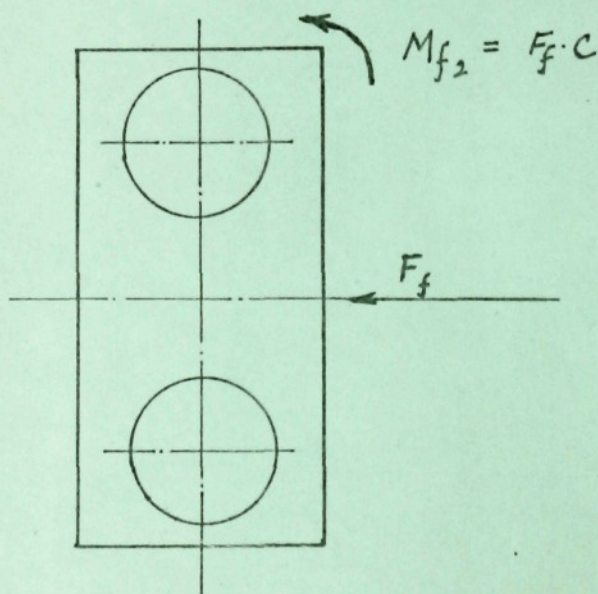
$T(0)$ bude vystupovat jako zatěžující síla při výpočtu podélného vedení v této rovině.

Síla $T(0)$ bude přeznačena na F_T .

Krutové namáhání příčného vedení



namáhání po úpravě



M_{f2} vystupuje jako krouticí moment. Lze uvažovat, že moment M_{f2} způsobí pouze vznik dvojice sil rovnoběžných se silou F_f , to znamená průhyb horní trubky se zvětší a průhyb spodní trubky se zmenší. Toto tvrzení není úplné, protože pevná vazba mezi oběma trubkami způsobí otočení okolo těžiště a ne pouze vodorovný posun. Z hlediska deformace nosníku lze toto zanedbat, protože deformace ve svislém směru bude několikanásobně menší.

Výpočet deformace y_R lze provést metodou počátečních parametrů a výpočet deformace y_n pak pomocí geometrických vztahů pro výpočet vzdálenosti tětiny.

$$R = M_{f2}/z = F_f * c/z$$

$$y_R = (R * L^3)/(192 * E * I)$$

číselné vyjádření:

$$F_f = 225 \text{ N}$$

$$z = 135 \text{ mm}$$

$$c = 160 \text{ mm}$$

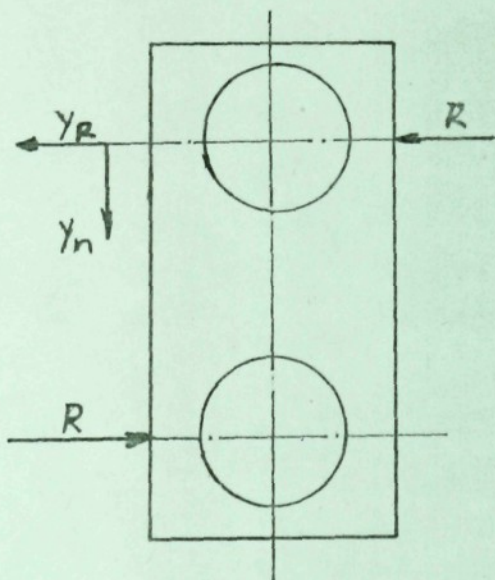
$$L = 400 \text{ mm}$$

$$R = 241,6 \text{ N}$$

$$E = 2,1 * 10^5 \text{ MPa}$$

$$I = I_1 = 117\,809,72 \text{ mm}^4$$

$$y_R = 0,002$$

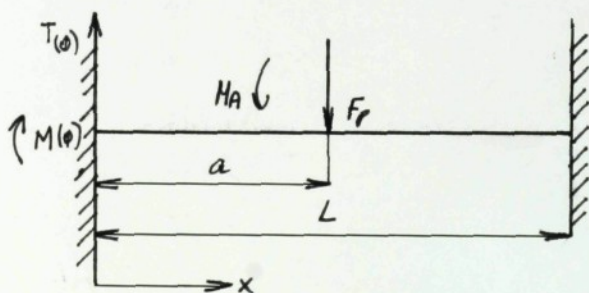


3.2. Výpočet deformací podélného vedení

Podélné vedení je tvořeno dvěma trubkami po obou stranách pracovního prostoru. Průběh vedení bude určován ve dvou vzájemně kolmých rovinách. V každé rovině bude průhyb nosníku určen při jeho centrálním zatížení.

Zatížení tvoří reakce v uložení příčného vedení a axiální síla od posuvného mechanismu.

Rovina 1: Nahrazení nosníkem



$$M_F - F_F * w = M_A$$

Namáhání nosníku i jeho uložení v rámu je shodné jako v případě nosníku v rovině 1 u příčného vedení.

