

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Diplomová práce

2002

LUKÁŠ MEDEK

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Studijní program 2301 T strojní inženýrství



Studijní obor: Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření: Sklářské a keramické stroje

Servomechanismus nůžek

(Mechanism of shears servo drive)

KSK – 18 573

LUKÁŠ MEDEK

Vedoucí diplomové práce: Doc. Ing. František Novotný, CSc.

Konzultant diplomové práce: Ing. Václav Drahoňovský

Rozsah diplomové práce:

Počet stran:	63
Počet tabulek:	1
Počet obrázků:	41
Počet výkresů:	11
Počet příloh:	0
Počet modelů:	0

Datum odevzdání : 24.5.2002



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Jméno a příjmení

Lukáš M e d e k

obor

23 - 17 - 8 Konstrukce strojů a zařízení

zaměření

Sklářské a keramické stroje

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

Servomechanismus nůžek

Zásady pro vypracování:

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

Pákové nůžky dávkovače skloviny DS - P3 - 2 jsou poháněny vačkovým mechanismem, síla do stříhu je vyvozena silou pružin a průběh pohybu limitován vačkou. Otevření je prováděno zdvihem výkyvného zvedáku vačkou. Tím je vytvořena jednoznačná mechanická vazba mezi pohybem nožů a profilem vačky.

Průběh pohybu nůžek je odvozen od pohybu vačky a je tudíž závislý na frekvenci dávkování, což je nevýhodné. Stabilita časového průběhu stříhu je řešena výměnou vaček.

Cílem řešení je navrhnout nůžky se servopohonem integrovaným do konstrukce mechanismu nůžek se snahou po zachování základních mechanických dílů stávajícího řešení. Zařízení musí být softwarově nastavitelné pro požadovaný průběh pohybu bez výměn vaček a současně má navrhované řešení umožnit signalizaci limitní síly stříhu a zabezpečit mechanismus proti poškození.

Úkolem Vaší DP bude:

1. Provést analýzu současného řešení pákových nůžek se zaměřením na rozbor časového průběhu pracovního cyklu při optimálním stříhu a formulovat technické požadavky na nové řešení mechanismu a pohonu nůžek.;
2. Zpracovat alternativní studii možností koncepčního řešení mechanismu nůžek se servopohonem a provést výběr varianty pro konstrukční řešení
3. Provést konstrukční řešení vybrané varianty mechanismu nůžek se servopohonem, doložené výpočty pohonu a dimenzováním dílů a výkresovou dokumentací formou sestavného výkresu, podstavů hlavních uzlů a vybraných dílenských výkresů.
4. Technickoekonomické zhodnocení přínosu navrhovaného řešení .

KSK/OK

632.9 mol. mál.

Forma zpracování diplomové práce:

- průvodní zpráva 40 – 50 stran textu
- grafické práce Výkresová dokumentace

Seznam literatury (uved'te doporučenou odbornou literaturu):

1. Výkresová dokumentace stávajících nůžek s vačkovým mechanismem Sklostroj Turnov CZ, s. r. o.
2. Dispoziční sestava začlenění nůžek do výrobní linky;
3. Firemní podklady výrobců servopohonů;
4. Charvát, J.: Mechanika II. Teorie mechanismů – vybrané stati, skriptum VŠST, Liberec 1980

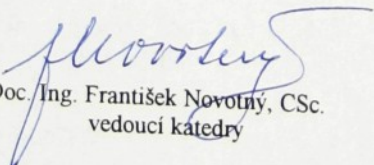
Vedoucí diplomové práce:

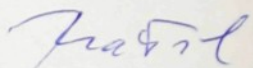
Doc. Ing. František Novotný, CSc.

Konzultant diplomové práce:

Ing. Václav Drahoňovský, Vývojová konstrukce,
dávkovače skloviny, Sklostrov Turnoc CZ, s.r.o.




Doc. Ing. František Novotný, CSc.
vedoucí katedry


Doc. Ing. Ludvík Prášil, CSc.
děkan

V Liberci dne 26. 10. 2001

Platnost zadání diplomové práce je 15 měsíců od výše uvedeného data. Termíny odevzdání diplomové práce jsou určeny pro každý studijní rok a jsou uvedeny v harmonogramu výuky.

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

V Liberci

24.5.2002

Guiedoš.

DIPLOMOVÁ PRÁCE

TÉMA: SERVOMECHANIZMUS NŮŽEK

ANOTACE:

Cílem této práce je návrh mechanismu servopohonu nůžek integrovaného do konstrukce mechanismu nůžek dávkovače skloviny DS – P3 – 2 se snahou po zachování základních mechanických dílu stávajícího řešení. Práce se zabývá i analýzou stávajícího řešení se zaměřením na rozbor časového průběhu pracovního cyklu a dimenzováním pohonu .

THEME: MECHANISM OF SHEARS SERVO DRIVE

ANNOTATION:

The aim of this work is to design a mechanism of shears servo drive, which is integrated into construction of shears mechanism for glass batcher DS-P3-2 with a pursuit to preserve basic mechanical parts of current solution. The work also deals with an analysis of current solution with the orientation to work cycle time development and drive dimensioning.

Poděkování

Děkuji panu Doc. Ing. Františku Novotnému CSc. za odborné vedení, cenné připomínky a trpělivost v průběhu řešení této diplomové práce.

Dále bych rád poděkoval panu Ing. Václavu Drahoňovskému za poskytnutí nezbytných informací bezprostředně souvisejících s moji diplomovou prací.

Také bych rád vyjádřil vděčnost Ing. Petru Peškovi za poskytnutí informací k servopohonu Lenze.

Lukáš Medek

OBSAH

SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ	8
ÚVOD	11
1. ROZBOR SOUČASNÉHO STAVU	
PÁKOVÝCH NŮŽEK	12
1.1. ROZMÍSTĚNÍ STROJŮ VE VÝROBĚ	12
1.2. POPIS ČINNOSTI MECHANIZMU PÁKOVÝCH NŮŽEK	13
1.3. POŽADAVKY NA MECHANIZMUS PÁKOVÝCH NŮŽEK	16
1.4. POPIS PRACOVNÍHO CYKLU	17
1.5. POŽADAVKY NA NOVÉ KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	18
2. KONCEPČNÍ NÁVRHY ŘEŠENÍ	19
2.1. VARIANTA 1 – POSUVNĚ ULOŽENÝ SERVOPOHON	19
2.2. VARIANTA 2 – S KÝVAVÝM PNEUMOTOREM	21
2.3. VARIANTA 3 – POHON ELEKTRONICKOU VAČKOU	22
2.4. VARIANTA 4 – LINEÁRNÍ NŮŽKY	23
2.4.1. KINEMATICKÁ TRANSFORMACE POHYBU	24
2.4.2. SILOVÁ TRANSFORMACE	27
2.4.3. VOLBA POHONU LINEÁRNÍCH NŮŽEK	29
2.5. ZHODNOCENÍ JEDNOTLIVÝCH VARIANT A VÝBĚR VHODNÉHO NÁVRHU ...	31
3. KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	33
3.1. KINEMATIKA MECHANIZMU	33
3.2. VÝPOČET STŘIŽNÉ SÍLY	38
3.3. VÝPOČET DYNAMICKÝCH ÚČINKŮ	44
3.4. NÁVRH SERVOPOHONU	49
3.5. POPIS KONSTRUKČNÍCH PRVKŮ	52
3.5.1. OCHRANA MECHANIZMU PROTI POŠKOZENÍ PŘI KOLIZNÍM STAVU	52
3.5.2. NASTAVENÍ PŘESTŘIHU NOŽŮ	53
3.5.3. DOSAŽENÍ LIMITNÍ SÍLY STŘIHU	54
3.5.4. VÝŠKOVÉ POLOHOVÁNÍ MECHANIZMU SERVOPOHONU	56
3.6. KONTROLNÍ VÝPOČET LOŽISKA THK RB 7013	56
4. TECHNICKO EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ	59
4.1. STANOVENÍ PŘÍRŮSTKU NÁKLADŮ NOVÉHO ŘEŠENÍ	59
4.2. TECHNICKÉ ZHODNOCENÍ NOVÉHO ŘEŠENÍ	61
ZÁVĚR	62
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	63

SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

α	[°]	úhel
β	[°]	úhel
ε	[rad.s ⁻²]	zrychlení
φ	[°]	úhel
Φ_0	[°]	úhel
κ	[°]	úhel
μ	[Pa.s]	dynamická viskozita
μ_3	[-]	převodový poměr
μ_{S3}	[-]	převodový poměr
μ_4	[-]	převodový poměr
μ_5	[-]	převodový poměr
ν	[m.s ⁻²]	kinematická viskozita
ω	[rad.s ⁻¹]	úhlová rychlost
ω_{21}	[rad.s ⁻¹]	úhlová rychlost
ω_{31}	rad.s ⁻¹]	úhlová rychlost
ω_{41}	[rad.s ⁻¹]	úhlová rychlost
ω_{51}	[rad.s ⁻¹]	úhlová rychlost
ψ	[°]	úhel
ψ_1	[°]	úhel
ψ_2	[°]	úhel
ρ	[kg.m ⁻³]	měrná hmotnost
ϑ	[°]	úhel
ξ	[°]	úhel
b	[mm]	délka
c_i	[-]	koefficienty

C	[kN]	dynamická únosnost ložiska
C ₀	[kN]	statická únosnost ložiska
dp	[mm]	průměr oběžné dráhy valivých tělísek ložiska
D	[mm]	průměr pístu
f _t	[-]	teplotní koeficient
f _w	[-]	koeficient charakteru zatížení
F _A	[kN]	axiální síla působící na ložisko
F _p	[N]	síla od pružiny
F _R	[kN]	radiální síla působící na ložisko
F _Z	[kN]	zatěžující síla
i	[-]	převodový poměr
I _{MOTORU}	[kg.m ²]	kvadratický moment setrvačnosti motoru
I _{POHONU}	[kg.m ²]	kvadratický moment setrvačnosti pohonu
I _{ZÁTĚŽE}	[kg.m ²]	kvadratický moment setrvačnosti zátěže
I _{RED}	[kg.m ²]	redukovaný moment setrvačnosti
I _C	[A]	napájecí proud
I _T	[A]	výstupní proud
I ₂₁	[kg.m ²]	kvadratický moment setrvačnosti členu 2
I ₃₁	[kg.m ²]	kvadratický moment setrvačnosti členu 3
I ₄₁	[kg.m ²]	kvadratický moment setrvačnosti členu 4
l	[mm]	vzdálenost
l ₁	[mm]	vzdálenost
l ₂	[mm]	vzdálenost
l ₃	[mm]	vzdálenost
l ₄	[mm]	vzdálenost
L	[ot.]	životnost ložiska v otáčkách
m _{3A}	[kg]	hmotnost
m _{3B}	[kg]	hmotnost
M _{EKV}	[Nm]	ekvivalentní krouticí moment
M _{h2}	[Nm]	hnací moment na členu 2
M ₅	[Nm]	moment od síly pružiny na členu 5
M _{POHON}	[Nm]	moment pohonu
M _{RED}	[Nm]	redukovaný krouticí moment
n _{PROVOZNÍ}	[ot.]	provozní otáčky

n_{NOM}	[ot.]	provozní otáčky
p	[Pa]	tlak v pneumatickém válci
P_0	[kN]	statický ekvivalent radiálního zatížení
P_C	[kN]	dynamický ekvivalent radiálního zatížení
r	[mm]	vzdálenost působíště síly od osy rotace
R	[mm]	poloměr
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
r_1	[mm]	poloměr břitu nože
r_2	[mm]	tloušťka nosiče nože
S_b	[N]	střížná síla na jednotku délky břitu
S_{bc}	[N]	celková střížná síla na břitu
S_n	[N]	síla na nosiči břitu
S_{nc}	[N]	celková síla na nosiči břitu
S_t	[N]	síla
t	[s]	čas
t_i	[s]	časový úsek
T	[s]	celkový čas
U_C	[V]	napájecí napětí
U_N	[V]	nominální napětí
w	[m.s ⁻¹]	rychlost
v	[m.s ⁻¹]	rychlost břitu
x	[mm]	délka
X	[-]	dynamický radiální koeficient ložiska
y	[mm]	délka
Y	[-]	dynamický axiální koeficient ložiska

ÚVOD

Diplomovou práci zadal Sklostroj Turnov CZ s.r.o., za účelem zvýšení technické úrovně mechanismu kapkového dávkovače skloviny DS – P3 – 2. V současnosti jsou pákové nůžky poháněny vačkovým mechanismem. Do stříhu jsou hnány silou pneumatické pružiny a průběh pohybu je limitován vačkou. Otevření ramen nůžek je prováděno zdvihem výkyvného zvedáku vačkou. Pneumatická pružina plní funkci předepnutí mechanismu a dává tak jednoznačnou mechanickou vazbu mezi polohou nožů a profilem vačky.

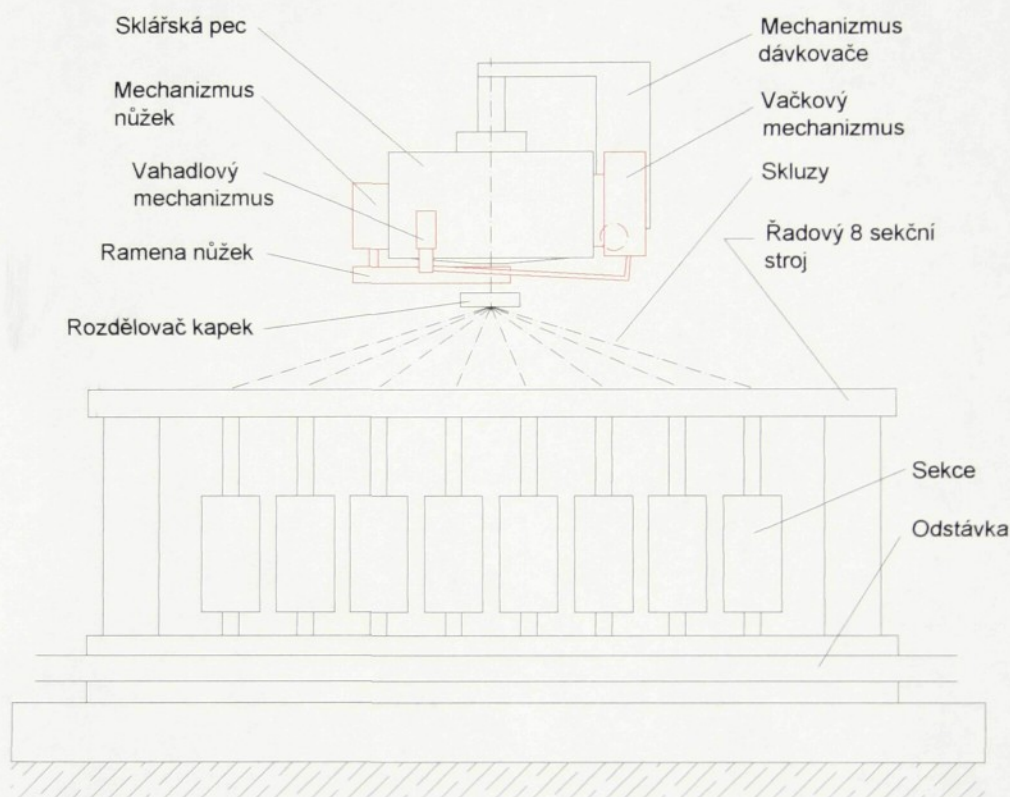
Profil vačky je odvozen pro určitou frekvenci dávkování a proto je při změně frekvence dávkování nutné provést výměnu vačky, což je nevýhodné. Cílem řešení je navrhnout mechanismus servopohonu nůžek, který nahradí stávající mechanismus a zároveň umožní snadnou změnu frekvence dávkování bez nutnosti výměny mechanických dílů. Řešení musí zároveň umožnit signalizaci při dosažení limitní síly stříhu a zabezpečit mechanismus proti poškození při kolizním stavu.

Diplomová práce obsahuje úvod, čtyři pracovní kapitoly a závěr. V první kapitole jsem se zabýval analýzou stávajícího řešení pákových nůžek a zformuloval technické požadaky na nové řešení mechanismu pohonu nůžek. V druhé kapitole jsem zpracoval studii možností koncepčního řešení mechanismu a provedl výběr vhodné varianty. Nad rámec zadání diplomové práce jsem provedl návrh mechanismu lineárních nůžek jako varianty k nůžkám pákovým. Ve třetí kapitole jsem provedl rozbor časového průběhu pracovního cyklu, kinematický výpočet mechanismu nového navrhovaného řešení, výpočet střížných sil a výpočet dynamických účinků mechanismu. Z těchto výpočtů jsem získal vstupní parametry pro návrh a výpočet vhodného servopohonu. Dále jsem ve třetí kapitole popsal základní konstrukční prvky mechanismu a provedl dimenzování ložiska servopohonu. Ve čtvrté kapitole jsem provedl technicko ekonomické zhodnocení nového řešení a zjistil přibližné náklady na konstrukci nového mechanismu servopohonu nůžek.

1 ROZBOR SOUČASNÉHO STAVU PÁKOVÝCH NŮŽEK

1.1 ROZMÍSTĚNÍ STROJŮ VE VÝROBĚ

Mechanismus pákových nůžek se obecně připevňuje na „fídr“ – zakončení sklářské pece. Na obr. 1.1 je znázorněn mechanismus pákových nůžek společně s řadovým strojem např. na výrobu lahví.



Obr. 1.1 Umístění mechanismu pákových nůžek

Mechanismus pákových nůžek je připevněn k litinové hlavě dávkovače (obr 1.1). Zařízení pro stříhání kapky se skládá z vačkového mechanismu (plní funkci pohonu), vahadlového mechanismu a mechanismu pákových nůžek. Břity nožů jsou pod výtokovou miskou. Pod ramena nůžek jsou usměrňovače kapky a rozdělovač kapek, který postupně dávkuje kapky do jednotlivých sekcí. Kapka padá skluzem do jedné ze sekcí, kde zaplní přední formu. Po předfouknutí v přední formě se baňka invertorem převrací do konečné formy, kde dojde k vyfouknutí konečného tvaru. Láhev se odnímačem a přesouvačem přesune na dopravní pás a putuje do chladicí pece.

1.2 POPIS ČINNOSTI MECHANIZMU PÁKOVÝCH NŮŽEK

Obr. 1.2.1 Kinematické schéma nůžek:

1 – vačka; 2 – rolňa; 3 – rameno vačkového mechanizmu; 4 – šroub; 5 – táhlo; 6 – vahadloový mechanizmus; 7 – táhlo; 8 – staviteľný šroub; 9 – ozubené kolo ramen mžiek; 10 – levé rameno; 11 – pneumatická pružina; 12 – pravé rameno

Základ mechanismu pákových nůžek (obr. 1.2.1) je tvořen skříní, ve které jsou uložena dvě vřetena otočných ramen nesoucích držáky nožů. Jedno z ramen je výškově vůči rámu stavitelné (umožňuje funkci přitlaku nožů) a druhé je v pevné poloze. Úhlový pohyb ramen do stříhu a ze stříhu je svázán převodem ozubenými koly, uzavřenými v olejové lázni ve skříní mechanismu. Pravé rameno 12 je pomocí táhla poháněno („taženo ze stříhu“) vačko-vahadlovým mechanismem. Levé rameno 10 je „tlačeno do stříhu“ speciální pneumatickou pružinou. Otáčející se vačka 1 způsobuje kývavý pohyb ramene 3 přes rolnu 2. Protože délka ramene 3 je 635 mm, lze trajektorii koncového bodu ramene - bod A uvažovat jako trajektorii bodu po přímce rovnoběžné s osou y. Táhl 3 je uloženo ve dvou kulových kloubech a změnou jeho délky pomocí stavitelného šroubu 4 lze regulovat velikost přestřihu nožů. Táhl 3 transformuje lineární pohyb bodu A na kývavý pohyb vahadla 6. Vahadlo přes táhl 7 a stavitelný šroub 8 rozevírá pravé rameno 12. Levé rameno je svázáno přes ozubení s pravým ramenem, a tak se při otevírání pravého ramene otevírá i rameno levé a překonává tak sílu pneumatické pružiny. Šroub 8 slouží ke

změně délky táhla Z , což umožňuje seřízení mechanismu pro různé natočení celého mechanismu podél osy dávkovače.

Levé rameno je pomocí pneumatické pružiny (spec. pneumatického válce s plunžrovým pístem) odpruženo vůči rámu nůžek – tlačeno do stříhu. Pružina vymezuje vůle v mechanismu nůžek a jeho pohonu a zajišťuje tak přítlak rolny k vačce. Maximální síla pružiny je limitována tlakem vzduchu ve vzdušníku válce. Průměr pístu válce $D = 70 \text{ mm}$, pracovní přetlak válce $p = 0,74 \text{ MPa}$. Pružina tak plní i bezpečnostní funkci při případném kolizním stavu, např. při stříhnutí do kamene. V tomto případě dojde k překonání limitující síly, odskočení rolny od vačky a rozevření ramen nůžek.



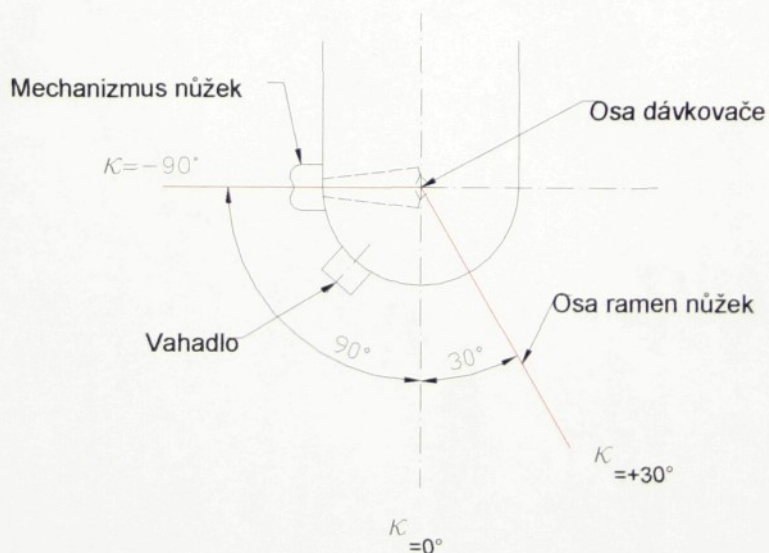
Obr. 1.2.2 Mechanismus nůžek - provoz

Výměnnou vaček lze optimalizovat průběh zdvihu pro různé taktáže. K tomu slouží 15 různých vaček. Taktáž, počet stříhů za minutu, ovlivňuje také pracovní rozevření nůžek. Pro běžné taktáže je rozevření nůžek $2 \times 23^\circ$ a pro nasazení s trvale vyššími taktážemi je úhel otevření menší (teoreticky až po $2 \times 12,5^\circ$). Rozsah frekvence stříhů (taktáž) se pohybuje od 10 min^{-1} až po 120 min^{-1} pro normální rozevření nůžek ($2 \times 23^\circ$). Taktáž 150 min^{-1} představuje reálnou frekvenci dávkování

na 10ti pozicovém stanicovém stroji, ale úhel rozevření nůžek musí být menší. Jako nejvyšší hranice taktáže se uvádí až 200 min^{-1} .



Obr. 1.2.3 Ramena mechanismu nůžek



Obr. 1.2.4 Půdorysný pohled na polohu mechanismu nůžek

Mechanismus nůžek je pomocí „T“ drážek upevněn na litinové hlavě dávkovače. Drážky umožňují natočení mechanismu kolem osy výtoku skloviny. Na

stejných drážkách je upevněn i mechanismus vahadla, který lze také úhlově polohovat. Změnou délek ramen a natáčením úložného bodu vahadla (resp. natáčením hlavního mechanismu nůžek) lze tak dosáhnout optimálních zdvihových závislostí ramen nůžek pro různé hodnoty úhlu κ . Optimální zdvihovou závislostí je míněn takový pohyb nožů při stříhání skloviny, aby stříhaná kapka byla co nejméně negativně ovlivněna. Při jiném průběhu může dojít k negativní změně tvaru kapky, jejímu vychýlení (při vysoké rychlosti nožů), nebo i k přílišnému ochlazení (při nízkých rychlostech). Úhel κ popisuje vzájemnou polohu mechanismu nůžek a osy výtoku skloviny (osa dávkovače). Úhel κ vyplývá ze vzájemné instalační polohy dávkovače a tvarovacího stroje při dvojkapkovém způsobu výroby.

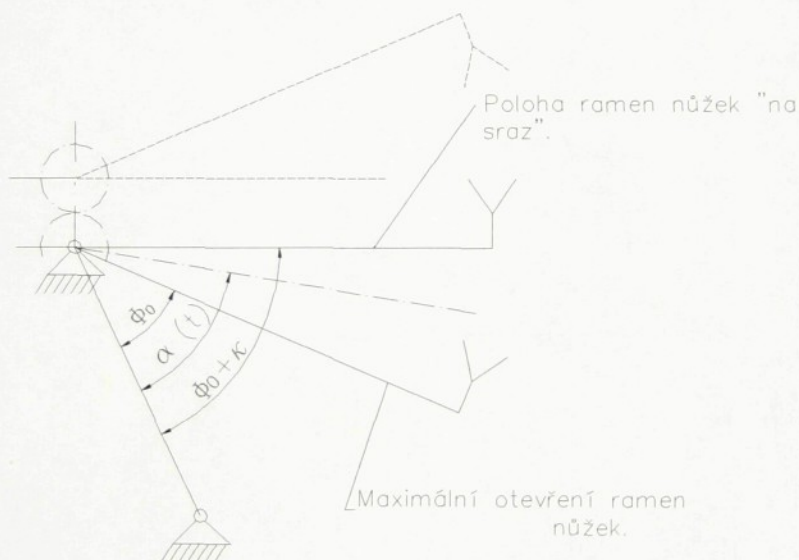
1.3 POŽADAVKY NA MECHANIZMUS PÁKOVÝCH NŮŽEK

U současného řešení může úhel κ nabývat kladných hodnot od 0° až do $+30^\circ$ a záporných hodnot od 0° až do -90° (obr. 1.2.2). Mechanismus je nutno také výškově polohovat ve svislé ose - regulovat vzdálenost nůžek od hlavy dávkovače. Mechanismus musí umožňovat seřízení přitlaku a přestřihu nožů. Výškové polohování nožů se provádí ručně ráčnou, která přes kuželové soukolí posouvá kamenem upevněným v drážce. Seřízení přitlaku se děje malou ráčnou, která je vedena průchozím hřídelem pod mechanismus. Přestřih nožů se nastavuje změnou délky táhla.

Požadavek na uzavírací a otevírací průběh nůžek je takový, aby průběh chodu do stříhu a ze stříhu byl shodný, v závislosti na čase přibližně stálý, nezávislý na frekvenci dávkování. Rychlost nůžek v okamžiku stříhání kapky, tedy v okamžiku, kdy jsou nůžky ve sklovině, by měla být přibližně konstantní. Protože frekvence otáčení hnací vačky je na frekvenci dávkování závislá, jsou vačky zpracovány do řady podle jmenovité taktáže. Každá z vaček je označena jmenovitou frekvencí – „taktáží“. Vačky jsou vytvořeny tak, že úsek zdvihu vačky je podle jmenovité taktáže vyroben na kratším či delším úseku. Zbývající klidová část je tvořena konstantním rádiusem a je pro různé taktáže různě dlouhá. Tím je dosaženo stejných podmínek pro stříh kapky (času a rychlosti) pro různé frekvence.

1.4 POPIS PRACOVNÍHO CYKLU

Průběh chodu ramene do stříhu a ze stříhu je popsán úhlem α , který se měří od spojnice dvou bodů – osy hřídele, na které je připevněno rameno nůžek a osy otočného kloubu vahadla (Obr 1.4.1). Úhel α je dán polynomem, jehož koeficienty jsou vypočteny pro ideální průběh. Úhel ϕ_0 představuje nejmenší hodnotu úhlu α , při kterém jsou nůžky rozevřeny. „Zdvih“ nůžek je pak roven úhlu κ . Pro běžné taktáže je $\kappa=23^\circ$. Hodnota úhlu α pak může nabývat maximální hodnoty $\phi_0+\kappa$ tato poloha je označována jako poloha ramen „na sraz“.



Obr. 1.4.1 Pracovní rozsah ramen nůžek

Úhel α je popsán rovnicí $\alpha(t) = \Phi_0 + \sum_{i=3}^7 c_i \cdot t^i$ (1.4.1),

kde koeficienty polynomu c_i jsou odvozeny pro taktáž 100 min^{-1} a vačku se zdvihem $81,55 \text{ mm}$.

1.5 POŽADAVKY NA NOVÉ KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

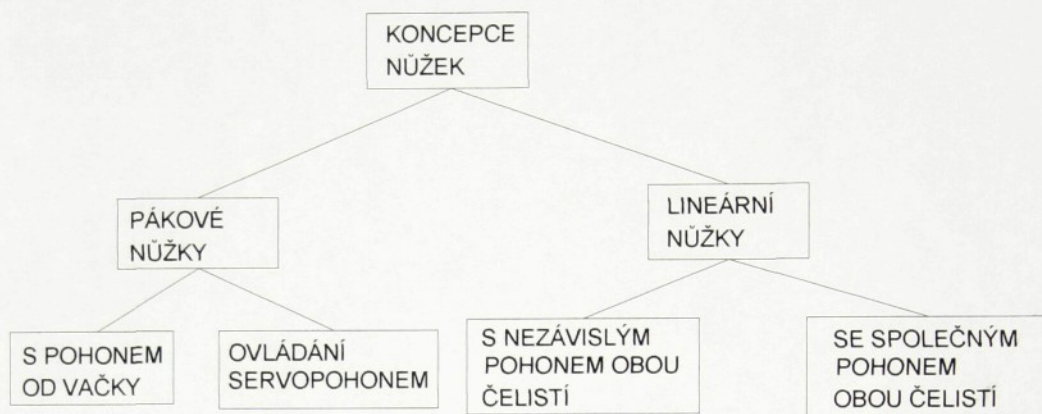
Při uvažování nové konstrukce nůžek bylo nutné dodržet některé základní podmínky stejně jako u pákových nůžek ovládaných vačkovým mechanismem.

- Softwarově měnit požadovaný průběh dávkování.
- Ochrana mechanismu proti poškození při kolizním stavu, např. při střížení do kamene.
- Umožnit signalizaci dosažení limitní síly stříhu.
- Umožnit seřízení přítlač nožů vůči sobě.
- Umožnit nastavení přestříhu nožů.
- Umožnit výškové polohování celého mechanismu.
- Zachovat „předepnutí“ celého mechanismu.

Tyto základní podmínky bylo nutné dodržet se snahou po zachování základních mechanických dílu stávajícího řešení.

2. KONCEPČNÍ NÁVRHY ŘEŠENÍ

Základní dělení koncepce nůžek:



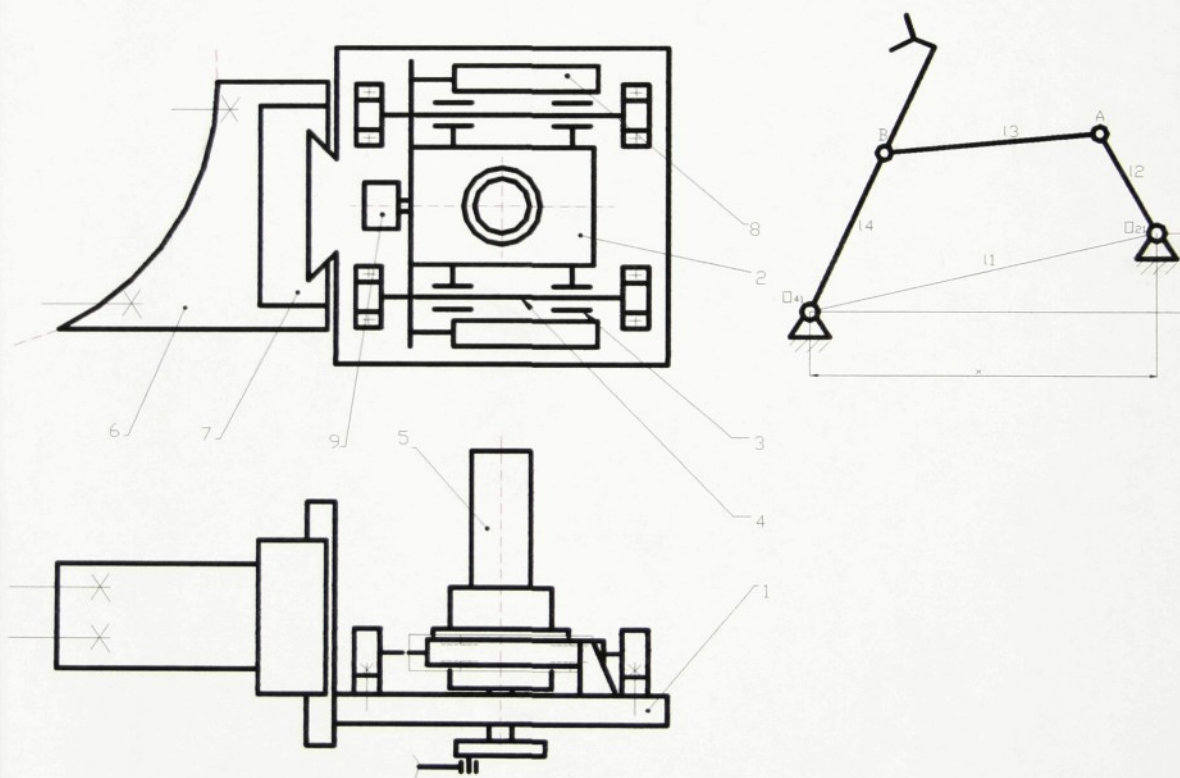
Základním koncepčním rozlišením je charakter pohybu čelistí nůžek. Rozlišujeme nůžky pákové, tedy nůžky s otočným pohybem kolem osy ramen nůžek a nůžky lineární, kde nože vykonávají translační pohyb po přímce. Nůžky pákové je možné ovládat pomocí klikovahadlového vačkového mechanismu (princip je popsán v kap. 1.2) anebo modernějším způsobem servopohonem. Lineární nůžky jsou ovládány servopohonem s nezávislým pohonem obou čelistí, tedy dva servopohony pro dvě čelisti, nebo se společným pohonem pro obě čelisti.

V této kapitole jsem se zabýval návrhy řešení pákových nůžek ovládaných servopohonem a nad rámec zadání diplomové práce jsem zpracoval návrh řešení lineárních nůžek s nezávislým servopohonem obou čelistí.

2.1 VARIANTA 1 – POSUVNĚ ULOŽENÝ SERVOPOHON

Tato varianta vychází z úvahy, že ochranu mechanismu nůžek proti poškození při střížení do tvrdého a pevného materiálu lze zabezpečit tak, že se umožní posunutí celého mechanismu po lineárním vedení. Lineární vedení je tvořeno dvojicí vodících čepů (obr 2.1.1 – pozice 4), které jsou připevněny k základnímu rámu (poz. 1) a párem lineárních kuličkových ložisek (poz. 3) uložených v pouzdrech. Pouzdra jsou spojena příčnickem (poz. 2). Na příčnicku je připevněn servopohon (poz. 5) sestávající ze servomotoru s ventilátorem, brzdou a resolverem a z převodovky. Základní rám mechanismu je připojen k hlavě dávkovače přes rybinové vedení přírubou. Příruba je k hlavě dávkovače připojena pomocí posuvných kamenů

v tangenciálních „T“ drážkách. Posuvné vedení (poz. 7) umožňuje výškové seřízení mechanismu servopohonu. Seřízení přestřihu je možné mechanismem přestřihu (poz. 9). Mechanismus přestřihu – převodovka s ručním ovládáním klikou - odtlačuje posuvný příčník, mění tak polohu osy hřídele kliky a umožňuje tak snadno a pohodlně seřídit přestřih. Pneumatické válce (poz. 8) slouží jednak k vymezení pracovní pozice oproti mechanismu přestřihu a zároveň plní funkci pneumatické pružiny. Pokud dojde ke střížení do kamene, překoná se limitní síla nastavená tlakem v pneumatických válcích a válce se zasunou – příčník po lineárním vedení podjede. Na obr. 2.1.1 je znázorněno kinematické schéma mechanismu – jedná se o kliko-vahadlový mechanismus, kde klikou je poloměr výstupní příruby na hřídeli servopohonu a vahadlem je pravé rameno nůžek.

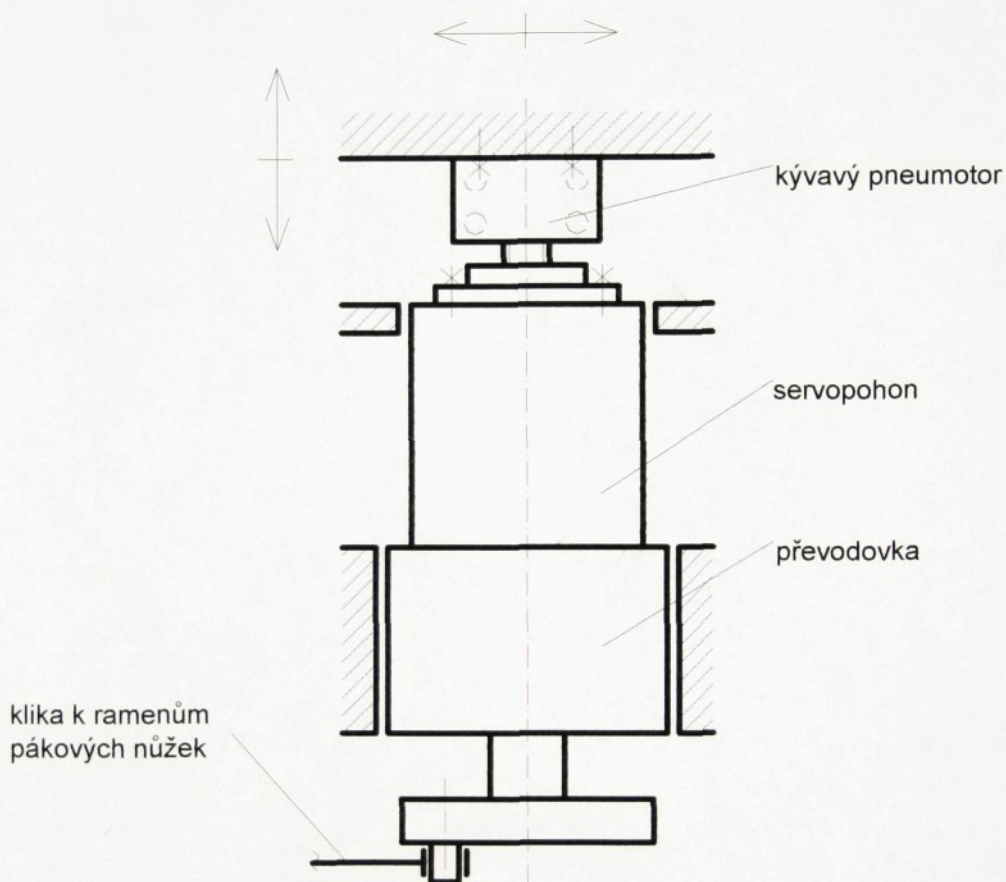


Obr. 2.1.1 Varianta 1 - posuvně uložený servopohon

1 – základní rám; 2 – posuvný příčník; 3 – lineární ložiska; 4 – čep vedení; 5 – servopohon;
6 – příruba mechanismu k hlavě dávkovače; 7 – vedení mechanismu; 8 – pneumatický válec;
9 – mechanismus přestřihu

2.2 VARIANTA 2 – S KÝVAVÝM PNEUMOTOREM

Tato varianta principiálně vychází z úvahy, že ochranu mechanismu proti poškození při střížení do tvrdého materiálu je možné uskutečnit pootočením celého pohonu podél osy servopohonu.