Rovnice průhybu má tento tvar:

$$y_{Fp}(x) = (1/E) * [1/16 * (F_p * L * x^2) + 1/8 * (M_A * x^2) - 1/12 * (F_p * x^3) - 1/4 * (M_A * x^3)/L + 1/6 * F_p * (x - L/2)^3 + 1/2 * M_A * (x - L/2)^2]$$

Průhyb ve středu nosníku od síly F_p a momentu M_A má tvar:

$$y_{Fp}(L/2) = (F_p * L^3) / (192 * E * I)$$

Číselné vyjádření - $F_p = 125 \text{ N}$

- $M_A = - 15\,900 \text{ N} * \text{mm}$

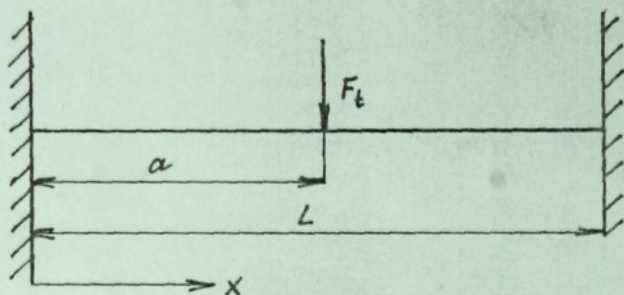
- $L = 500 \text{ mm}$

- $E = 2,1 * 10^5 \text{ MPa}$

- $I = I = 117\,809,72 \text{ mm}^4$

- $y_{Fp}(L/2) = 0,0004 \text{ mm}$

Rovina 2: Nahrazení nosníkem

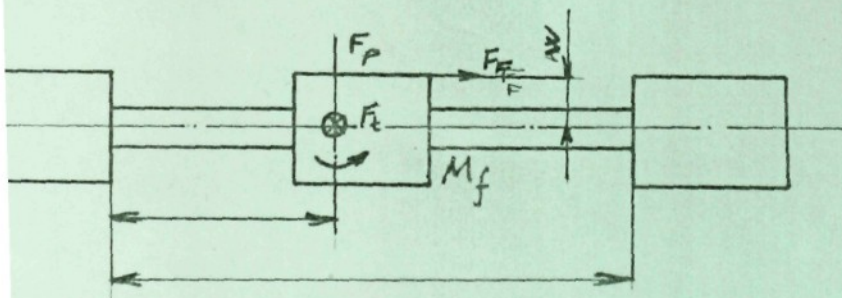


Základní rovnice průhybu je :

$$y(x) = (1/E \cdot I) \cdot [1/16 \cdot (F_T \cdot L \cdot x^2) - 1/12 \cdot (F_T \cdot x^3) + 1/16 \cdot (F_T \cdot (x - a)^3)]$$

a pro $L/2$: $y_{FT}(L/2) = (F_T \cdot L^3) / (192 \cdot E \cdot I)$

Zatížení podélného vedení silami:



Číselné vyjádření : $F_T = 506 \text{ N}$

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$$

$$y_{FT}(L/2) = 0,0016$$

4. Pohony

4.1. Hlavní pohon

Funkcí hlavního pohonu je uskutečnění hlavního řezného pohybu, to znamená vyvození řezné síly ve směru řezání a zabezpečení určité optimální řezné rychlosti.

Požadavky kladené na hlavní pohon jsou:

- zajistit možnost nastavení řezných rychlostí
- regulaci otáček zajistit při konstantním výkonu
- umožnit udržení konstantní řezné rychlosti při měnícím se poloměru řezání
- umožnit číslicové řízení řezné rychlosti v průběhu automatického cyklu stroje

4.1.1. Volba typu pohonu

Výběr hlavního pohonu je ovlivněn následujícími faktory:

- požadovaný maximální kroutící moment motoru
- rozsahy otáček pohonu
- hmotnost pohonu
- velikost pohonu
- cena pohonu

Pro změnu otáček jsou dvě možnosti, stupňovitá změna otáček a plynulá změna otáček. Z hlediska cenového je nejlevnější změna stupňovitá, ale u ní nemůžeme přesně nastavit optimální řeznou rychlost. S ohledem na velikost stroje vychází stupňovitá převodovka rozměrná, a proto ji není možné použít.

Požadovaný rozsah otáček je nutno zajistit elektronickou regulací motoru. Lze to uskutečnit dvěma způsoby, buďto použitím střídavého motoru s frekvenčním měničem nebo stejnosměrného motoru s regulátorem.