Obr. 2.2.1 Varianta 2 - kývavý pneumotor

Pohon pákových nůžek zajišťuje servopohon přes klikový mechanismus. Servomotor společně s převodovkou je připevněn ke kývavému motoru a uložen v pouzdře ve valivých ložiskách. Z důvodu nutného chlazení servomotoru není pouzdro uzavřené a je ve vhodných místech opatřeno otvory pro snadný přístup vzduchu. Kývavý motor je pevně připojen k rámu mechanismu. Rám mechanismu je ve svislém a vodorovném směru posuvně připojen k přírubě mechanismu, která je upevněna k hlavě dávkovače. Při střížení do tvrdého materiálu dojde podobně jako ve variantě 1 k překonání limitní síly předpětí kývavého pneumotoru a tím k protočení

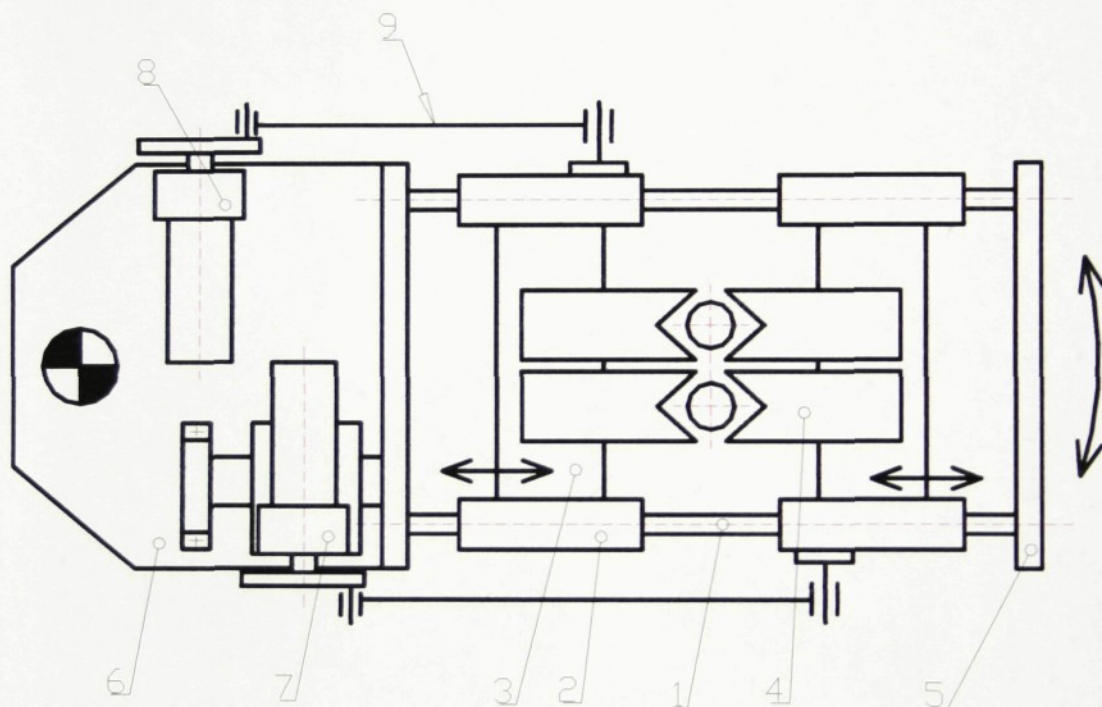
celého servopohonu. Kývavý motor tedy slouží jako pneumatická pružina s osou rotace společnou s osou pohonu. Po vyhodnocení kolizního stavu dojde buď k zastavení pohonu, nebo k návratu hřídele pnemotoru do pracovní polohy a k pokračování v činnosti. Přestřih se u této varianty seřizuje změnou polohy osy pohonu ve vodorovném směru. Výškové nastavení mechanismu servopohonu se provádí posunem rámu mechanismu vůči přírubě ve svislém směru.

2.3 VARIANTA 3 – POHON ELEKTRONICKOU VAČKOU

Jedním ze základních požadavků při inovaci mechanismu pákových nůžek bylo zachování maxima stávajících dílů a tak snížení finanční náročnosti celé inovace. Zároveň však bylo nutné odstranit problémy při změně taktáže spojené s výměnou vaček a umožnit elektronické řízení mechanismu. Nejlevnější variantou by pak bylo zachování n kloubového -vahadlového mechanismu stávajícího řešení a nahrazení vačky servomotorem simulujícím elektronickou vačku. Toto řešení by umožnilo snadný přechod na jinou taktáž změnou řídících parametrů – programu servopohonu a zároveň by splnilo požadavek elektronizace systému. Veškeré další požadavky, jako např. požadavek na zabezpečení mechanismu proti poškození při kolizním stavu, možnost seřízení přestřihu, předepnutí mechanismu atd., by zůstaly zachovány ze stávajícího konstrukčního řešení. Nevýhodou tohoto navrhovaného řešení je nutnost složitějšího seřizování (popř. výměna některých dílů) n kloubového mechanismu pro různé natočení úhlu κ vyplývajícího ze vzájemné instalační polohy dávkovače a tvarovacího stroje. Tímto řešením neodpadá ani prostorová náročnost zařízení a zároveň vzrůstají silové požadavky na servopohon oproti variantě 1 a 2 protože je nutné pohánět i táhla a mechanismus vahadla.

2.4 VARIANTA 4 – LINEÁRNÍ NŮŽKY

Nad rámec zadání diplomové práce jsem zpracoval studii lineárních nůžek, jako alternativy k nůžkám pákovým s dodržением všech konstrukčních požadavků. U tohoto konstrukčního návrhu se spojil mechanismus pohonu s mechanismem nůžek v jeden mechanismus a tím odpadá nutnost kinematické transformace z jednoho pohonu na druhý. Řešení usnadňuje natáčení mechanismu kolem osy výtoku skloviny, bez nutnosti seřizování jakýchkoli členů.



Obr. 2.4.1 Kinematické schéma lineárních nůžek

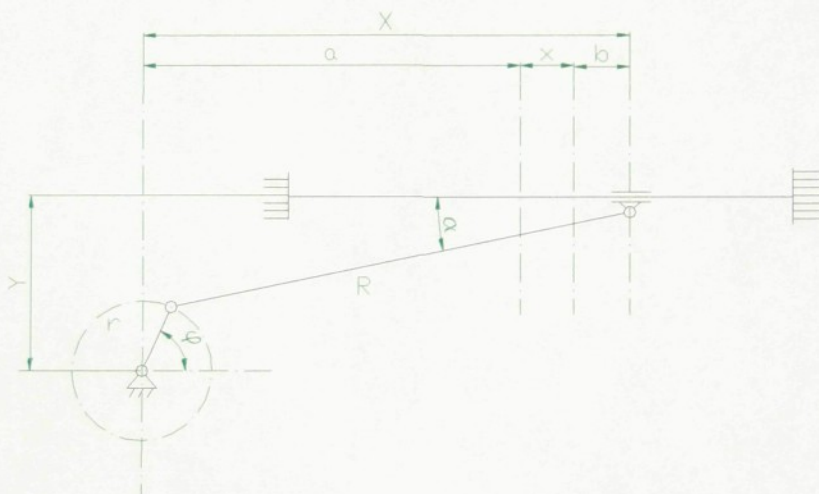
1 – čepy lineárního vedení; 2 – lineární ložiska v pouzdrech; 3 – příčník; 4 – bříty nožů; 5 – rám nůžek; 6 – příruba mechanismu; 7 – pravý servopohon; 8 – levý servopohon; 9 – táhlo pohonu

Mechanismus lineárních nůžek se skládá ze základního rámu (obr 2.4.1 poz. 1) na kterém jsou připevněny čepy vedení. Na čepích vedení jsou uloženy dva páry lineárních kuličkových ložisek Deutsche Star v pouzdrech. K pouzdrům (poz 2) jsou přivařeny příčníky, na kterých jsou připevněny nosiče nožů s bříty. K základnímu rámu je připojena příruba (poz. 6), která umožňuje natáčení mechanismu kolem osy rotace příruby a zároveň posouvání mechanismu po hlavě dávkovače. To umožňuje

snadné natočení celého mechanismu do vhodné polohy, která vyplývá ze vzájemné instalační polohy tvarovacího stroje a dávkovače. Na přírubě jsou také umístěny dva servopohony (motory s převodovkou), z nichž je jeden uložen na posuvném lineárním vedení. Toto uložení plní bezpečnostní funkci při střížení do kamene. Pohony jsou s příčníky a nosiči břitů spojeny táhlem (poz. 9). Zdvih nožů při stříhu je tak dán průměrem kliky.

2.4.1 KINEMATICKÁ TRANSFORMACE POHYBU

Výpočet slouží k zjištění rychlosti a zrychlení na lineárním členu, ten je potřebný pro návrh lineárních ložisek a pro výpočet dynamických účinků.



Obr. 2.4.2 Kinematické schéma mechanismu

R - délka ojnice; r - poloměr kliky; a - vzdálenost osy výtoku skloviny od osy hřídele servopohonu; b - vzdálenost osy čepu kloubu a ostří nože; x - zdvih nože

Volené počáteční rozměry a parametry mechanismu:

$$a = 550 \text{ mm}$$

$$x = 68 \text{ mm (lze operativně měnit nastavením délky ojnice)}$$

$$b = 182 \text{ mm, potom } X = 800 \text{ mm}$$

$$Y = 100 \text{ mm}$$

Určení poloměru kliky - r a délky ojnice R tak, aby vyhovovaly počátečním parametrům:

Při určení parametru r , R se vychází z dvou krajních nastavení mechanismu. Z nich lze sestavit soustavu 2 rovnic o 2 neznámých.

$$(R+r)^2 = (a+x+b)^2 + Y^2 \quad (2.4.1)$$

$$(R-r)^2 = (a+b)^2 + Y^2$$

potom $R = 771,5 \text{ mm}$
 $r = 34,75 \text{ mm}$

Hnacím členem je klika, potom tedy platí:

$\varphi = \varphi(t) \dots$ úhel kliky

$\omega = \frac{d\varphi}{dt} \dots$ úhlová rychlost kliky

z polohy kliky lze pak odvodit závislosti $\alpha = \alpha(\varphi), x = x(\varphi)$ resp. $\alpha = \alpha(t), x = x(t)$

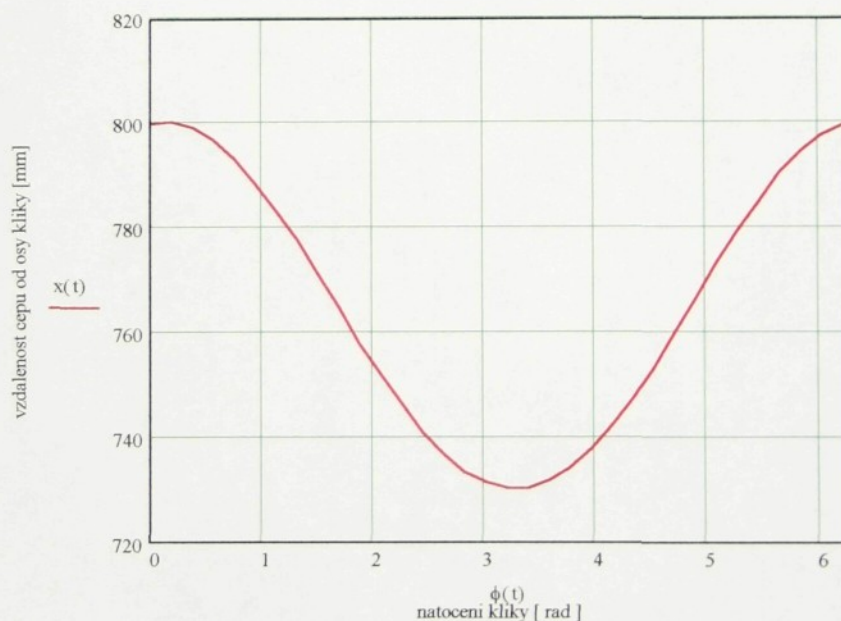
$$\alpha(t) = \arcsin \frac{a - r \cdot \sin(\varphi(t))}{R}$$

$$x(t) = R \cdot \cos \alpha(t) + r \cdot \cos \varphi(t)$$

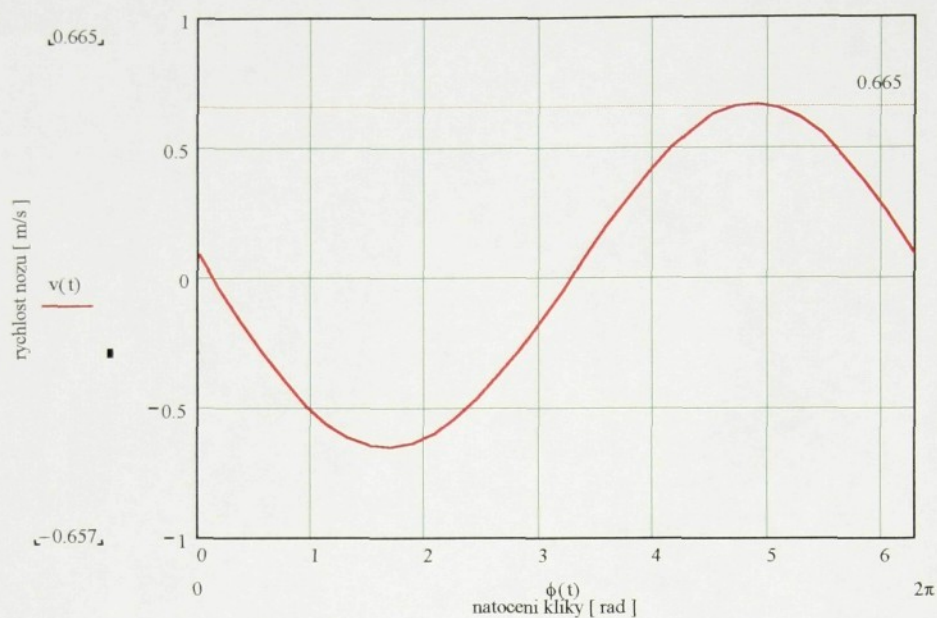
potom

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2}$$

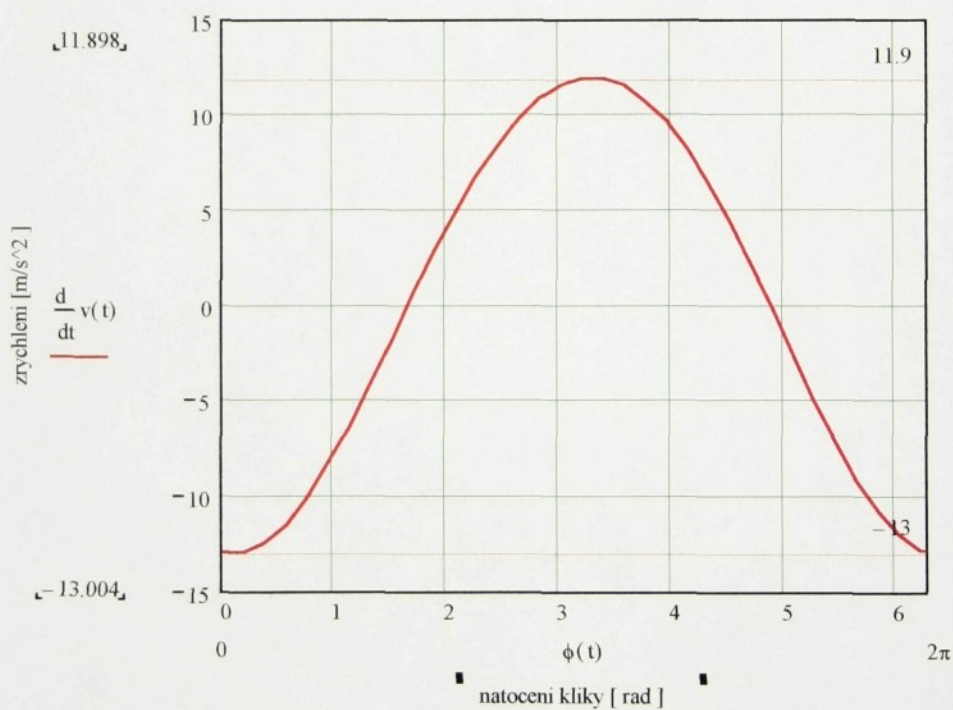
Jednotlivé závislosti byly počítány pro „taktáž“ 180 1/min.



Obr. 2.4.3 Závislost vzdálenosti lineárního členu na natočení kliky

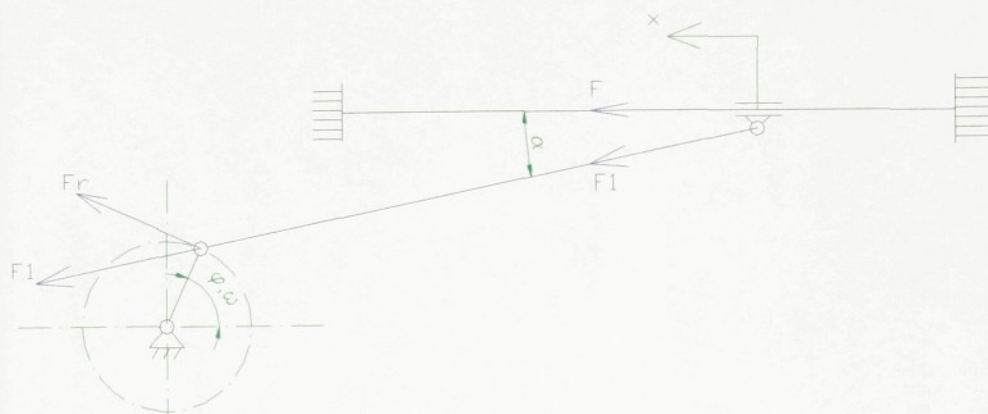


Obr. 2.4.4 Rychlost lineárního členu.



Obr. 2.4.5 Zrychlení lineárního členu.

2.4.2 SILOVÁ TRANSFORMACE



Obr. 2.4.6 Výpočet silové transformace

$a = \frac{dx}{dt}$, kde x je osa pohybu nosiče nožů

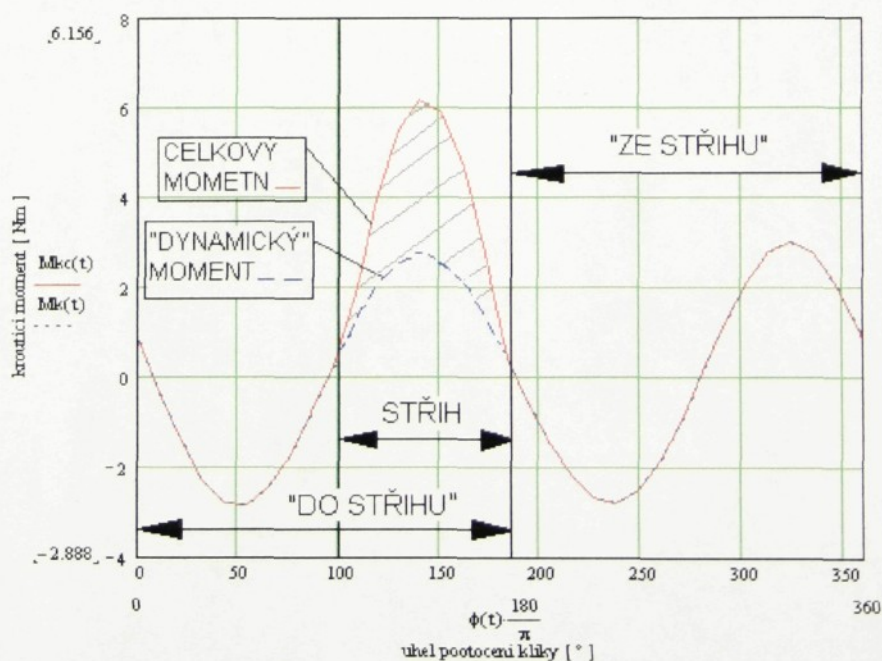
$F = m \cdot a$, m vyjadřuje hmotnost pohybující se konzoly

$F1 = \frac{F}{\cos(\alpha)}$, přenos síly F do osy ojnice

$Fr = F1 \cdot \sin(\varphi - \alpha)$, přenos síly F1 do kolmého směru na osu kliky

Moment na klíce:

$M = Fr \cdot r \frac{1}{1000} [\text{Nm}]$, kde r je poloměr kliky. (2.4.2)

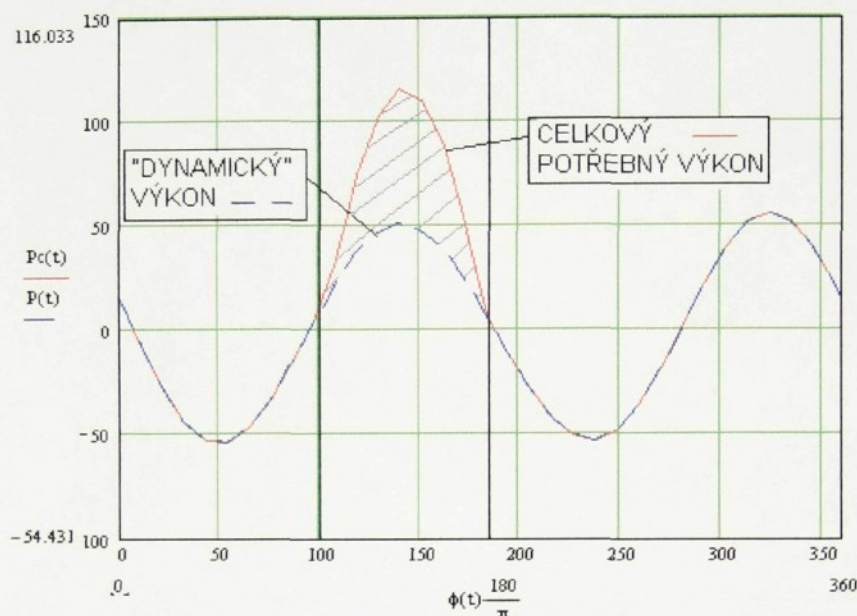


Obr. 2.4.7 Velikost kroučícího momentu v závislosti na pootočení kliky

Z (2.4.2) lze výpočtem určit potřebný výkon motoru.

$$P = M \cdot \omega \text{ [W]}$$

(2.4.3)



Obr. 2.4.8 Závislost výkonu na pootočení kliky

V oblasti stříhu (obr. 2.4.7 a obr. 2.4.8) je velikost momentu, resp. výkonu zvýšena o nutný „technologický“ moment (výkon), který slouží k překonání síly při stříhu a třecí síly na břitech nožů (viz. kapitola 3.2. Výpočet střížné síly). Označením „dynamický moment“ a „dynamický výkon“ je myšlen moment (výkon) potřebný k překonání dynamických účinků. Z vypočteného „celkového výkonu“ a „celkového momentu“ na klice lze určit vhodný servopohon.

2.4.3 VOLBA POHONU LINEÁRÍCH NŮŽEK

Je zvolen pohon LENZE MDSKS-RS-056-33. Jedná se o synchronní servopohon s přídatným ventilátorem s parametry:

Moment při 3000 ot/min ... 4,3 Nm

Maximální zat. moment ... 17,2 Nm

Výkon ... 1,8 kW

Krytí ... IP 54

k motoru je připojena převodovka LENZE MPRFN01 a řídicí jednotka 9324.

Převod $i = 20$; maximální otáčky na výstupu $n = 200$ 1/min ; maximální axiální/radiální zatížení 2600/2300 N

Popis mechanismu podle funkcí, které musí splňovat:

- 1) Důležitou podmínkou je ochrana mechanismu proti poškození při střížení do „kamene“ nebo jiného tvrdého předmětu. Tato ochrana je řešena tak, že při střížení do tvrdého materiálu dojde k překonání limitní síly pneumatické pružiny a uvolnění jedné lineární jednotky, která je k této pneu. pružině připevněna. Celá jednotka i s pohonem poodjede po vodících tyčích a situace se následně vyhodnotí tak, že se mechanismus buď zastaví nebo vrátí do původní polohy a pokračuje v režimu stříhání.
- 2) Nože musí být vzájemně proti sobě seřiditelné a plnit tak funkci přítlaku nožů. To bylo řešeno jednou pevnou deskou – příčnickem - nesoucím nože a druhou deskou plovoucí na talířových pružinách stažených šroubem. Vzájemná poloha příčníků definuje vzdálenost protiběžných břitů. Seřízením vzdálenosti příčnicku stlačením pružin se nastavuje přítlak břitů vůči sobě.
- 3) Možnost seřízení přestřihu nožů. Přestřih nožů je možné seřídit šroubovým spojem umístěným na táhlech (poz. 9). Změnou délky táhla pomocí dvou závitových spojů s opačným stoupáním závitu se změní velikost přestřihu.

- 4) Celý mechanismus musí být výškově polohovatelný a umožnit tak seřízení vzdálenosti od ústí vytékajícího proužku skloviny k rovině stříhu. To je řešeno sloupem-hřídelí, která je vedena v pouzdře. Výškové polohování se provádí maticí, která podpírá axiální ložisko tak, aby nedocházelo k tření o základní rám mechanismu.
- 5) Řešení, které je popsáno v předcházejícím bodě, umožňuje jednoduché otočení celého mechanismu kolem osy sloupu pro snadné seřízení nebo montáž.

Z konstrukčního řešení plynou některé výhody lineárních nůžek řízených servopohonem oproti nůžkám pákovým s řízením vačkou.

- Snadná změna frekvence dávkování
- Stejné podmínky pro stříh při dávkování dvojkapkou
- Snadná změna polohy mechanismu
- Zařízení je méně robustní
- Snadná změna časového průběhu zdvihu

K návrhu řešení lineárních nůžek je přiložena výkresová dokumentace ve formě sestavného výkresu.

2.5 ZHODNOCENÍ JEDNOTLIVÝCH VARIANT ŘEŠENÍ A VÝBĚR VHODNÉHO NÁVHRU

V následujícím oddílu jsou u každé varianty (kromě varianty lineárních nůžek) v několika bodech stručně shrnuty výhody a nevýhody navrhovaného konstrukčního řešení.

Varianta 1 – Posuvně uložený servopohon.

- Konstrukční řešení vhodně zabezpečuje mechanismus proti poškození při vzniku kolizního stavu.
- Řešení umožňuje snadné seřízení svislé polohy vedením celého mechanismu rybinovým vedením.
- Snadné a přesné seřízení přestřihu.
- Řešení umožňuje snadnou změnu frekvence dávkování softwarovou změnou řízení servopohonu.
- Mechanismus umožňuje natočení kolem osy výtoku skloviny stejným způsobem jako mechanismus pákových nůžek – posunem tangenciálních „T“ drážkách na hlavě dávkovače.

Varianta 2 – S kývavým pneumotorem.

- Tato varianta zabezpečuje mechanismus proti poškození při vzniku kolizního stavu pootočením celého pohonu kolem své osy. Pro tento konstrukční návrh by bylo vhodné provést podrobný rozbor zatížení kývavého pneumotoru při rázovém zatížení od celého mechanismu (při vzniku kolizního stavu) a zjistit zda kývavý pneumotor snese tak velké rázové zatížení.
- Mechanismus umožňuje snadné polohování ve svislé ose a zároveň snadné natočení kolem osy výtoku skloviny a tím ustavení mechanismu do pracovní polohy
- Řešení umožňuje snadnou změnu frekvence dávkování softwarovou změnou řízení servopohonu.
- Problémem u tohoto konstrukčního řešení by mohlo být nedostatečné chlazení servopohonu uloženého v pouzdře.

Varianta 3 – Pohon elektronickou vačkou.

- Toto navrhované řešení je nejlevnější a konstrukčně nejsnazší variantou.
- Řešení umožňuje snadnou změnu frekvence dávkování softwarovou změnou řízení servopohonu.
- U tohoto řešení zůstává nevýhoda prostorové náročnosti ze současného řešení (soustava n-klobového mechanismu).
- Při otočení kolem osy výtoku skloviny do pracovní polohy mechanismu vyplývající z instalační polohy tvarovacího stroje je nutné změnou délek jednotlivých členů n-klobového mechanismu a změnou polohy mechanismu vahadla seřadit mechanismus pro správný průběh zdvihu ramen nůžek.

Z předcházejícího výčtu kladů a záporů u jednotlivých variant jsem shledal variantu 1 (řešení s posuvně uloženým servopohonem) jako variantu nejlépe splňující vstupní požadavky na konstrukční řešení. V hodnocení jsem záměrně vynechal hodnocení lineárních nůžek, protože jejich princip je zcela odlišný od principu ostatních tří řešení a nesplňuje základní požadavek ze zadání – konstrukci mechanismu pohonu pákových nůžek. Nicméně jsem konstrukční návrh lineárních nůžek zahrnul do diplomové práce, protože stříhání kapky skloviny lineárními nůžkami by mohlo ukazovat směr budoucího vývoje nůžek především proto, že každá kapka má stejné podmínky pro stříh.

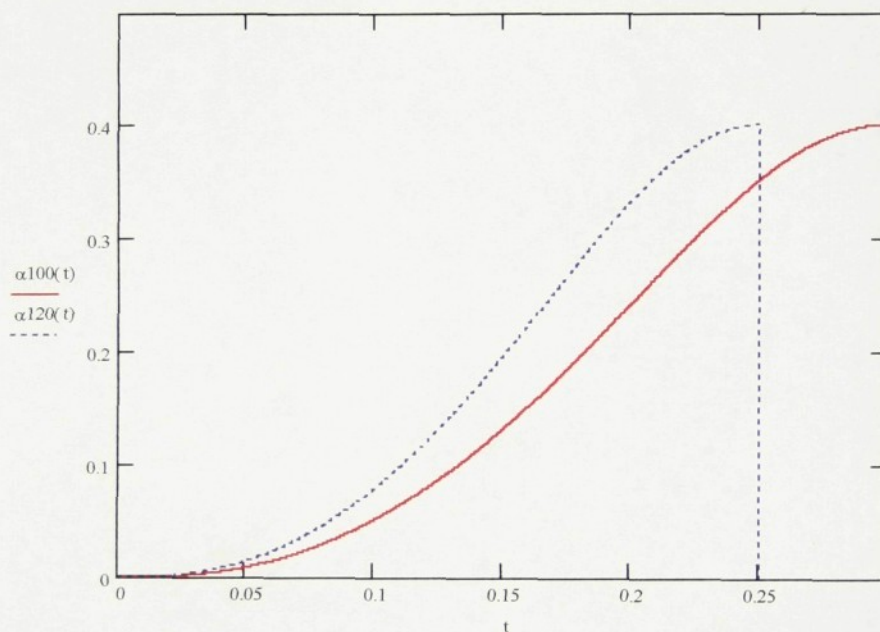
3 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

3.1 KINEMATIKA MECHANIZMU

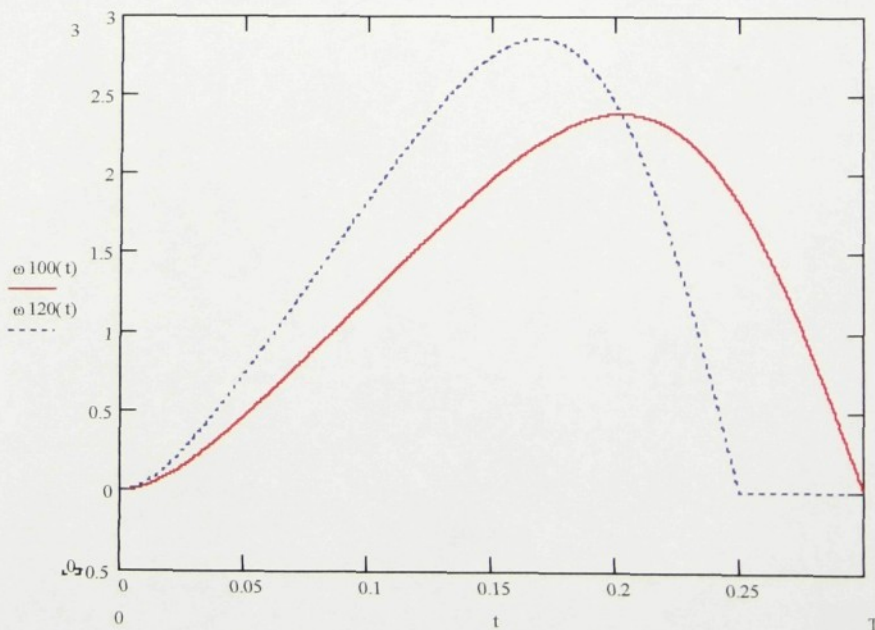
Kinematika mechanismu zavírání ramen nůžek je popsána rovnicí:

$$\alpha(t) = \sum_{i=3}^7 c_i \cdot t^i \quad (3.1.1)$$

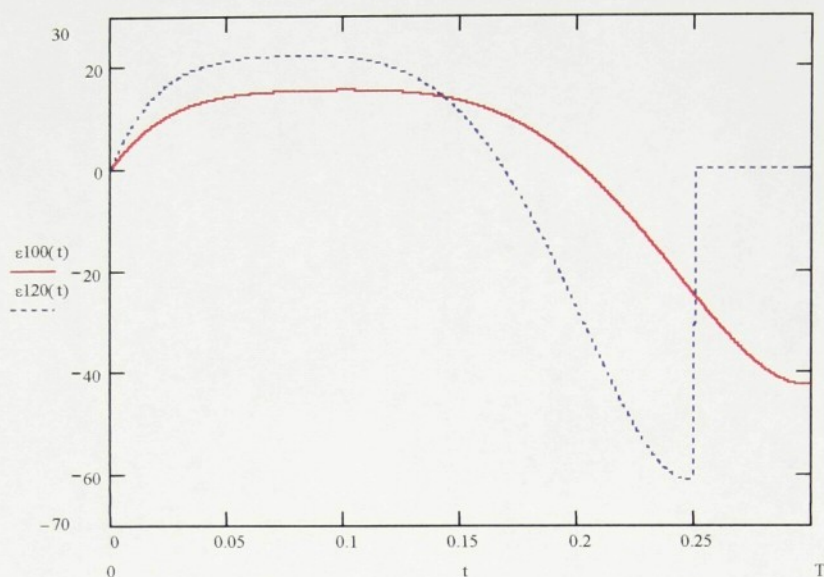
kde c_i jsou koeficienty polynomu a jsou dány pro taktáž 100 min^{-1} .



Obr. 3.1.1 Průběh zavírání ramen pro taktáž 100 1/min a 120 1/min.



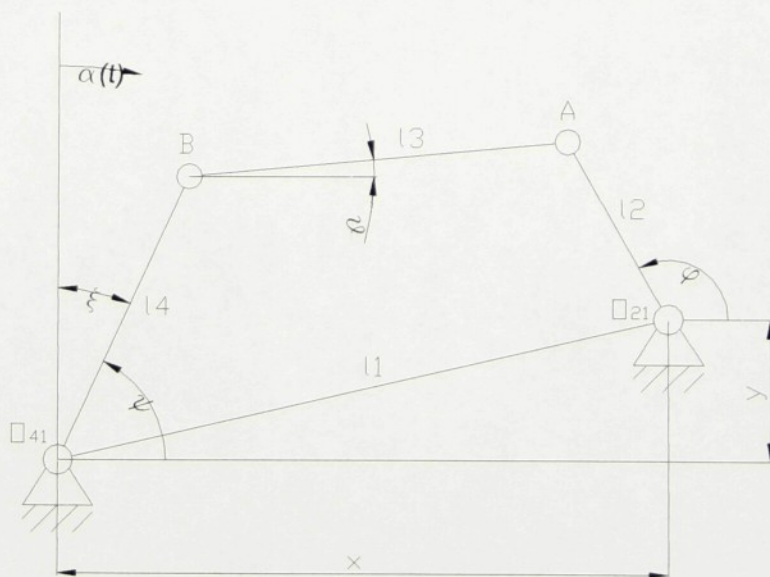
Obr. 3.1.2 Průběh rychlosti pro taktáž 100 1/min a 120 1/min



Obr. 3.1.3 Průběh zrychlení pro taktáž 100 1/min a 120 1/min

Jak je z grafu patrné pro vyšší taktáže vzrůstá hodnota zrychlení. Proto u taktáží vyšších než 120 min^{-1} je nutné zmenšit úhel rozevření ramen z běžných 23° na menší až do krajních $12,5^\circ$ pro maximální taktáže.

Rovnice (3.1.1) je vztažena k hnanému členu – člen 4. Pro určení pohybové rovnice na hnacím členu 2 (představuje kliku hnanou servopohonem) jsem použil vektorovou metodu.