Střídavý motor s frekvenčním měničem je výhodný pro

rozsah regulace 20 až 120 Hz. Běžně dostupné asynchronní motory jsou konstruovány pro jmenovité frekvence okolo 50 Hz. Při zvyšování frekvence dochází k nárustu ztrát vlivem zvýšených vířivých proudů v plechových segmentech, ze kterých je kotva složena. Tyto ztráty jsou u běžného motoru únosné asi do frekvence 120 Hz. Tato frekvence nepostačuje k požadovanému rozsahu otáček vřetene (např. pro soustružení malých průměrů řeznou keramikou je to $10\,000\text{ min}^{-1}$). U asynchronních motorů řízených frekvenčním měničem také dochází k poklesu krouťicího momentu oproti nominálnímu zhruba na polovinu. Pohon se střídavým s frekvenčním měničem není výhodný i z hlediska ekonomického, protože frekvenční měniče, které vyrábějí zahraniční firmy např. LENZE jsou drahé. Pro daný výkon tento pohon vychází relativně velký.

Použil jsem komutátorový stejnosměrný motor SKE 71-2 s elektronickou regulací. Tento motor vyrábí MEZ Mohelnice. Pohon má jednofázové střídavé napájení. Umožňuje získat na výstupu motoru plynule měnitelné otáčky v rozsahu až 12 000 ot/min při zachování konstantního momentu. Regulátor otáček a momentu umožňuje regulaci otáček v rozsahu 0 - 100 % a regulaci krouťicího momentu v rozsahu $M_K \text{ min}$ až $M_K \text{ max}$. Nastavení otáček a momentu se provádí pomocí dvou potenciometrů umístěných na víku regulátoru. Regulátor je možno umístit na motor nebo do zvláštní skříně. Tento pohon je výhodný z hlediska rozměrů, hmotnosti, parametrů i ceny. Nevýhodou jsou větší nároky na údržbu oproti střídavým pohonům.

Parametry pohonu: otáčky v rozsahu $0 \div 12\,000\text{ ot/min}$

krouťicí moment v celém

rozsahu otáček cca 1 Nm

hmotnost 5 kg

vnější rozměry u

patkové verze 240 x 195 mm

Přenos krouticího momentu z motoru na vřeteno je zajišťován řemenem. Zde je možno používat dva druhy řemenů.

a/ Plochý řemen - jeho výhodou je klidný a tichý chod. Má několik nevýhod: pro přenášení velkých obvodových sil vychází široký, vyžaduje velké osové vzdálenosti a značně zatěžuje hřídele a ložiska.

b/ Ozubený řemen - pracuje bez skluzu, není hlučný a může přenášet velká zatížení, zaručuje vysokou odolnost proti oděru, nízký koeficient tření, odolnost proti prostředí (vlhkost, oleje, prach), má stálé vlastnosti i po velkém počtu zátěžných cyklů.

Zvolil jsem ozubený řemen z výše uvedených výhod a pro svoje konstrukce vychází úzký. Tento řemen vyrábí v ČR Gumárny v Zubří. ?

4.1.2. Výpočet hlavního převodu ozubenými řemeny

a/ Volba řemene a počtu zubů řemenic

rozteč zubů řemene $l_B = 10 \text{ mm}$

průměr lanka $d = 0,6 \text{ mm}$

počet zubů řemenic $z_1 = z_2/i = 30$

převod $i = 1$

b/ Počet zubů řemene a osová vzdálenost řemenic

předběžná osová vzdálenost $\bar{A} = 140 \text{ mm}$

počet zubů řemene :

$$z_r = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2 \cdot \bar{A}}{l_B} + \left[\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right]^2 \cdot \frac{l_B}{\bar{A}}$$

$$z_r = 65$$

Zvolím řemen číslo 272 213 003, který má:

počet zubů $z_r = 67$

rozteč zubů $l_B = 6,257$

modul ozubení $m = 1,9916$

provozní vzdálenost $A = 140 \text{ mm}$

c/ Průměry roztečných a hlavových kružnic řemenic

Průměry roztečných kružnic řemenic:

$$d_{r1} = d_{r2} = m * z + \delta_d$$

$$d_{r1} = d_{r2} = 59,8 \text{ mm}$$

Průměry hlavových kružnic řemenic:

$$d_{k1} = d_{k2} = d_r - 2 * u$$

$$d_{k1} = d_{k2} = 59,1 \text{ mm}$$

d/ Šířka řemene a řemenic

$$\text{rychlost řemene } v_{\max} = \pi * n_1 * d_k$$

$$v_{\max} = 37,69 \text{ ms}^{-1}$$

měrné zatížení boku zubu (z tabulky) $p = 0,44 \text{ MPa}$

$$\text{počet zabírajících zubů na malé řemenici } z_z = (z_1 * \alpha) / 360$$

$$z_z = 15$$

Úhel opásání řemene na malé řemenici

$$\alpha = 180^\circ - 2 * \arcsin [(d_{r1} - d_{r2}) / (2 * A)]$$

$$\alpha = 180^\circ$$

$$\text{Obvodová síla } F = 2 * m / d_1 = 33,3 \text{ N}$$

$$\text{Šířka řemene } b_{\min} = (F * K_A) / (z_z * p * h_z) = 7,4 \text{ mm}$$

$$\text{provozní součinitel } K_A = 2,2$$

$$\text{výška zubů řemene } h_z = 1,5$$

$$\text{Zvolena - šířka řemene } b = 10 \text{ mm}$$

$$\text{- šířka řemenice } b_{r1} = b + 4 = 14 \text{ mm}$$

4.1.3. Kontrola motoru

Momentová kontrola motoru

Motor má v celém rozsahu otáček konstantní moment o hodnotě 1 Nm, který je dostatečný pro soustružení třísky o menším průřezu. Pomocí následujících vztahů lze určit max. hodnoty řezných podmínek, které lze přizpůsobit vzhledem k maximálnímu krouticímu momentu motoru.

$$F_t = p * h * s$$

$$M_K = F_t * D/2$$

$$M_K = p * h * s * D/2$$

$$p * s * h = 2 * M_K / D$$

kde - p ... měrný řezný odpor

- h .. hloubka třísky

- s .. posuv za otáčku

- D .. max. soustružení

- F_t .. tečná síla

- M_K .. krouticí moment

motoru

Pro průměr soustružení 80 mm dostáváme: $p * s * h = 25 \text{ N}$

S klesající velikostí průměru soustružení hodnota F_t roste, z čehož plyne, že pro soustružení menších průměrů vykazuje motor dostatečný krouticí moment.

Pro průměr $D = 40 \text{ mm}$ dostaneme hodnoty:

pro $p = 2500 \text{ MPa}$ a $h = 1 \text{ mm}$ $s = 0,02 \text{ mm/ot}$

pro $p = 2500 \text{ MPa}$ a $h = 0,5 \text{ mm}$ $s = 0,04 \text{ mm/ot}$

Při větších požadavcích na hodnotu krouticího momentu motoru by bylo možno postupovat takto:

1. Zajistit motor obdobného typu s větším krouticím momentem. Tato možnost je nejvýhodnější.
2. Stávající motor doplnit měnitelným řemenovým převodem, změnu převodu lze řešit jako plynulou pomocí variátoru

nebo skokovou pomocí řaditelných řemenových převodů. Nevýhody těchto změn jsou větší rozměry, větší hmotnost a vyšší cena oproti základnímu konceptu.

3. Použít střídavý motor s dostatečným M_K s frekvenčním měničem.

Volba z těchto variant je závislá hlavně na požadavcích zákazníka. Z ekonomického hlediska je první možnost nejvýhodnější. Náklady na úpravu stávajícího řešení by byly minimální, protože by se jednalo pouze o úpravu ukotvení motoru.

4.2. Pohony posuvů

Základní požadavky na pohony posuvů:

- 1/ Pohon musí vykazovat dostatečný krouticí moment.
- 2/ Pohon musí zajistit potřebný rozsah posuvových rychlostí.
- 3/ Regulovat polohu posouvané části stroje s vysokou přesností (až 0,001 mm).
- 4/ V celém rozsahu rychlostí pracovních posuvů zajistit plynulý pohyb a spojitou regulaci rychlosti posouvané části stroje.
- 5/ Malé rozměry a hmotnost.
- 6/ Snadná řiditelnost otáček motoru.

4.2.1. Volba motoru

Momentová kontrola motoru:

$$M_K = (F_a * l) / (2 * \pi * \zeta)$$

$$F_a = F_t + \mu * W$$

$$W = m * g$$

F_a axiální síla (N)

F_t řezná síla (N)

W tíhová hmotnost obrobku
na stole

μ koeficient tření

posouvající se části

l stoupání šroubovice

η účinnost

m hmotnost obrobku na stole

g tíhové zrychlení

Číselné vyjádření: $F_t = 500 \text{ N}$; $F_a = 502,9 \text{ N}$

$\mu = 0,01$; $l = 4 \text{ mm}$

$\eta = 0,9$; $m = 30 \text{ kg}$

$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$; $W = 294,3 \text{ N}$

$M_K = 0,4 \text{ N} \cdot \text{m}$

Zákazníci mohou vybírat typ motorů podle svých požadavků. Je možné buďto používat a/ krokové motory
b/ stejnosměrné motory. Ve své konstrukci je výběr motorů hlavně ovlivněn následujícími faktory :

- krouticí moment motorů
- velikost motorů
- hmotnost motorů
- cena

Ve své konstrukci jsem použil krokové motory. Výhodou krokových motorů je jejich jednoduchost a nízká cena.

Měl jsem k dispozici krokové motory, které vyrábí ZSE MEZ Náchod. Zvolil jsem motory Z42RS145 + IRC 130. Tyto motory jsou lepší z hlediska velikosti a hmotnosti. Některé motory, které jsem nezvolil jsou rozměrově menší, ale dvakrát těžší. Některé mají menší hmotnost, ale rozměrově jsou větší.