Obr. 3.1.4 Kinematické schéma mechanismu

Vektorovou metodou a rozepsáním do směrů:

$$x: l_4 \cdot \cos(\psi) + l_3 \cdot \cos(\nu) = x + l_2 \cos(\varphi) \quad (3.1.2)$$

$$y: l_4 \cdot \sin(\psi) + l_3 \cdot \sin(\nu) = x + l_2 \sin(\varphi)$$

úpravou, vyloučením úhlu ν , a zavedením substituce získáme z (3.1.2) výsledný vztah:

$$A = \frac{y}{l_4} - \sin(\psi) \quad B = \frac{x}{l_4} - \cos(\psi) \quad C = \frac{l_3^2 - x^2 - y^2 - l_2^2 - l_4^2}{2l_2l_4} + \frac{x \cdot \cos(\psi) + y \cdot \sin(\psi)}{l_2}$$

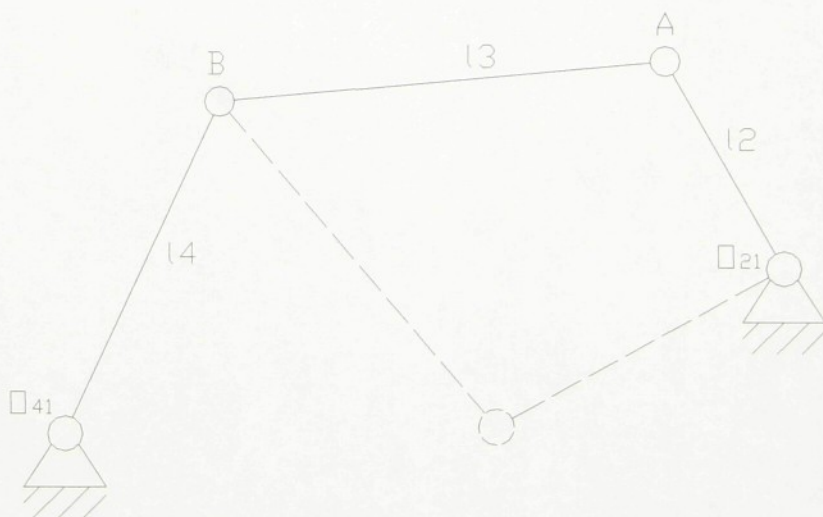
$$A \sin(\varphi) + B \cos(\varphi) = C$$

$$\sin(\varphi) = \frac{2tg\left(\frac{\varphi}{2}\right)}{1 + tg^2\left(\frac{\varphi}{2}\right)} \quad \cos(\varphi) = \frac{1 - tg^2\left(\frac{\varphi}{2}\right)}{1 + tg^2\left(\frac{\varphi}{2}\right)}$$

výsledný vztah pro $\varphi = \varphi(\psi)$, resp. $\varphi = \varphi(t)$:

$$\varphi = 2 \cdot \arctan\left(\frac{A \pm \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{B + C}\right) \quad (3.1.3)$$

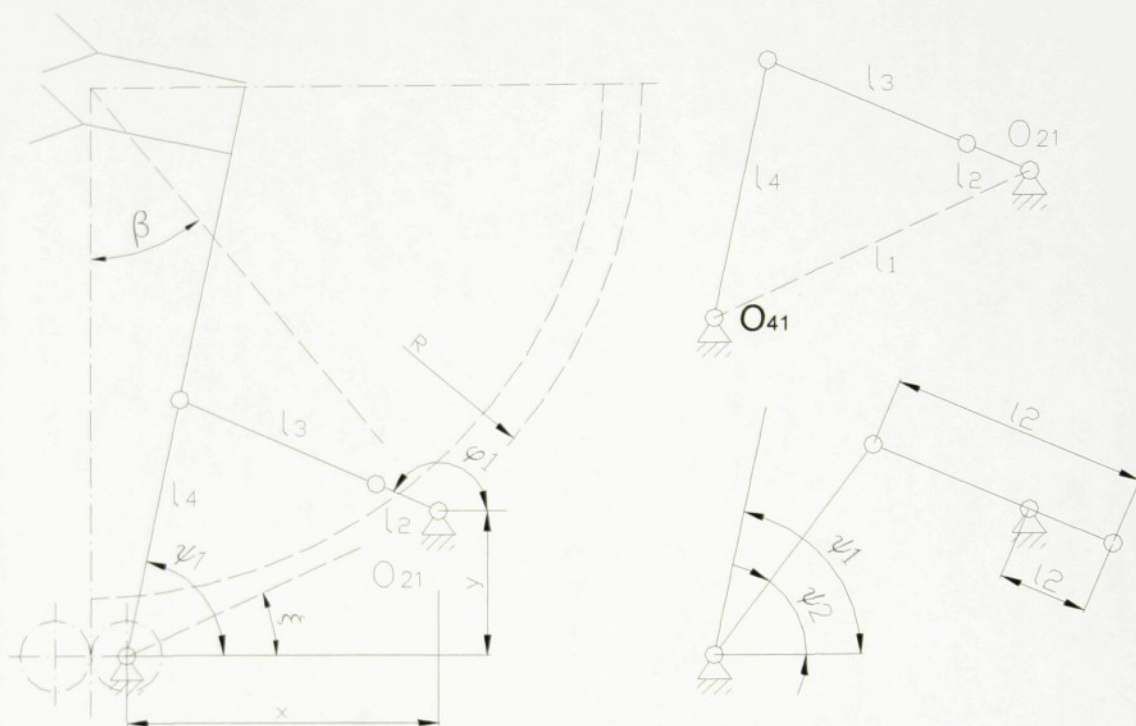
kde znaménko + je pro mechanismus nezkřížený (na obr. 3.1.5 plnou čarou) a znaménko – pro mechanismus zkřížený (čárkovanou čarou).



Obr. 3.1.5 Nezkřížený a zkřížený mechanismus

Změnou délky členů 3, 4 a změnou polohy bodu O_{21} lze mechanismus nastavit a optimalizovat. Poloha bodu O_{41} je pevně dána mechanismem pákových nůžek. Při

zvolení souřadnic bodu O_{21} lze pro dané rozevření nůžek κ dopočítat délky členu l_3 a l_2 .



Obr. 3.1.6 K výpočtu členů l_2 a l_3

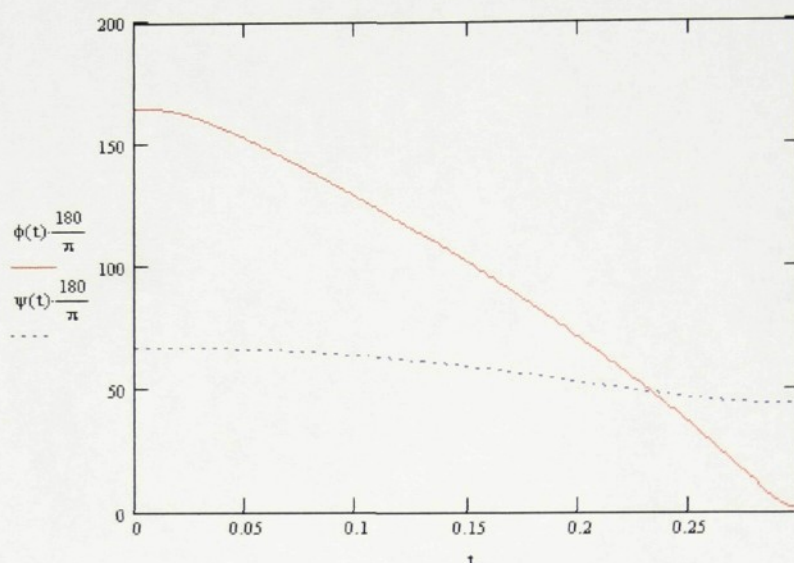
Bod O_{21} představuje osu servopohonu nůžek, který je připevněn k „T“ drážkám na fídru a proto je na poloměru R od osy dávkovače a na odlehlosti β od osy mechanismu nůžek. Při znalosti těchto dvou parametrů lze určit souřadnice bodu O_{21} resp. odlehlosti x a y od osy hřídele pravého ramene (bod O_{41}). Krajní polohy členu 4 (pravé rameno) jsou dány a jejich rozdíl představuje pracovní zdvih κ . Jak je z obr.3.1.6 patrné lze pro tyto krajní polohy jednoznačně určit délku členu l_2 a l_3 .

$$(l_3 + l_2)^2 = l_4^2 + l_1^2 - 2l_4l_1 \cos(\psi_1 - \xi) \quad (3.1.4)$$

$$(l_3 - l_2)^2 = l_4^2 + l_1^2 - 2l_4l_1 \cos(\psi_2 - \xi)$$

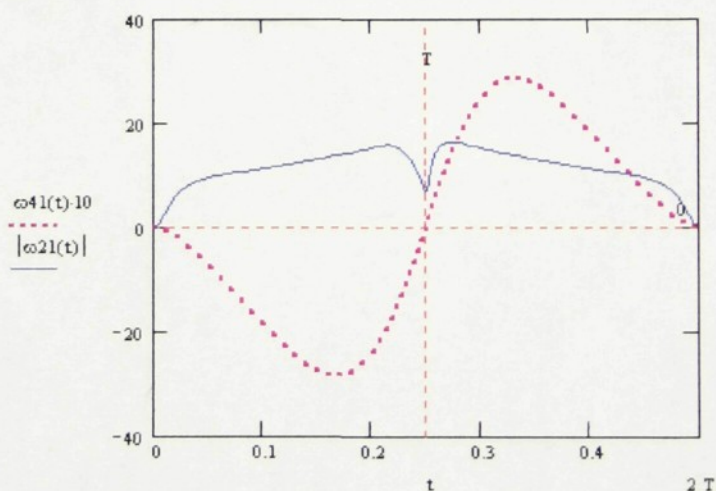
Pro poloměr $R = 620$ mm a odlehlost $\beta = 60^\circ$ je $x = 395$ mm, $y = 144$ mm. Pro tyto hodnoty plyne z (3.1.4) $l_2 = 37$ mm a $l_3 = 279$ mm.

Pro konkrétní rozměry lze vypočítat průběh otáček na klice z (3.1.3):



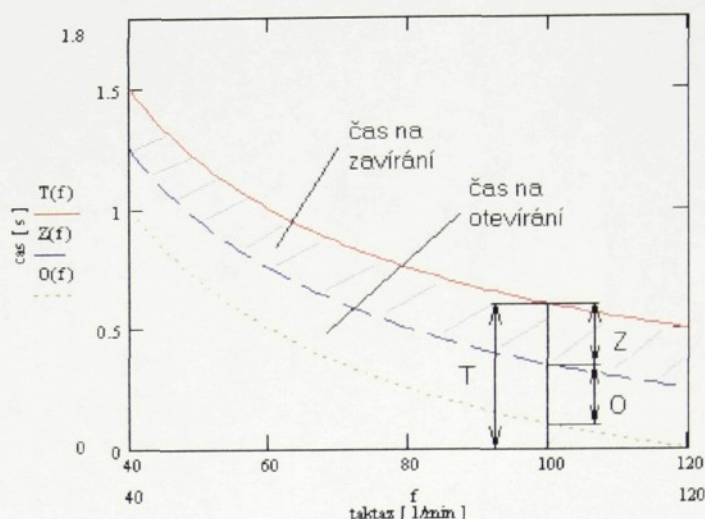
Obr. 3.1.7 Průběh otáček na hnacím a hnaném členu při otevírání

Z takto zjištěného průběhu otáček na hnacím členu (na obr. 3.1.7 plnou čarou) lze vhodným způsobem zjistit potřebný moment na překonání setrvačných sil mechanismu, především pak ramen nůžek.



Obr. 3.1.8 Průběh rychlosti na klice a na vahadle v závislosti na čase

Na obr. 3.1.8 je znázorněn průběh rychlosti na klice (ω_{21} – plnou čarou) a na vahadle (ω_{41} – tečkovaně) v měřítku 10:1. V první polovině času dochází k otevírání ramen nůžek (až do času 0,25 s) a v druhé polovině k zavírání ramen nůžek.

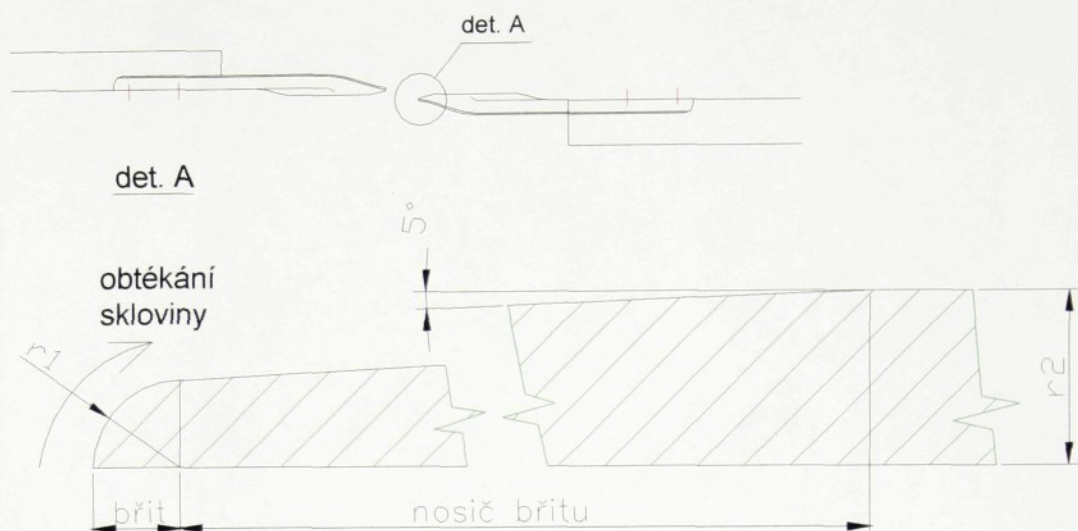


Obr. 3.1.9 Závislost délky trvání taktu pro různé taktáže

Na obr. 3.1.9 je znázorněn čas na jeden pracovní cyklus pro taktáže až do 120 min^{-1} . Pro taktáže nižší než 120 min^{-1} je čas na jeden cyklus delší. Při uvažování stejně dlouhého zavírání ramen nůžek (zachování stejných podmínek pro stříh) je zbývající čas na otevírání delší. Potom lze otevírání ramen nůžek uskutečnit podle stejného průběhu jako „nejrychlejší“ otevírání při taktáži 120 min^{-1} a na zbývající čas motor zastavit, nebo otevírat „pomaleji“ a snížit tak zatížení motoru akceleračním momentem.

3.2 VÝPOČET STŘIŽNÉ SÍLY

Východiskem řešení je model nože klasických strojních nůžek a odvození střížné síly v závislosti na vlastnostech skloviny a provozních podmínkách stříhu. Je důležité také posoudit vlivy otupování a ostření na střížnou sílu. Pro rozbor problému a jeho zpracování jsou použity pouze poznatky klasické hydrodynamiky. Vychází se z předpokladu, že stříhanou sklovinu je možné charakterizovat jako newtonskou kapalinu, stříh jako pomalé tečení, protože Reynoldsovo číslo při stříhu je $Re \ll 1$. Dále se uvažuje, že proces stříhu je možné považovat jako přibližně isotermický, protože tepelný objem bříty i nože je malý, tj. stříhaná sklovina je jen nepatrně ovlivňována.



Obr. 3.2.1 Model nože

Příčný průřez nože sestává z čela – břitů a navazujícího nosiče břitů, který musí zabezpečovat přenos sil při požadované maximální tuhosti soustavy nůžek. Břit je modelován jako čtvrtoblouk, jehož poloměr je řádově setiny milimetru a plynule navazující nosič břitů zesilující se až na konstantní tloušťku kolem 2 mm. Souvislost veličin popisující průnik břitů do skloviny jako newtonské kapaliny je odvozena z modelu nekonečného válce o průměru $2 \cdot r_1$, postupujícího ve sklovině rychlostí w kolmo na jeho osu. Řešení pro odpor pohybu, tj. střížné síly, odvodil Lamb, pro pomalé tečení zpřesnil Oseen. Protože nedochází k oboustrannému obtékání nože, jeví se jako optimální model břitů čtvrtkruh, kdy obtékání oddělované skloviny je pouze po čele břitů. Dochází-li za působení tíže a mechaniky norce k vytváření kaverny-dutiny, pak pro poměrnou střížnou sílu na břitů vztáženou k jednotce jeho délky dostaneme:

$$S_b = \frac{\pi}{2} \mu \cdot w \cdot c \quad (3.2.1)$$

$$\text{kde } c = \frac{2}{\ln \frac{7,406}{\text{Re}}} \quad \text{pro } \text{Re} = \frac{w \cdot r_1}{\nu} \ll 1$$

w představuje rychlost vnikání břitů do skloviny, r_1 poloměr špičky břitů, μ dynamickou viskozitu skloviny, ν kinematickou viskozitu skloviny.

V případě, že by za břitem nedocházelo k vytváření dutiny, je nutné uvažovat tečnou sílu na nosiči břitů. Celková tečná síla je podle [6]

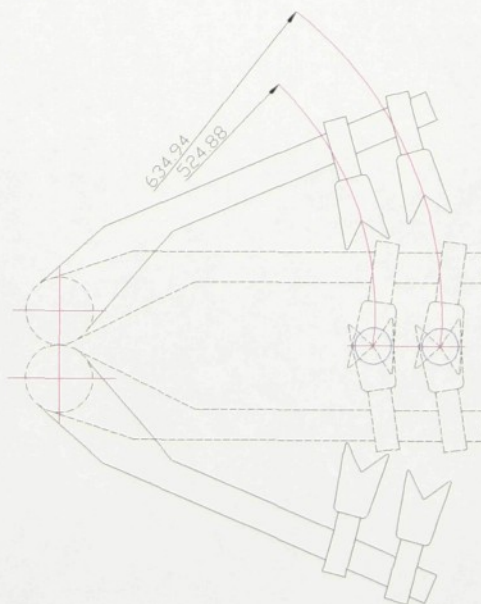
$$S_n = \frac{2\mu U}{\alpha} \left\{ 6 \frac{r_1 - r_2}{r_1 + r_2} - 3 \ln \left(\frac{r_1}{r_2} \right) \right\} \quad (3.2.2),$$

kde r_2 představuje konstantní tloušťku nosiče bříty a r_1 poloměr bříty nože, geometrický parametr $\alpha = \frac{r_1 - r_2}{b}$, kde b je délka bříty ve sklovině.

Také je nutné uvažovat změnu síly při otupení špičky nože. Pro posouzení provozních vlastností bříty je potřeba znát poměr střížné síly S_t při definovaném otupení bříty a poměr střížné síly S_0 nově naostřeného bříty vůči teoretické střížné síle S_b .

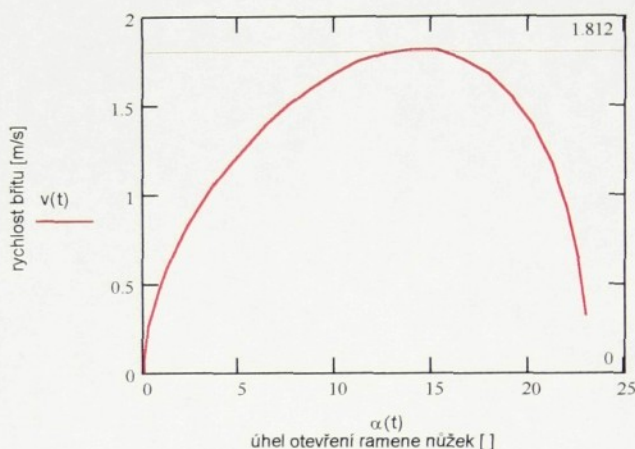
Pro otupený břit nože platí $\frac{S_t}{S_b} \cong 1.9$, pro ostrý břit nože $\frac{S_0}{S_b} \cong 0.9$. Otupení se zřetelně

projeví na střížné síle, ale podstatněji se projeví na stříhové stopě. Celková střížná síla sestává ze střížné síly na bříty, z tečných sil na obou stranách nosiče a z třecí síly na stykových plochách nožů. Třecí síly na překrývajících se plochách nožů vznikají z technologicky nutného předpětí. Uvažujme pro náš případ jako horní hranici taktáže 120 min^{-1} (uváděná maximální taktáž při rozevření nůžek $2 \times 23^\circ$), průměr vytékajícího proužku skloviny 60mm a parametry skloviny $\mu = 400 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$, $\rho = 2500 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. Uvažujme větší ze dvou poloměrů otáčení břitů nůžek, tj. 635 mm (viz obr 3.2.2).



Obr. 3.2.2 Schéma pákových nůžek

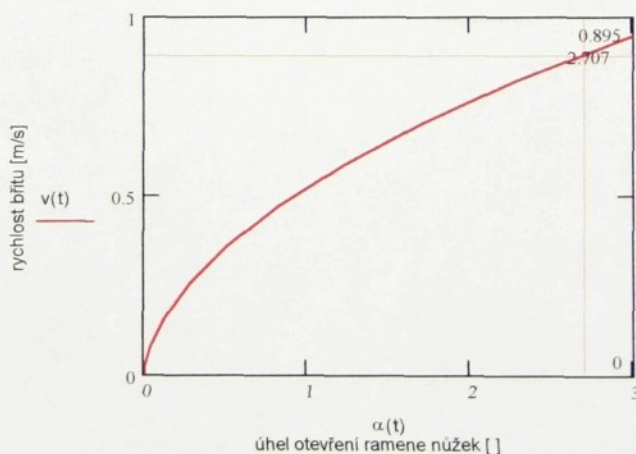
Teoretickou střížnou rychlost lze pak vypočítat ze zadaného průběhu rozevírání nůžek v závislosti na čase $\alpha(t) = \Phi_0 - \kappa + \sum_{i=3}^7 c_i \cdot t^i$. Tento vztah je však odvozen pro taktáž 100 min^{-1} . Pro taktáž 120 min^{-1} se rychlost bříty nože násobí koeficientem 1,2.



Obr. 3.2.3 Okamžitá rychlost bříty

Pro poloměr 635 mm a průměr vytékajícího proužku skloviny 60 mm je břit ve stříhu pro úhel $\alpha=0^\circ$ až $\alpha=2,707^\circ$. Rychlost bříty se pohybuje od $v = 0 \text{ ms}^{-1}$ až po $v=0,895 \text{ ms}^{-1}$ (neuvažuje se přestřih). Rychlost se vypočítá podle

$$v = \frac{d\alpha}{dt} \cdot R \cdot 1,2 \quad (3.2.3)$$

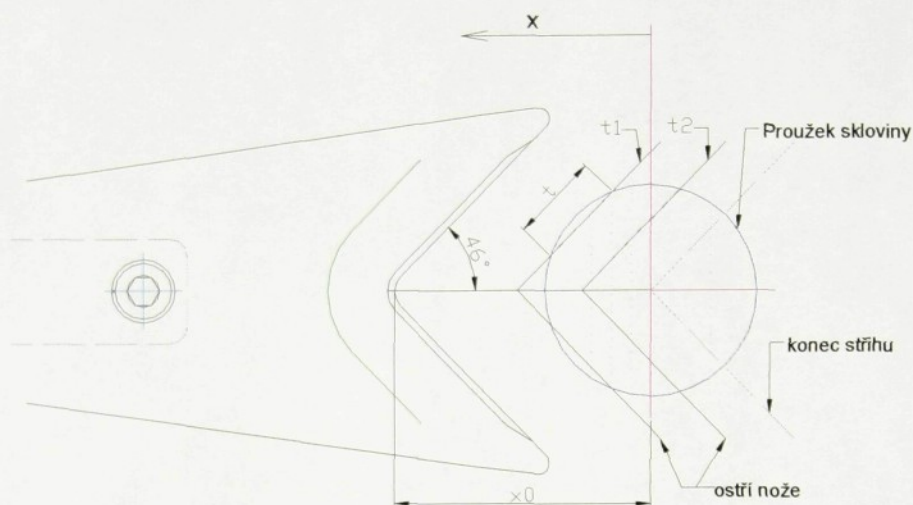


Obr. 3.2.4 Okamžitá rychlost bříty ve sklovině

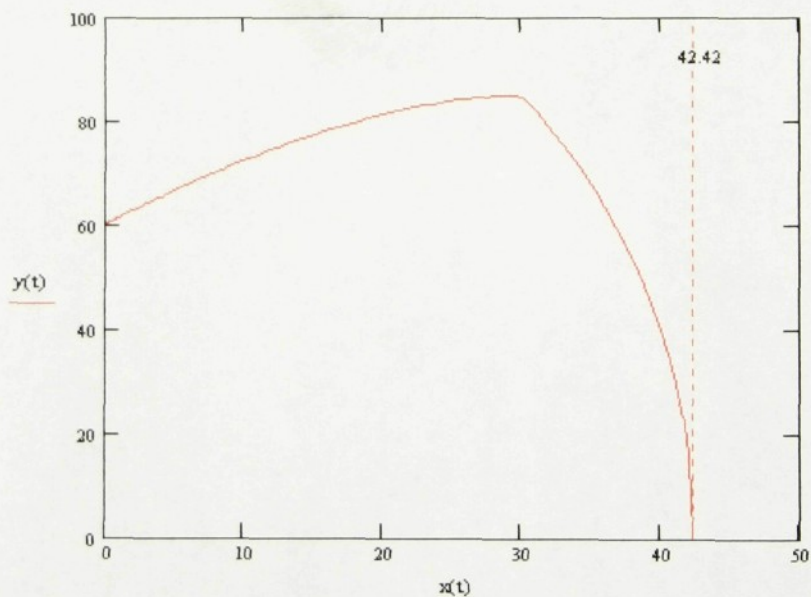
Nejvyšší rychlost je v okamžiku vnikání bříty do skloviny, v tomto okamžiku je ale délka bříty ve sklovině nejmenší. Celková síla na bříty nože je dána součinem

poměrné síly na břítu S_b (ta je vztažena na jednotku délky) podle vztahu (3.2.1) a délkou břítu y ve sklovině.

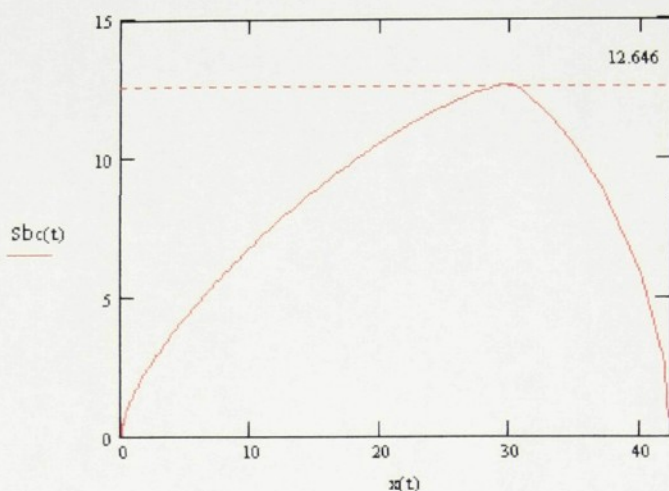
$$S_{bc} = S_b \cdot y \quad (3.2.4)$$



Obr. 3.2.5 Břit nože ve sklovině



Obr. 3.2.6 Délka břítu nože ve sklovině v závislosti na odlehlosti x



Obr. 3.2.7 Celková síla působící na břit nože

Celková síla na břit nože dosahuje maximální hodnoty 12,64 N. Je známo, že tečná síla působící na nosič břitu ve sklovině $S_n \gg S_b$.

S_n se vypočítá podle vztahu $S_n = \frac{2\mu U}{\alpha} \left\{ 6 \frac{r_1 - r_2}{r_1 + r_2} - 3 \ln \left(\frac{r_1}{r_2} \right) \right\}$ a je opět vztažena na jednotku délky břitu ve sklovině. Potom tedy S_{nc} představuje sílu na nosič břitu vztažený na délku nosiče ve sklovině.



Obr. 3.2.8 Celková maximální tečná síla na nosiči břitu

Jak je z grafu patrné, S_{nc} je téměř o řád vyšší než S_{bc} . S_{nc} však představuje maximální tečnou sílu, skutečná tečná síla bude záviset především na způsobu tvorby kapky a bude nižší než S_{nc} . Je také známo, že normální síla na nosiči břitu bude asi o řád vyšší než síla tečná, což musí být uváženo v koncepci tuhosti nůžek.

Celková síla k oddělení skloviny stříhem sestává ze střížné síly na břitu S_{bc} , z tečných sil na obou stranách nosiče S_{nc} a z třecích sil na stykových plochách nožů. Tečné síly na nosičích břitů lze omezit nebo téměř vyloučit, třecí síly na překrývajících se plochách nožů vznikají z technologicky nutného předpětí a jejich hodnota závisí na konkrétním seřízení nůžek. K přesnějšímu určení střížných sil by tedy bylo nutné znát konkrétní provozní parametry, nebo použít spolehlivý měřič stříhové síly na nůžkách.

3.3 VÝPOČET DYNAMICKÝCH ÚČINKŮ

Výpočet dynamických a silových účinků na hřídel „kliky“ (člen 2) obr. 3.3.1 slouží k návrhu vhodného motoru. K výpočtu jsem použil redukční metodu, která zanedbává pasivní odpory, ale pro návrh pohonu je dostačující. Protože se jedná o mechanismus s nekonstantními převody, je základní pohybová rovnice ve tvaru:

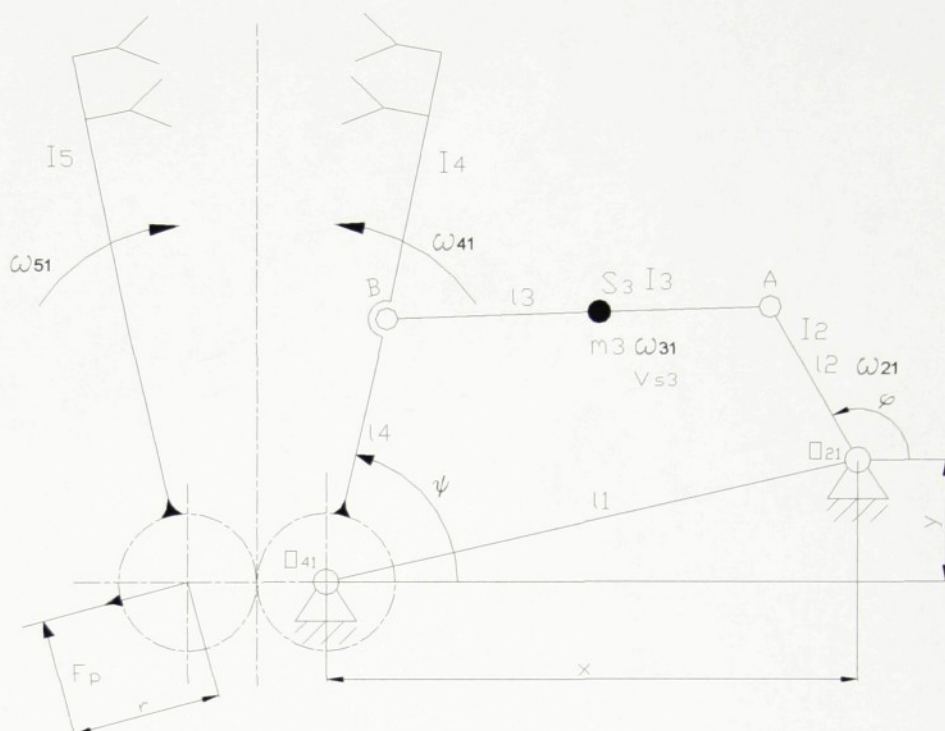
$$M_{red} = I_{red} \cdot \varepsilon_{21} + \frac{1}{2} \cdot \frac{d}{d\varphi} (I_{red}) \cdot \left(\dot{\varphi} \right)^2 \quad (3.3.1)$$

přičemž

$$I_{red} = I_{21} + I_{31} \cdot \mu_3^2 + m_3 \cdot \mu_{S3}^2 + I_{41} \cdot \mu_4^2 + I_5 \cdot \mu_5^2 \quad (3.3.2)$$

$$\text{kde } \mu_3 = \frac{\omega_{31}}{\omega_{21}}; \mu_{S3} = \frac{v_{S31}}{\omega_{21}}; \mu_4 = \frac{\omega_{41}}{\omega_{21}}; \mu_5 = \frac{\omega_{51}}{\omega_{21}}; \mu_3 = \mu_3(\varphi); \mu_{S3} = \mu_{S3}(\varphi); \mu_4 = \mu_4(\varphi);$$

$$\mu_5 = \mu_5(\varphi)$$



Obr. 3.3.1 Výpočet dynamických účinků na mechanismus

Protože při výpočtu $\frac{d}{d\varphi} I_{red}$ z (3.3.2) nastává problém vypočítat derivace $\frac{d}{d\varphi} \mu_3$ a

$\frac{d}{d\varphi} \mu_{S3}$, použil jsem metodu přibližného určení I_{red} nahrazením hmotné ojnice (člen 3)

dvěma hmotnými body – bod A a B.

Potom je upravený I_{red} ve tvaru:

$$I_{red}(\varphi) = (I_2 + m_{3B} \cdot l_2^2) + (I_4 + m_{3A} \cdot l_4^2) \cdot \mu_4^2(\varphi) + I_5 \mu_5^2(\varphi) \quad (3.3.3)$$

derivaci (3.3.3)

$$\frac{d}{d\varphi} I_{red}(\varphi) = (I_4 + m_{3A} \cdot l_4^2) \cdot \mu_4(\varphi) \cdot v_4(\varphi) \quad (3.3.4),$$

kde $v_4(\varphi) = \frac{d}{d\varphi} \mu_4(\varphi) = \frac{1}{\dot{\varphi}} \frac{d\dot{\psi}(\varphi)}{d\varphi}$ charakterizuje proměnlivost převodu μ_4 v závislosti

na úhlu natočení kliky φ .

Při uvažování vlivu síly F_p od pneumatické pružiny je nutno rozlišit, zda jde o případ otevírání, či zavírání ramen nůžek.

Pro zavírání platí:

$$M_{red}(\varphi) = M_{h2} + M_5 \cdot \mu_5(\varphi) \quad (3.3.5),$$

pro otevírání platí:

$$M_{red}(\varphi) = M_{h2} - M_5 \cdot \mu_5(\varphi) \quad (3.3.6),$$

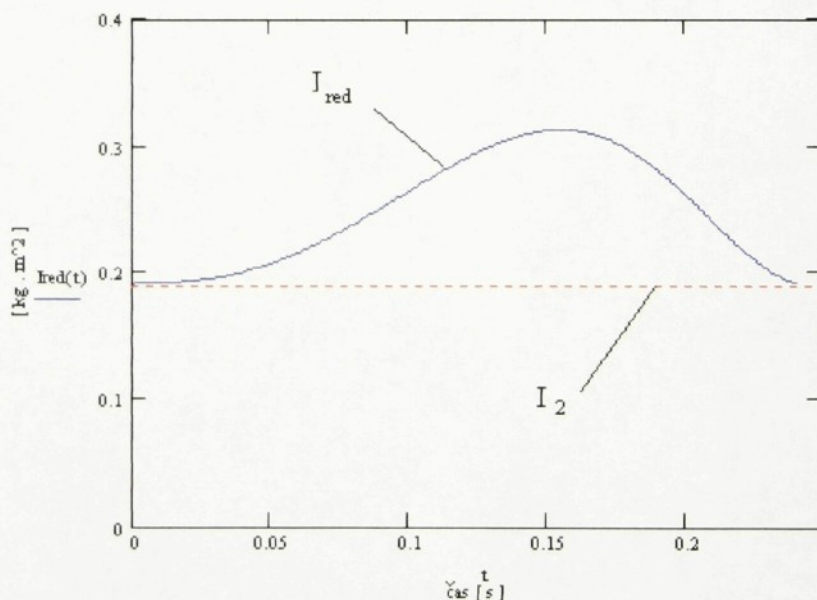
kde M_{h2} představuje hledaný moment na ose pohonu a $M_5 = F_p \cdot r$ je moment od síly pružiny F_p a r je poloměr působíště síly od osy otáčení ramene.

Dosazením (3.3.4) a (3.3.5) resp. (3.3.6) do vztahu (3.3.1) získáme výsledný vztah pro výpočet hnacího momentu M_{h2} pro zavírání:

$$M_{h2}(\varphi) = I_{red}(\varphi) \cdot \varepsilon_{21} + \frac{1}{2} \cdot \frac{d}{d\varphi}(I_{red}(\varphi)) \cdot \left(\dot{\varphi}\right)^2 - M_5 \cdot \mu_5(\varphi) \quad (3.3.7),$$

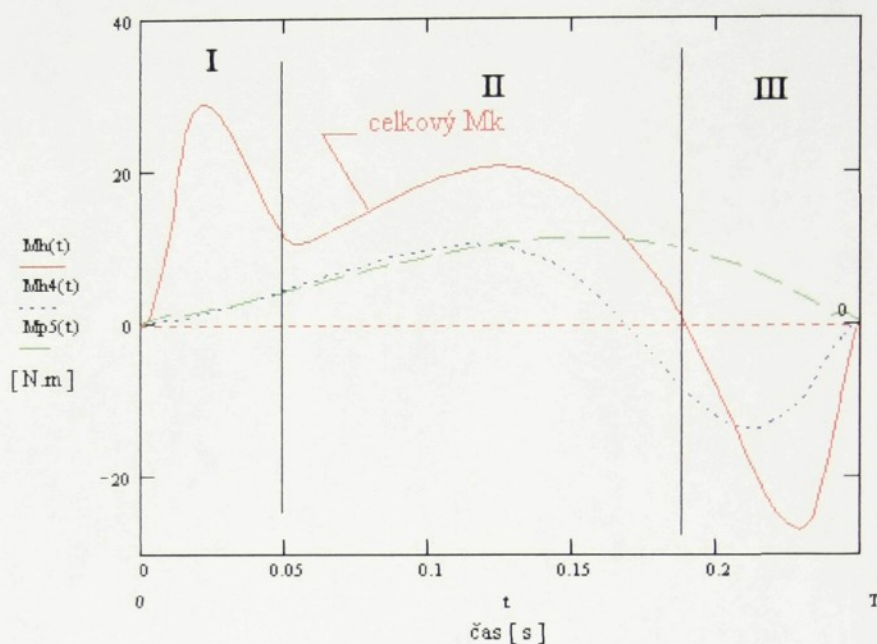
resp. pro otevírání:

$$M_{h2}(\varphi) = I_{red}(\varphi) \cdot \varepsilon_{21} + \frac{1}{2} \cdot \frac{d}{d\varphi}(I_{red}(\varphi)) \cdot \left(\dot{\varphi}\right)^2 + M_5 \cdot \mu_5(\varphi) \quad (3.3.8)$$



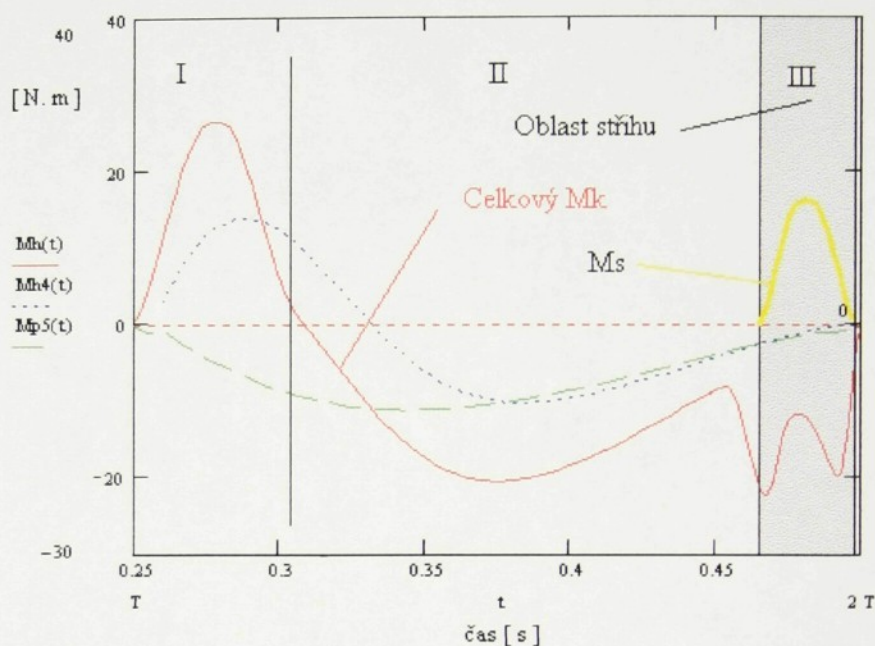
Obr. 3.3.2 Redukovaný moment setrvačnosti

Redukovaný moment setrvačnosti (obr. 3.3.2) je proměnný v závislosti na poloze kliky a byl vypočítán pro taktáž 120 1/min, která představuje nejvyšší možnou taktáž pro běžné rozevření ramen. I_2 představuje moment setrvačnosti kliky a je po celou dobu „taktu“ konstantní.