Motor Z42 RS 145 je krokový motor s aktivním rotorem. Vinutí je dvoufázové, čtyřpólové. Na předním štítku je namontováno optickoelektrické čidlo IRC 130. Motor s čidlem je přírubový s jedním koncem hřídele, připevňuje se 4.šrouby M6.

Vinutí motoru je ukončeno 6 volnými vývody. Kabel čidla je ukončen pětipólovou zásuvkou.

Technické údaje:

Typ motoru	Z42RS145 + IRC 130
Velikost kroku	0 1,8
Tolerance kroku	0 $\pm 0,1$
Jmenovitý proud	A 7,0
Statický vazební moment	N * m 1,85
Nejvyšší provozní moment	N * m 1,55
při mezním provozním kmitočtu	Hz 250
Mezní provozní moment	N * m 0,25
při mezním provozním kmitočtu	Hz 7000
Nejvyšší rozběhový kmitočet	Hz 830
činný odpor jedné fáze vinutí	Ω 0,36
Moment setrvačnosti rotoru	kg * m ² $1,74 * 10^{-4}$
Hmotnost	kg 3,90
Napájecí napětí čidla	V 15 $\pm 1,5$
Odběr proudu čidla z napájecího zdroje maximálně	A 0,25

Výstupy čidla:

počet informací na otáčku	200
strmost náběhových a sestupných hran	μs < 30
úroveň výstupních impulsů	> 10 V pro log 1(H) < 2,5 V pro log 0(L)
střída	1:1 přesnost 30 %
max. zátěž každého výstupu	čtyři hradla DTL
max. kmitočet zákl. signálu ...	kHz 5

Přenos kroutícího momentu z motoru na posuvový šroub je zajištěn ozubeným řemenem číslo 272 213 004.

5. Snímání otáček vřetene a snímání polohy a rychlosti křížového stolu

5.1. Snímání otáček vřetene

Snímání otáček je důležité pro přesné nastavení rezných podmínek a pro výrobu závitů. Lze provést pomocí:

- a/ tachodynamu
- b/ rotačního optického dynama ?
- c/ induktivního rotačního snímače

Pro navržené řešení nesplňují tachodynamy všechny potřebné parametry. Nesplňují potřebný rozsah otáček (většinou jsou konstruovány pro otáčky do 6000 min^{-1}).

Pro tuto konstrukci je zvolen bezkontaktní návlekový rozkladač, který je konstrukčně řešen jako induktivní rotační snímač. Snímač je navržen tak, aby umožňoval spolupráci s elektronickými obvody, které mohou vyhodnocovat jak rychlost, tak i polohu. Tento typ snímače má následující výhody:

- 1/ umožňuje snímat otáčky až do hodnoty 5000 min^{-1}
- 2/ vhodné rozměry a nízká hmotnost
- 3/ vysoká spolehlivost a životnost (způsobena absencí kluzných kontaktů k přenosu energie na rotor a vlastních kuličkových ložisek)

Převodník ve spojení s lineárním nebo kruhovým induktivním odměřováním převádí analogové signály na číslicové. Výstupní signály mají tedy stejný charakter jako signály z fotoelektrických inkrementálních snímačů. Výstupem převodníku jsou dva signály úrovně TTL vzájemně posunuté o 90° . Tento převodník vyrábí VÚOSO Praha. Univerzální bezkontaktní návlekový rozkladač vyrábí MEZ Náchod.

5.2. Snímání polohy a rychlosti křížového stolu

Snímání polohy a rychlosti pohybu stolu je důležité pro využití stroje v automatickém nebo poloautomatickém cyklu. Snímání polohy a rychlosti zajišťuje zpětnou vazbu k posuvovým motorům. Tato vazba je zajištěna elektricky a umožní výrobu závitů o libovolném stoupání. Je to vazba mechanická mezi posuvem a otáčkami vřetena.

Na snímání polohy jsou dva způsoby:

- a/ Snímat otáčky šroubu, jejichž vyhodnocením dostaneme rychlost posuvu i okamžitou polohu. Tento typ lze použít tam, kde opotřebení šroubu a matice je minimální, např. u kuličkových šroubů.
- b/ Lineárním odměřováním polohy. Tento způsob snímá polohu pouze s chybou vlastního měřidla, která je nezávislá na opotřebení pohyblivého systému.

Ve své konstrukci jsem použil způsob (a). Krokové motory, které jsem zvolil, jsou vybavené optickoelektrickými čidly IRC 130. Tyto motory jsou určeny k použití jako akční členy číslicových pohonů, na které jsou kladeny obzvláště vysoké nároky ať už z hlediska přesnosti polohování, tak z hlediska dynamických vlastností.