Obr. 3.3.3 Zátěžný moment na klíce při otevírání

Celkový krouticí moment $M_{k\text{OTEVÍRÁNÍ}}$ se skládá z momentu překonávajícího sílu pneumatické pružiny na členu 5 (M_{p5}), z momentu překonávajícího dynamické účinky členů 5 a 4 – ramena nůžek (M_{h4}) a v úseku I a III z momentu překonávajícího zrychlení mechanismu. Zrychlení bylo vypočítáno ze zadaného zdvihu ramen pro maximální taktáž 120 min^{-1} . Nejvyšších hodnot, jak je z obr 3.3.3 patrné, dosahuje krouticí moment právě v úseku I a III. Vhodnou úpravou průběhu zdvihu by bylo možné tyto špičky krouticího momentu snížit. Celkovou velikost krouticího momentu je také možné ovlivňovat velikostí tlaku v pneumatické pružině. Protože se jedná o otevírání nůžek při maximální taktáži, je pro taktáže nižší rezervován delší časový úsek (obr. 3.1.9) a je proto možné otevírat „pomaleji“ – snížit zrychlení, tím se sníží „špičky“ momentu v oblasti I a III, anebo zachovat definovaný průběh otevírání a na zbylý čas motor zastavit. V tomto případě by však docházelo ke zvýšení nároků na pohon při otevírání v oblasti III a při zavírání v oblasti I plynoucí ze zvýšení záporného resp. kladného zrychlení. Proto se jeví vhodnější otevírat ramena po celou rezervovanou dobu a motor nezastavovat.



Obr. 3.1.4 Zátěžný moment na klice při zavírání

Při zavírání se celkový moment M_k opět skládá z momentu M_{h4} , který překonává dynamické účinky mechanismu členů 4 a 5 a z momentu M_s , který překonává střižnou sílu (v úseku III). Pneumatická pružina vyvolující sílu F_p v případě zavírání pomáhá „rozběhnout mechanismus“ a překonat střižnou sílu a snížit tak celkovou zátěž na pohon. Při zastavování pohybu ramen musíme sílu od pneumatické pružiny překonat. Průběh momentu pro nižší taktáže bude jiný. Pro návrh pohonu je však nutné vycházet z maximální taktáže.

3.4 NÁVRH SERVOPOHONU

Zvolil jsem pohon od firmy Lenze asynchronní motor s planetovou převodovkou Vogel. Pro volbu vhodného typu (velikosti) motoru a převodovky jsem postupoval podle předepsaného postupu z firemních materiálů firmy Lenze.

Ekvivalentní kroutící moment jsem vypočítal z průběhů zátěžného momentu na klice pro zavírání a otevírání podle vztahu:

$$M_{EKV} = \sqrt{\frac{\sum M_i^2 \cdot t_i}{T}} \quad (3.4.1),$$

kde M_i představuje střední kroutící moment v časovém úseku t_i a T dobu jednoho cyklu.

Pro zavírání: $M_{EKV} = 17,75 \text{ Nm}$,

pro otevírání: $M_{EKV} = 18,45 \text{ Nm}$.

Pro celý takt je $M_{EKV} = 18,1 \text{ Nm}$. Tato hodnota je na výstupu z převodovky. Pro určení vhodného převodového poměru i jsem vycházel ze vztahů uváděných v katalogu firmy Lenze:

$$\text{pro optimální dynamickou odezvu pohonu: } i = \sqrt{\frac{I_{ZÁTĚŽE}}{I_{MOTORU}}} \quad (3.4.2)$$

Pokud uvažuji maximální $I_{ZÁTĚŽE} = \max (I_{RED})$ (viz. obr 3.3.2), pak pro předem zvolený asynchronní motor MDSKA BS 071 – 22, jehož $I_{MOTORU} = 8,3 \text{ kg cm}^2$ (bez brzdy) platí:

$$i = \sqrt{\frac{I_{ZÁTĚŽE}}{I_{MOTORU}}} = \sqrt{\frac{0,32}{8,3 \cdot 10^{-4}}} = 19,63.$$

Při uvažování $I_{ZÁTĚŽE} = (I_{RED})_{STŘEDNÍ}$, tedy rovno střední hodnotě z průběhu I_{RED} , pak pro stejný motor je podle (3.4.2)

$$i = \sqrt{\frac{I_{ZÁTĚŽE}}{I_{MOTORU}}} = \sqrt{\frac{0,24}{8,3 \cdot 10^{-4}}} = 17.$$

Podmínky, které musí pohon splňovat:

- $n_{\text{PROVOZNÍ}} \sim n_{\text{NOM}} \quad (3.4.3)$

Protože pohon s převodovkou a s převodovým poměrem $i = 20$ a motorem s nominálními otáčkami $n_{\text{Mnom}} = 3410 \text{ min}^{-1}$, vykazuje nominální otáčky na výstupu z převodovky $n = 170,5 \text{ min}^{-1}$ a protože maximální provozní otáčky (pro maximální špičkovou taktáž při menším rozevření ramen) nepřesáhnou 200 min^{-1} , je tato volba pohonu vhodná.

- $M_{\text{EKV}} < M_{\text{NOM POHONU}} \quad (3.4.4)$

$M_{\text{NOM POHONU}} = 75,2 \text{ Nm}$, $M_{\text{EKV}} = 18,1 \text{ Nm}$ (podle 3.4.1)

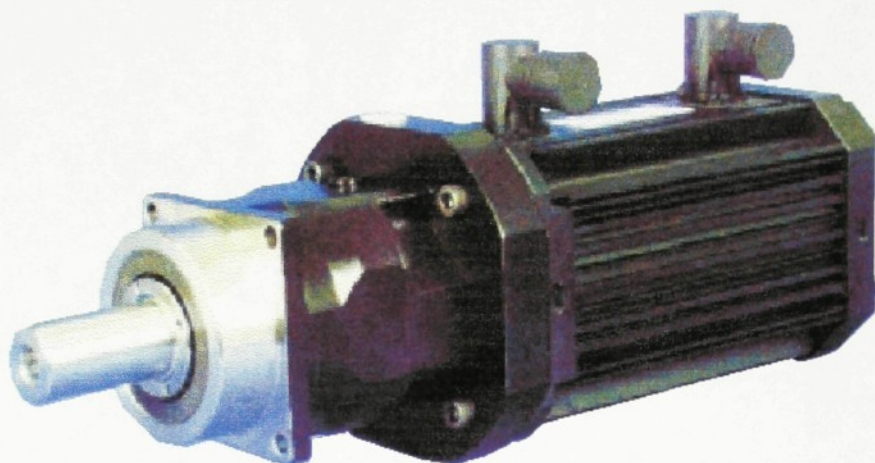
Potom podmínka podle (3.4.4) $18,1 \text{ Nm} < 75,24 \text{ Nm}$ je splněna. Bezpečnost při splnění této podmínky by se mohla zdát zbytečně vysoká, ale protože při vysokých provozních teplotách dochází k redukci momentu na výstupu z motoru (motor není schopen přenášet udávaný kroutící moment), je vhodné tento navrhnutý pohon zachovat. Podle pracovníků zastupujících firmu Lenze v České republice se kroutící moment při provozních teplotách okolo 80°C (provozní teploty poblíž fídrů byly naměřeny 83°C) sníží až na 40% původní hodnoty.

- $M_{\text{ZÁTĚŽE MAX}} < M_{\text{POHONU MAX}} \quad (3.4.5)$

$M_{\text{ZÁTĚŽE MAX}} = 30 \text{ Nm}$, $M_{\text{POHONU MAX}}$ se pohybuje od 239 Nm (pro nejmenší řídicí jednotku 9324 vhodnou pro zvolený pohon) až po 371 Nm (pro největší řídicí jednotku 9325). Podmínka (3.4.5) je opět s rezervou splněna, platí zde stejné teplotní omezující podmínky jak v předcházejícím případě. Navíc dochází k redukci maximálního kroutícího momentu na řídicí jednotce. Maximální povolená teplota na řídicí jednotce je 50°C . Pro teploty vyšší než 40°C je nutné redukovat výkon řídicí jednotky (tedy i kroutící moment) o 2,5% na 1°C .

- $I_{\text{ZÁTĚŽE}} < 3 I_{\text{POHONU}} \quad (3.4.6)$

$\max(I_{\text{ZÁTĚŽE}}) = 0,32 \text{ kg m}^2$ a $I_{\text{POHONU}} = 0,471 \text{ kg m}^2$. Podmínka podle (3.4.6) je splněna ($0,32 < 1,413$).



Obr. 3.4.1 Servopohon Lenze s převodovkou Vogel

Pohon sestávající z motoru MDSKA BS 071 22 s ventilátorem, provozní brzdou a resolverem a z planetové převodovky Vogel MPRFN 03 společně s řídicí jednotkou 9324 splňuje provozní podmínky a je vhodný pro zvolené konstrukční řešení. Pohon pracuje se zpětnou vazbou < 8 úhlových minut a s účinností 97% při běžných provozních podmínkách.

Parametry servopohonu:

Motor: asynchronní motor MDFKA BS 071-22 s ventilátorem a brzdou.

Nominální moment $M_{\text{NOM}} = 6,3 \text{ Nm}$.

Nominální otáčky $n_{\text{NOM}} = 3410 \text{ min}^{-1}$.

Výkon $P = 2,2 \text{ kW}$.

Maximální kroutící moment $M_{\text{MAX}} = 32 \text{ Nm}$.

Maximální otáčky $n_{\text{MAX}} = 8000 \text{ min}^{-1}$.

Moment setrvačnosti motoru $I = 8,3 \text{ kg.cm}^2$.

Hmotnost motoru $m = 12 \text{ kg}$.

Převodovka Vogel MPRFN 03.

Převodový poměr $i = 20$.

Nominální otáčky $n_{\text{NOM}} = 170,5 \text{ min}^{-1}$.

Nominální kroutící moment $M_{\text{NOM}} = 75,2 \text{ Nm}$.

Maximální kroutící moment s řídicí jednotkou 9324 $M_{\text{MAX}} = 239 \text{ Nm}$.

3.6. POPIS KONSTRUKČNÍCH PRVKŮ

Mechanismus servopohonu je tvořen základní deskou a přírubou. K základní desce jsou připevněna lineární vedení, pneumatické válce, mechanismus pro nastavení přestřihu a indukční snímač. Základní deska je posuvně připojena k přírubě, která mechanismus servopohonu připevňuje pomocí tangenciálních „T“ drážek k litinové hlavě dávkovače. Drážky na válcové vnější ploše hlavy umožňují nastavení (natočení) mechanismu kolem osy výtoku skloviny.

3.6.1 OCHRANA MECHANIZMU PROTI POŠKOZENÍ PŘI KOLIZNÍM STAVU

Mechanismus je chráněn proti poškození při kolizním stavu (např. při střížení do kamene ve sklovině) dvojicí pneumatických válců Festo DSW –50-100-P-B, které plní funkci pneumatických pružin. Pokud dojde ke střížení do tvrdého, nepoddajného materiálu, dojde k překonání limitní síly v pneumatických válcích a servopohon poodjede na lineárním vedení. Následně se tento stav vyhodnotí pomocí indukčního snímače Ploskon AT PAS 186511. Po pominutí síly, která zapříčinila stlačení pneumatických válců, dojde podle nastavení logického členu k návratu do pracovní pozice nebo k zastavení pracovního cyklu a nahlášení kolizního stavu. Toto vyhodnocení se může provádět na základě velikosti „kamene“ a na základě toho, zda došlo k sepnutí indukčního spínače.

Servopohon nůžek je připevněn k příčníku, který je uložen na dvojici lineárního vedení. Lineární vedení je tvořeno dvojicí hřídelů o ϕ 30 mm a dvěma páry lineárních kuličkových ložisek Deutsche star 0602-030-10 uloženými v pouzdrech. Pouzdra ložisek jsou svarem připevněna k příčníku. Uložení vodících tyčí je připevněno k desce hlavního rámu. Příčník společně se servopohonem je tak umístěn nad základní deskou a je vůči ní posuvný. K příčníku jsou také kloubovým spojem připevněny písty pneumatických válců. Těleso pneumatických válců je připevněno k základní desce přírubou s čepy. Toto řešení umožňuje odstranit problém se svislou výrobní nepřesností. Pneumatické válce společně s mechanismem pro nastavení přestřihu vymezují „statickou“ pracovní polohu.

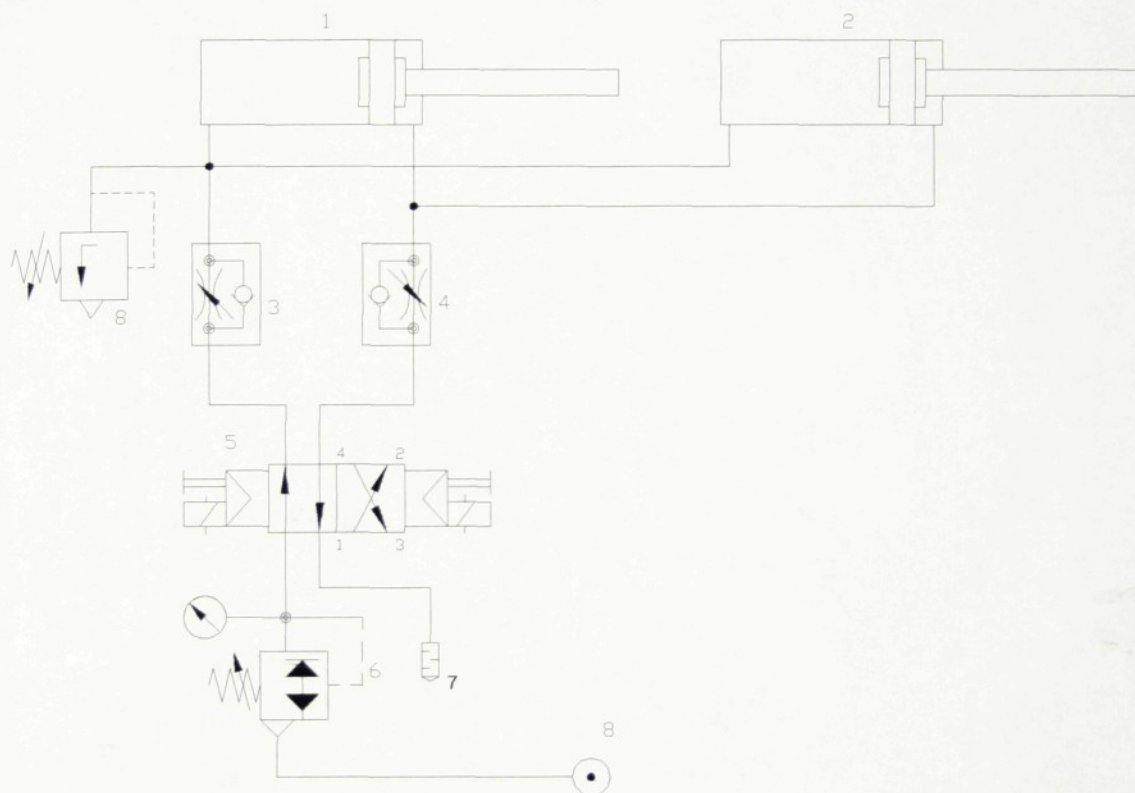
3.6.2 NASTAVENÍ PŘESTŘIHU NOŽŮ

Požadavek na funkci nastavení přestřihu nožů vychází z potřeby časté výměny břitů vlivem jejich rychlého otupení. Po výměně břitů je často nutné znovu seřídít přestřih. Správné nastavení přestřihu je nutné pro správnou tvorbu kapky. Při malém přestřihu může dojít k nedostřižení kapky a k vytvoření vady ve sklovině. Protože je předpoklad poměrně častého seřizování přestřihu nožů, bylo při konstrukci mechanismu přihlédnuto ke snadnému a přesnému ovládání přestřihu.

K posunu příčnicku se servopohonem a tím k nastavení přestřihu slouží převodovka s výsuvnou hřídelí Zimm SHZ 05 – SS – R s převodem $i = 16$, na jejíž konec hřídele je připevněna příruba s kulovou plochou. Plocha je ve styku s přírubou na příčnicku a vymezuje tak z jedné strany krajní polohu mechanismu servopohonu. Z druhé strany na příčník tlačí dvojice pneumatických válců a vymezují tak společně s mechanismem pro seřízení přestřihu pracovní polohu servopohonu. Tlak v pneumatických válcích musí být tak velký, aby nedošlo k překonání limitní síly na pístech vlivem střížných nebo dynamických sil. Zdvih hřídele převodovky je 50 mm a je tak zcela dostatečný pro seřízení přestřihu a zároveň umožňuje změnu polohy osy servopohonu (např. pro seřízení při jiném průběhu zdvihu). Pokud by existoval požadavek na možnost většího nastavení přestřihu (např. při použití jiných nožů, jiný průběh zdvihu, atd.), je možné pořídit převodovku s větším zdvihem. Převodovka je ovládána ručně otočnou kličkou, která je vyvedena nad mechanismus servopohonu a umožňuje tak snadné ovládání přestřihu. K vymezení výrobních nepřesností slouží pružná spojka KUZ 14 – 11 na vstupu do převodovky a na vstupu do příruby, ke které je připevněna klička. Převodovka má vstup z horní i spodní části a je tak možné po drobných konstrukčních úpravách ovládat přestřih i zespod mechanismu, nebo přenést ovládání např. pomocí kuželové převodovky a zalomeného hřídele na jiné vhodné místo.