Optickoelektrické rotační čidlo je určeno pro převod informací o vzájemné poloze dvou mechanických celků. Používá se především k odměřování délky pohybu, nebo úhlu natočení u obráběcích strojů řízených numerickým systémem. V čidle jsou umístěny i elektrické obvody, které zabezpečují kvalitní výstupní signál. Čidlo IRC 130 převádí pohyb rotační v elektrické impulsy (signály). Počet impulsů je úměrný úhlovému natočení hřídele čidla, frekvence je úměrná rychlosti otáčení. Snímání impulsů se provádí fotoelektricky.

V případě, že zákazník zvolil stejnosměrné motory na pohon posuvů, je možné použít způsob (b), lineární odměřování polohy. Zde se dá použít pásové induktivní měřítko. Toto měřítko se skládá ze dvou částí a to měřítka a jezdce, které se montují proti sobě. To znamená, že je nutno upevnit jezdce a pravítko na posuvných kostkách. Pásové induktivní měřítko lze napájet buďto do měřítka a zesilovat signály z jezdce, nebo napájet jezdce dvoufázovým signálem a zesilovat signály indukované do měřítka. Pásové induktivní měřítko a vyhodnocovací elektroniku vyrábí VÚOSO Praha.

6. Posuvové mechanismy

Pro zajištění posuvu je možné požit dva různé druhy pohybových šroubů:

a/ Kuličkový šroub, který se pro svou vysokou přesnost, možnost vymezení vůle a plynulý pohyb šroubu i matice hodí pro odměřování. Mezi výhody také patří: vysoká účinnost, minimální oteplování, úplné odstranění všle, malé opotřebení a tím vysoká životnost a zamezení trhavých pohybů. Je ale dražší a rozměrově větší.

b/ Šroub s lichoběžníkovým závitem, který je méně přesný a více se opotřebí, ale je výrazně levnější a má výhodnější parametry.

Pro svou konstrukci jsem zvolil kuličkový šroub typu BTK 1404 C, který je japonské výroby dodává ho Hennlich Industrietechnik s.r.o. CS - 412 01 Litoměřice.

6.1. Kontrola vodícího šroubu

Kuličkový šroub BTK 1404 C

Zatížení na mezi pevnosti ve zpěru lze určit ze vztahu:

$$p = (n * \pi^2 * E * I) / l_a^2 \quad \text{kde } p \dots \text{zatížení}$$

l_a .. délka šroubu

Číselně:

E ... modul pružnosti

$$E = 2,1 * 10^5 \text{ MPa}$$

v tahu

$$l_a = 400 \text{ mm}$$

I ... minimální moment

$$I = 858,54 \text{ mm}^4$$

setrvačnosti závitové

$$d = 11,5 \text{ mm}$$

části šroubu

$$n = 2,0$$

$$I = \pi * d^4 / 64$$

$$p = 2224,28 \text{ N}$$

n ... koeficient

uložení šroubu

d ... průměr šroubu

7. Vřeteník

Vřeteník tvoří samostatnou část, kterou je možno snadno demontovat a nahradit jiným zařízením (vrtací jednotka nebo vřeteník s jinými parametry atd.). Vřeteník je upevněn pomocí šroubu. Tato deska umožňuje za pomoci pohyblivého šroubu a trubkového vedení vertikální pohyb vřeteníku.

7.1 Vřeteno

Na vřetenu nejvíce záleží přesnost obrábění. Požadavky kladené na vřeteno:

- přesnost chodu
- dokonalé vedení, vřeteno nesmí měnit polohu v prostoru mění-li jeho zatížení směr a smysl
- musí mít možnost vymezovat vůli vzniklou opotřebením
- ztráty v uložení vřetena musí být co nejmenší (účinnost, oteplování a tepelné dilatace, změna polohy), to má vliv na jeho přesnost
- vřeteno musí být tuhé

7.1.1. Typ uložení

K uložení vřeten se používá speciálních druhů valivých ložisek, které se vyvinuly díky požadavkům na vysokou přesnost, rychloběžnost a tuhost. Jako radiální ložiska lze použít: 1/ Válečková ložiska řady NN 30 K ČSN 02 4700

2/ Kuličková ložiska řady 72 - s kosouhlým stykem

3/ Normální kuličková ložiska se zvýšenou přesností

Jako axiální ložiska se používají:

1/ Axiální ložiska řady 511, 512.

2/ Speciální ložiska určená pro obráběcí stroje řady 720.

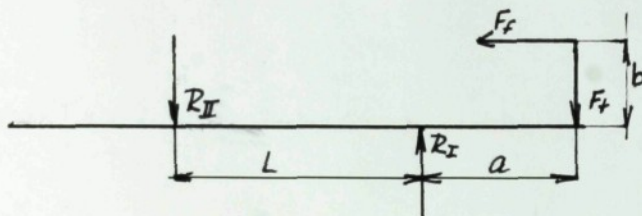
3/ Radiální kuličková ložiska ve funkci axiálních ložisek.

S ohledem na požadavky, které jsou kladeny na vřeteno a jeho uložení jsem zvolil uložení do valivých kuličkových lo-

žisek s kosouhlým stykem. Tato ložiska mohou přenášet i značnou axiální sílu lze snadno pomocí upínací matice vymezovat opotřebení v ložisku.

7.1.2 Výpočet základní dynamické únosnosti ložisek

Zatížení ložisek



$$R_I = [F_t * (L + a) - F_f * b] / L$$

$$F_t = 500 \text{ N}$$

$$R_{II} = [(F_t * a) - (F_f * b)] / L$$

$$F_f = 225 \text{ N}$$

$$L = 120 \text{ mm}$$

$$a = 300 \text{ mm}$$

$$b = 40 \text{ mm}$$

$$R_I = 1675 \text{ N}$$

$$R_{II} = 1175 \text{ N}$$

Ekvivalentní dynamické zatížení ložisek:

$$P_I = R_I * x_I + F_f * Y_I \quad x_I = 1$$

$$P_{II} = R_{II} \quad Y_I = 0$$

Základní dynamická únosnost:

$$c = L_h * 60 * n * 10^{-6} * p$$

$$L_h = 20\,000 \text{ h}$$

$$c_I = 30\,437 \text{ N}$$

$$n = 5\,000 \text{ min}^{-1}$$

$$c_{II} = 21\,351 \text{ N}$$

Volba ložisek:

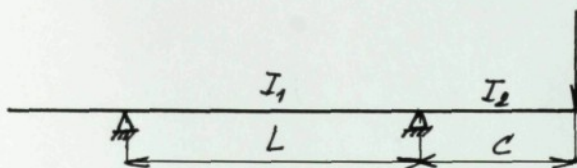
I/ hlavní ložiska (přední): dvě jednořadá ložiska s kosouhlým stykem typ 72 08 B $c = 34\,800 \text{ N}$

II/ zadní ložisko: jednořadá kuličkové ložisko

typ 63 06 A $c = 30\,000 \text{ N}$

výpočet deformací vřetene:

Zatížení nosníku od hlavní řezné síly při soustružení:



$$I = [\pi * (D^4 - d^4)]/64$$

$$L = 120 \text{ mm} ; D_1 = 40 \text{ mm}$$

$$c = 67 \text{ mm} ; d_1 = 14 \text{ mm}$$

$$F_t = 500 \text{ N} ; D_2 = 50 \text{ mm}$$

$$d_2 = 20 \text{ mm}$$

$$I_1 = 123\,778 \text{ mm}^4$$

$$I_2 = 298\,942,2 \text{ mm}^4$$

průhyb na konci vřetene:

$$y_F = [(F_t * c^2)/(3 * E)] * (L/I_1 + c/I_2) \quad E = 2,1 * 10^5 \text{ MPa}$$

$$y_F = 0,004 \text{ mm}$$

Skutečná řezná síla při soustružení:

Síla F_t použitá ve výpočtu je dvojnásobkem skutečné řezné síly při soustružení.

$$F_t = p * S$$

kde p je úměrný řezný odpor

$$S = s * h$$

s je max. přípustný průřez třísky

při zachování požadované přesnosti stroje (0,01 mm)

s je posuv nástroje

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

h je hloubka řezu

8. Doplnující zařízení

8.1. Koník

Pro soustružení menších průměrů je nutno použít koník, který lze upevnit pomocí šroubů v " T " drážkách na zadním posuvovém stole.

8.2. Vrtací jednotky

Koncepce stroje umožňuje vrtat ze čtyř stran:

- 1/ ve směru vřeteník - koník, kdy nástroj bude upnut buď ve vřeteníku nebo ve vrtací jednotce
- 2/ ve směru koník - vřeteník, kdy vrtací jednotka může být umístěna buď na zadním nebo na středním stole
- 3/ ve vertikálním směru při použití ramene pro upevnění vrtací jednotky nad křížový stůl

8.3 Upínání nástrojů

- a/ Konec vřetene je proveden dle ČSN ISO 702/III. Toto zakončení je doplněno vnitřním kuzelem ČSN 22 0421. Tím je umožněno upínání osových nástrojů za vnitřní i vnější kuželové plochy. Nástroje s válcovými stopkami lze upnout do univerzálního sklíčidla (ON 24 3801) o průměru do 80 mm.
- b/ Soustružnické nože lze upnout na 6-ti polohovou revolverovou hlavičku. Tato hlavička bude upnuta v " T " drážkách na křížovém stole.

8.4. Upínání obrobků

Obrobky pro soustružení budou upínány do vřetene pomocí univerzálních sklíčidel nebo kleštin. Obrobky pro frézování či vrtání budou upnuty pomocí upínek v " T " drážkách na křížovém stole.