3.6.3 DOSAŽENÍ LIMITNÍ SÍLY STŘIHU

K dosažení limitní síly stříhu dojde při střížení do pevného materiálu (např. kamene). Překonáním limitní síly dojde k překonání síly pneumatické pružiny – válce (obr. 3.6.1 pozice 1 a 2), která je součinem plochy pístu a tlaku ve válci. Změnou tlaku ve válci a zároveň nastavením pojistného ventilu 8 mohou regulovat velikost síly pneumatické pružiny. Pracovní tlak v obvodu se nastavuje redukčním ventilem 6.

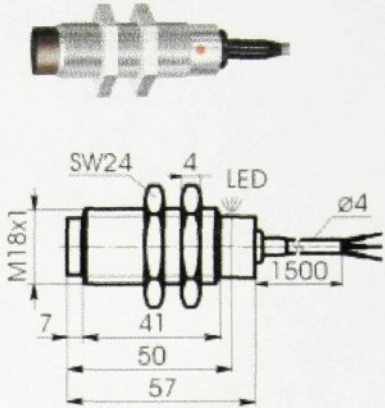


Obr. 3.6.1 Zapojení pneumatického válce:

1,2 – pneumatický válec; 3,4 – škrťací ventil s přepouštěcím ventilem; 5 – dvojcestný bistabilní rozvaděč; 6 – redukční ventil; 7 – tlumič hluku; 8 – pojistný ventil; 9 – zdroj tlaku.

Pokud trvá signál Y1, je pneumatický válec 1 a 2 ve vysunuté poloze a mechanismus servopohonu je v pracovní poloze. Pokud dojde k přerušení signálu Y1 a sepnutí Y2 (např. obsluhou při servisní údržbě – větší rozevření ramen nůžek), pneumatický válec se zasune. Při dosažení limitní síly stříhu dojde k překonání tlaku v obvodu a pojistný ventil 8 se otevře a dojde k odvětrání válce. K signalizaci dosažení limitní síly stříhu slouží indukční snímač PAS 186 311 od firmy PLOSKON AT (obr. 3.6.2).

Nominální
spínací dosah: **8 mm**
Reálný spínací
dosah: 6 - 10 mm
Pouzdro: M 18
Materiál: Poniklovaná
mosaz
Zabudovatelnost nezabudovatelný



Obr. 3.6.2 Indukční snímač PSI 186 311

Při přiblížení stavitelného plíšku (viz. výkresová dokumentace) k indukčnímu snímači dojde k sepnutí (nebo rozepnutí pro typ PSI 186 312) indukčního snímače a k signalizaci dosažení limitního stavu. Pro nastavení velikosti posunu, při kterém dojde k signalizaci dosažení limitního stavu, slouží stavitelný plíšek, který je připevněn šroubovým spojem k přírubě a k pohyblivému příčnicku se servopohonem. Parametry indukčního spínače PSI 186 311:

Napájecí napětí	Uc	10 - 30 V
Nominální napětí	Un	24 V
Napájecí proud	Ic	< 10 mA
Výstupní proud	Iz	200 mA
Rozsah pracovních teplot	T	-25°C... +70°C
Krytí		IP 68 / IP 67
Hystereze	Sa	(0,01 - 0,15) x Sn
Spínací frekvence	fT	100 Hz

3.6.4 VÝŠKOVÉ POLOHOVÁNÍ MECHANIZMU SERVOPOHONU

Pro správnou tvorbu kapky je nutné umožnit seřízení vzdálenosti nožů od roviny výtoku skloviny. Toto seřizování – výškové polohování mechanismu se děje na mechanismu nůžek. Protože kloubová hlavice neumožňuje plně eliminovat výškový rozdíl mezi mechanismem nůžek a mechanismem servopohonu, je nutné výškově polohovat i mechanismus servopohonu. Mechanismus servopohonu je připevněn stejně jako mechanismus nůžek k litinové hlavě dávkovače v tangenciálních „T“ drážkách. Drážky na válcové vnější ploše umožňují natočení mechanismu kolem osy výtoku skloviny do polohy, která při dvojkapkovém výrobním způsobu vyplývá ze vzájemné polohy mezi osami dávkovače a tvarovacího stroje. K tangenciálním drážkám je pomocí kamenů připevněna příruba mechanismu servopohonu. Základní deska je k přírubě fixována rybinovým vedením. Vedení umožňuje výškové polohování mechanismu. Výškové polohování se provádí ručně kličkou přes převodovku Zimm SHZ 05 – SS –R s převodovým poměrem $i = 16$. Výstupní vodící šroub na hřídeli z převodovky se otáčí a příruba, která je připevněna k základní desce, se společně se základní deskou posouvá. Mechanismus servopohonu lze výškově polohovat o ± 40 mm.

3.7 KONTROLNÍ VÝPOČET LOŽISKA THK RB 7013

Základní výpočet životnosti ložiska vychází ze vztahu:

$$L = \left(\frac{f_T \cdot C}{f_W \cdot P_C} \right)^{\frac{10}{3}} \quad (3.7.1),$$

kde

f_T – představuje teplotní koeficient (pro teploty $t < 100^\circ \text{C}$ je $f_T = 1$);

f_W – koeficient zohledňující charakter zatížení (pro zatížení s rázy je $f_W = 2$ až 3),
pro náš případ jsem zvolil $f_W = 2$;

C – dynamická únosnost ložiska [kN]

P_C – dynamický ekvivalent radiálního zatížení [kN]

$$P_C = X \cdot \left(F_R + \frac{2 \cdot M}{d_p} \right) + Y \cdot F_A \quad (3.7.2),$$

kde

F_R – je radiální síla [kN]

F_A – axiální síla [kN]

M – zátěžný moment [kNmm]

X – dynamický radiální koeficient

Y – dynamický axiální koeficient

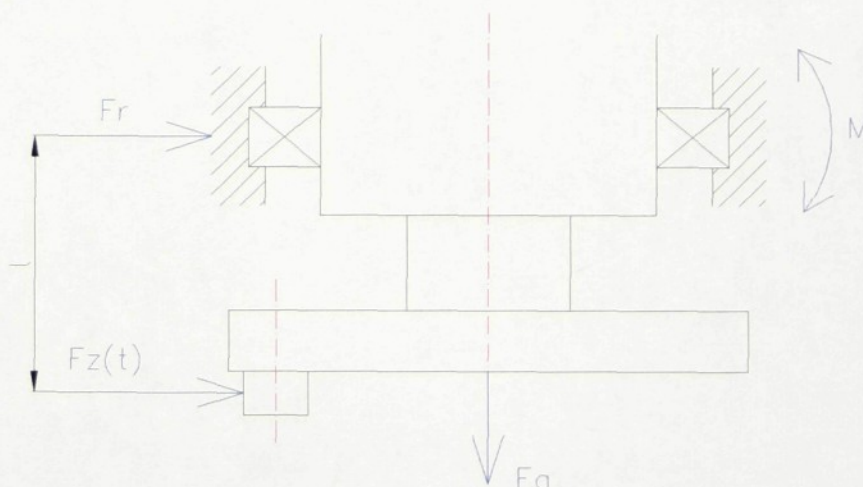
d_p – průměr oběžné dráhy valivých tělísek [mm]

Na obr. 3.7.1 je znázorněno zatížení ložiska axiální silou F_A , radiální silou F_R a klopným momentem M . Radiální síla F_R a klopný moment M vycházejí ze zátěžné síly $F_Z(t)$. Zatěžující síla $F_Z(t)$ se vypočítá podle:

$$F_Z(t) = \frac{M_K(t)}{r},$$

kde $M_K(t)$ představuje kroutící moment na hřídeli pohonu a r je poloměr kliky. Pro výpočet radiální síly F_R a momentu M je vhodné určit maximální zatěžující sílu F_Z podle vztahu:

$$\max(F_Z(t)) = \frac{\max(M_K(t))}{r}$$



Obr. 3.7.1 Kontrolní výpočet ložiska

Potom je $F_R = \max(F_Z(t)) = 810 \text{ N}$ a $M = \max(F_Z(t)) \cdot l = 810 \cdot 63 \cdot 10^{-3} = 51,03 \text{ Nm}$.

Axiální síla F_A je rovna síle předpětí od šroubu spojující kliku s hřídelí pohonu.

$$F_A = 200 \text{ N.}$$

Průměr oběžné dráhy valivých ložisek pro typ RB 7013 je $d_p = 84 \text{ mm}$.

Určení koeficientu X a Y :

$$\text{pro } \frac{F_A}{F_R + \frac{2 \cdot M}{d_p}} = 0.1 \leq 1.5 \text{ platí : } X = 1 \text{ a } Y = 0.45$$

dosazením hodnot do (3.7.1) a do (3.7.2) získáme životnost ložiska:

$$P_C = X \cdot \left(F_R + \frac{2 \cdot M}{d_p} \right) + Y \cdot F_A = 1 \cdot \left(0,81 + \frac{2 \cdot 51}{84 \cdot 10^{-3}} \right) + 0,45 \cdot 0,2 = 2,114 \text{ kN}$$

$$L = \left(\frac{f_T \cdot C}{f_W \cdot P_C} \right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{1 \cdot 19,4}{1,5 \cdot 2,11} \right)^{\frac{10}{3}} = 421,46 \cdot 10^6 \text{ otáček}$$

Statická kontrola ložiska:

$$\frac{C_0}{P_0} = f_s, \text{ kde } f_s \text{ představuje statický koeficient charakteru zatížení a je pro rázové}$$

zatížení $f_s = 2$ až 3 . Pro dané provozní podmínky jsem zvolil $f_s = 2$.

$$P_0 = X_0 \cdot \left(F_R + \frac{2 \cdot M}{d_p} \right) + Y \cdot F_A, \text{ v případě statické kontroly se volí } X = 1 \text{ a } Y = 0,44$$

$$P_0 = 1 \cdot \left(0,81 + \frac{2 \cdot 51}{84 \cdot 10^{-3}} \right) + 0,44 \cdot 0,2 = 2,112 \text{ kN}$$

$$\frac{C_0}{P_0} = \frac{27,7}{2,112} = 13,11 \leq 2$$

Jak z dynamického návrhu, tak i ze statického výpočtu vyplývá, že je ložisko navrženo s dostatečnou bezpečností a že ve ztížených provozních podmínkách bude fungovat dostatečně dlouhou dobu. Při provozu 24 denně po celý rok a taktáží 120 min^{-1} má ložisko trvanlivost 2440 dní tj. 6,68 let.

4. TECHNICKO EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ

4.1 STANOVENÍ PŘÍRŮSTKU NÁKLADŮ NA NOVÉ ŘEŠENÍ

Ceny nakupovaných dílů byly zjištěny z aktuálních ceníků zastupujících firem na českém trhu.

díl	typ - označení	cena	cena Kč	počet kusů	cena celkem [Kč]
		cena za 1 ks			
motor	MDFKA BS 071-22 (ventilátor, brzda, resolver)	804 EUR	24 620 Kč	1	24 620 Kč
převodovka	Vogel MPRFN 03	908 EUR	27 812 Kč	1	27 812 Kč
řídící jednotka	EVS 9324	1023 EUR	31 334 Kč	1	31 334 Kč
ovládací jednotka	EMZ 9371BB	86 EUR	2 634 Kč	1	2 634 Kč
tlumivka	EZN3A0500H007	53 EUR	1 623 Kč	1	1 623 Kč
	cena celého pohonu	2874 EUR	88 030 Kč		88 030 Kč
pneumatická jednotka	Festo DSW - 50 - 100 - P - B		3 243 Kč	2	6 486 Kč
nesp. Přisl. k pneu. obvodu			6 500 Kč		6 500 Kč
lineární ložisko	Deutsche Star 0602 - 030 - 10		1 162 Kč	4	4 648 Kč
hřídel	Deutsche Star 550 mm		~ 900 Kč	2	1 800 Kč
převodovka Zimm	SHZ - 05 - LR		8 772 Kč	2	17 544 Kč
pružná spojka	Zimm KUJ 14		398 Kč	3	1 194 Kč
hřídel Zimm	Zimm UBW 25 - S		850 Kč	2	1 700 Kč
teleskopický kryt hřídele	Zimm		2 500 Kč	2	5 000 Kč
indukční snímač	Ploskon AT PAS 186 511		1 000 Kč	1	1 000 Kč
nespecifikované položky (těsnění, spojovací mater. apod.)			10 000 Kč		10 000 Kč
	Cena nakupovaných komponentů celkem				~ 150 000 Kč

Informace o cenách jednotlivých komponentů podali pracovníci firmy Lenze s.r.o. Humpolec (servopohon), Betz s.r.o (šneková převodovka Zimm), Mannesmann Rexroth spol. s r.o. (lineární ložiska Deutsche star), Automatizační centrum Festo s.r.o (lineární jednotka – pneumatický válec).

Sečtením výrobních nákladů a nákladu spojených s konstrukcí zařízení lze odhadnout celou cenu na vznik nového konstrukčního řešení.

Cena nakupovaných komponentů	150 000 Kč
Náklady na konstrukci a TPV	+ 60 000 Kč
Nespecifikovaný hutní materiál	+ 40 000 Kč
Náklady na výrobu součástí konstrukce	+ <u>80 000 Kč</u>
Cena celkem	330 000 Kč

Rozpočítáním nákladů na konstrukci a TPV na počet vyráběných kusů by bylo možné zjistit cenu jednoho kusu nového zařízení. Odečtením položky nákladů na výrobu stávajícího vačkového mechanismu by bylo možné určit přírůstek nákladů na nové řešení. Bohužel je však tato informace utajována, proto nebylo možné přesněji určit navýšení nákladů. Náklady na výrobu vačkového mechanismu jsem tedy pouze odhadl.

Cena celkem	330 000 Kč
Náklady na výrobu vačkového mechanismu	- <u>80 000 Kč</u>
Navýšení nákladů pákových nůžek dávkovače skloviny DS –P3 –2	250 000 Kč

Navýšení nákladů na konstrukci nového zařízení musí být vyváжено technickým a ekonomickým přínosem. Technickým přínosem bude zvýšení komfortu a přesnosti ovládání průběhu pracovního cyklu. Přesnější průběh zdvihu, který lze snadno seřídít pomocí ovládacího softwaru servopohonu se zpětnou vazbou, vede ke zvýšení kvality kapky, tedy ke snížení zmetkovitosti výrobků a tím i ke zvýšení ekonomické výtěžnosti výroby. Ekonomický efekt nové konstrukce je o to výraznější, že objem výroby obalového skla je v mnoha milionových sériích, kde každé zvýšení

kvality výrobku vede k výraznému zvýšení zisku. K dalšímu zvýšení ekonomické výtěžnosti povede zkrácení doby prostojů zařízení, kdy docházelo k výměně vaček a následnému seřízení mechanismu.

4.2 TECHNICKÉ ZHODNOCENÍ NOVÉHO ŘEŠENÍ

Navrhované řešení vede k automatizaci a elektronizaci celého procesu stříhání kapky skloviny. Integrováním servopohonu do mechanismu pohonu pákových nůžek se dosáhlo možnosti přesného řízení průběhu stříhu. Je možné navrhnout vhodnější průběh zdvihu a vhodnější kinematické podmínky stříhu. Tím lze dosáhnout zkvalitnění stříhané kapky a tím i zkvalitnění finálního výrobku. Navrhovaným řešením je možné signalizovat dosažení limitní síly stříhu a dále tuto situaci elektronicky vyhodnotit. Velikostí tlaku v pneumatických válcích lze snadno měnit „předepnutí“ mechanismu, nebo měnit velikost limitní síly stříhu. Softwarovou změnou parametrů servopohonu je možné snadno měnit frekvenci dávkování, bez nutnosti výměny mechanických dílů nebo mechanického seřízení. Navrhovaným řešením se snadno seřizuje velikost přestříhu a poloha osy mechanismu pohonu. Lineárním vedením servopohonu na základním rámu se podařilo splnit jeden ze základních požadavků na novou konstrukci – ochrana mechanismu proti poškození při střížení do pevného materiálu. Všechny výše popsané aspekty konstrukčního řešení vedou ke zvýšení komfortu obsluhy a také ke zvýšení ekonomických zisků. Proto navrhované řešení splnilo účel a vede ke zvýšení technické úrovně dávkovače skloviny DS – P3 – 2 .

ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo navrhnout mechanismus servopohonu nůžek dávkovače skloviny DS – P3 – 2 integrovaný do konstrukce mechanismu nůžek skloviny se snahou o zachování základních mechanických dílů stávajícího řešení. Řešení umožňuje signalizaci dosažení limitní síly stříhu a zároveň chrání mechanismus proti poškození při střížení do pevného materiálu. Umožňuje snadné seřízení přestříhu nůžek a snadné polohování mechanismu servopohonu.

V úvodu práce jsem provedl analýzu současného řešení pákových nůžek a stanovil požadavky na nové konstrukční řešení. Dále jsem se zabýval návrhy řešení a výběrem vhodné varianty. Ve třetí části jsem provedl výpočty kinematické transformace a dynamických účinků, včetně výpočtu střížné síly, z kterých jsem získal podklady pro návrh a dimenzování pohonu. V další části práce jsem popsal základní konstrukční uzly a provedl dimenzování ložiska servopohonu. Závěrem jsem provedl technicko ekonomické zhodnocení nového řešení. K diplomové práci patří i výkresová dokumentace ve formě sestavného výkresu, podsestavy a vybraných detailů. Nad rámec zadání diplomové práce jsem zpracoval návrh lineárních nůžek včetně výkresu sestavy, jako alternativy k nůžkám pákovým.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY A PODKLADŮ PRO ŘEŠENÍ:

- 1 Výkresová dokumentace stávajícího řešení Sklostroj Turnov CZ s.r.o.
- 2 Charvát, J. : Mechanika II. Teorie mechanismů – vybrané statě, skriptum VŠST, Liberec 1980
- 3 Charvát, J. : Syntéza mechanismů I část - skriptum VŠST, Liberec 1966
- 4 Bradský, Z., Vrzala, R.: Mechanika II – Dynamika - skriptum VŠST, Liberec 1980
- 5 Bradský, Z., Jáč, V.: Mechanika II – Kinematika - skriptum VŠST, Liberec 1986
- 6 Nožička, J.: Mechanika pro kybernetiku - skriptum ČVUT Praha 1982
- 7 Smrček, A.: Strojní tvarování skla - Praha SNTL 1981
- 8 Sklář a keramik č. 9/42 a 10/42
- 9 Přednášky z předmětu Základy robotiky - TU Liberec 1999
- 10 Katalog Deutsche Star – Linear Bushings and Shafts
- 11 Katalog Zimm – Spindelhubgetriebe und Maschinenelemente
- 12 Katalog THK – General catalog