9. Instrukce pro montáž, obsluhu a údržbu stroje

9.1. Technologický postup při montáži

1. K načisto obrobené základové desce jsou přimontovány pevné kostky. Kostky se upevňují pomocí šroubů.
2. Kontrola rovnoběžnosti, souososti a doobrobení kostek.
3. Namontovat suport a spojit kostky č. 1, 2, 3.
4. Na podchlazených podélných vodících plochách umístit pohyblivé části stroje - suporty.
5. Zalisování podchlazených vodících ploch do příslušných otvorů.
6. Fixace pohyblivé části do správné polohy a vtlačování plastu do příslušných míst.
7. Upevnění vodícího šroubu s ložiskovými domečky a matice na kostkách pomocí šroubů.
8. Montáž motorů.
9. Připojení stroje na řídicí systém a přezkoušení všech uzlů.

9.2. Obsluha a údržba stroje

Je třeba kontrolovat mazání ložisek, stav vodících ploch, kontrolu stavu plastu, stav šroubových spojů a jednotky se samostatným pohonem. Obsluha je zaměřena na řídicí systém. Základní technická data stroje:

rozměry pracovního prostoru	500 x 500 x 140 mm
vnější rozměry stroje	870 x 825 x 760 mm
hmotnost	250 ÷ 300 kg
plynulý rozsah otáček vřetene	0 ÷ 12 000 ot/min
krouticí moment motoru	
pracovního vřetene	1,1 N * m
typ konce vřetene	ČSN ISO 702/III doplněno
vnitřním kuzelem ČSN 22 0421	
Maximální dovolené zatížení stroje	500 N

10. Cena stroje je tvořena náklady na materiál, náklady na mzdy, nepřímými náklady a ziskem.

Pro hrubý odhad: cena 1 kg materiálu $10 \div 15$ Kč

nepřímé náklady 1200 %

zisk 20%

hodinová mzda $20 \div 25$ Kč

Ekonomická rozvaha se týká jen částí, které budou vyráběny z polotovarů či přímo z materiálu (kostky, trubky, upínací desky, základová deska, vřeteník) a nikoli z částí, které budou kupovány hotové (řídící systém, ložiska, motory).

Hlavní část ceny kompletního stroje bude tvořit řídící systém, to je asi dvakrát celková hodnota nákladů.

Výpočet nákladů:

náklady na materiál 5 000 Kč

náklady na mzdy 8 000 Kč

nepřímé náklady 70 000 Kč

celkový náklad 83 000 Kč

Výpočet nákladů na NC stroj po době používání 2 roky a provozu ve dvou~~ch~~ směnách na 1 hodinu: ?

Efektivní časový fond = $255 * 8 * 2 * 0,88$

To je 255 pracovních dnů v roce, 8 hodin ve směně a 12% je prostoj stroje (údržba, upínání obrobku, čekání atd.)

Náklady na stroj 83 000

$N = \frac{\text{Náklady na stroj}}{\text{Ef. časový fond}}$

$N = \frac{83\,000}{255 * 8 * 2 * 0,88}$

$N = 11,55$ Kč/hod

Náklad na provoz stroje je 11,55 Kč za hodinu.

11. Závěr

Řešení splňuje požadavky zadání, je vytvořena stavebnice, která umožňuje rozšíření dle přání odběratele o přídatná zařízení. Přídatnými zařízeními jsou šestipolohová hlavička pro upínání soustružnických nástrojů, vřeteník s kleštinovým upínáním a koník. Řešení není zřejmě optimální i když byla snaha o výběr co nejlepších částí tohoto stroje. Je třeba ověřit správnost funkce některých částí v praxi. Je třeba proměřit deformace vedení a zjistit velikost chyby, a ověřit třetí funkci vedení. Jsou další a více možností řešení, které jsem nepoužil. Myslím si, že toto řešení je nejvýhodnější

Na závěr bych chtěl poděkovat vedoucímu práce Doc. Ing. Přemyslu Pokornému CSc. za odborné vedení práce.

Seznam literatury:

BRENÍK, P. - PÍČ, T. : Obráběcí stroje

Základy konstrukce a výpočtů

Praha, SNT/ALFA 1970

CHVÁLA, B. - NEDBAL, J. - DUNAJ, G.: AUTOMATIZACE

Praha, SNT/ALFA 1985

TARANT, I.: Diplomová práce 1992

VŠST Liberec

KÖNIG, V.: Obráběcí stroje

Skripta, Liberec, VŠST 1985

PRAŠIL, L. - OLEHLOVÁ, M.: Části strojů a mechanismů(cvičení)

skripta, Liberec, VŠST 1984

STRÍŽ, B.: Pružnost a pevnost I , II

skripta, Liberec

HOUŠKA a kolektiv : Konstrukce číslicově řízených obráběcích
strojů

Praha SNTL 1985

HOUŠKA, J.: Stavba výrobních strojů II.

skripta, ČVUT Praha 1992

Katalogy : ZAS MEZ Náchod

LM System Litoměřice

Valivé ložiska Považská Bystrica