

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Studijní program 2301 M strojní inženýrství



Studijní obor: 2301 T Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření: Sklářské a keramické stroje

Servopohon zavírání forem řadového stroje

(The servo mould closing mechanism of the individual section machine)

KSK – 18674

Zdeněk Horna

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jan Cibulka, Csc.

Konzultant diplomové práce: Ing. Petr Mazánek

UNIVERZITNÍ KNIHOVNA
TECHNICKÉ UNIVERZITY V LIBERCI



3146060100

Rozsah diplomové práce:

Počet stran: 80

Počet tabulek: 0

Počet obrázků: 45

Počet grafů: 4

Počet výkresů: 12

Počet příloh: 6

Počet modelů: 0

Datum odevzdání: 23.5.2003



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra sklářských a keramických strojů

Studijní rok: 2002/2003

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Jméno a příjmení

Zdeněk H o r n a

Studijní program:

2301M strojní inženýrství

Obor:

23178 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 zavírání forem řadového stroje

Zásady pro vypracování:

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

Vývoj řadových strojů pro tvarování obalového skla směřuje od čistě pneumatických mechanismů k elektromechanickým servosystémům. Ve své diplomové práci navažte na dosavadní vývoj strojů AI, kde se výměna starých mechanismů za nové v některých případech připravuje a na poznatky o vývoji strojů dalších výrobců. V této fázi vývoje se jeví jako účelné zaměřit se na mechanismus zavírání přední formy. Nový pohon elektrickým servomotorem by měl zlepšit kinematické parametry zavírání forem jakož i flexibilitu řízení.

Proveďte:

1. Rozbor současných parametrů mechanismu zavírání předních forem.
2. Rozbor možností náhrady současného pohonu elektrickým servopohonem.
3. Konstrukční návrh vybrané varianty nového mechanismu zavírání předních forem.
4. Technickoeconomické zhodnocení.

127/03 S obn., vyř. 32.

28.11.2002
VYKRESY

Forma zpracování diplomové práce:

- průvodní zpráva 40 - 50 stran textu vč. výpočtů
- grafické práce Výkresová dokumentace

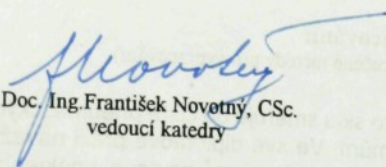
Seznam literatury (uved'te doporučenou odbornou literaturu):

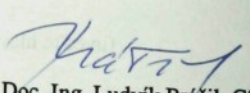
- /1/ Firemní materiály Sklostroj, s.r.o. Turnov
- /2/ Firemní materiály výrobců servopohonů

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jan Cibulka, CSc.

Konzultant diplomové práce: Ing. Petr Mazánek, Sklostroj, s.r.o. Turnov




Doc. Ing. František Novotný, CSc.
vedoucí katedry


Doc. Ing. Ludvík Prášil, CSc.
děkan

V Liberci dne 23. 10. 2002

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.

DIPLOMOVÁ PRÁCE

TÉMA: Servomechanismus zavírání forem řadového stroje

ANOTACE: (výťah z obsahu diplomové práce)

Tématem diplomové práce je úprava mechanismu přední formy řadového stroje. Pohon mechanismu je změněn ze současného pneumatického pohonu na elektrický servopohon.

Řešení umožňuje zkrácení doby cyklu a zvýšení počtu vyráběných kusů a zkvalitnění průběhů kinematických a dynamických parametrů mechanismu.

THEME: The servo mould closing mechanism of the individual section machine

ANOTATION: (short summary of content diploma work)

Theme of diploma work is modification of blank mould close mechanism of individual section machine. The drive of close mechanism is changed from existing pneumatic drive to the electric servo-drive.

Solution allows shortening of cycle time and increasing the number of produced pieces and quality of kinematic and dynamic parameters of mechanism.

Místopřísežné prohlášení:

Místopřísežně prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury:

V Liberci, 23. května 2003

Zdeněk Horna
Zdeněk Horna

Poděkování:

Děkuji panu Ing. Janu Cibulkovi, Csc. za odborné vedení při vypracování diplomové práce.

Děkuji také panu Ing. Petru Mazánkovi, za konzultace a praktické připomínky k navrženému řešení.

Obsah:

Seznam použitých symbolů a zkratk	8
Úvod	9
1 Rozbor současných parametrů mechanismu zavírání předních forem	10
1.1 Popis mechanismu zavírání předních forem	10
1.2 Rozměry mechanismu	11
1.3 Zatížení v uzlech mechanismu	12
1.4 Dosažená síla na sevření forem	14
1.5 Čas potřebný na přestavení mechanismu z jedné krajní polohy do druhé	16
1.6 Úhel otočení vahadel mezi krajními polohami	16
1.7 Zatížení jednotlivých členů mechanismu	17
1.7.1 Popis konstrukce horního posilovacího mechanismu	17
1.7.2 Podrobnější výpočet působících sil v mechanismu	18
1.7.3 Průběh sil v mechanismu a přenos momentu na držák	19
1.7.4 Hodnoty napětí a bezpečnosti jednotlivých členů mechanismu	23
1.7.4.1 Výpočet tlaků v ložiscích	24
1.7.4.2 Výpočet momentu setrvačnosti držáku s čelisti a dvojicí forem	25
1.7.4.3 Namáhání čepu na střih ve dvou průřezech	26
1.7.4.4 Výpočet svěrného spoje vidlice dvěma šrouby	29
1.7.4.5 Namáhání článku tlakem	31
2 Rozbor možností náhrady současného pohonu elektrickým servopohonem	32
2.1 Požadavky na úpravu pohonu	32
2.1.1 Velikost svěrné síly na formu	32
2.1.2 Hodnota vstupního krouticího momentu	32
2.1.3 Prostorové připojení servopohonu	33
2.1.4 Zkrácení času na přestavení mechanismu	33
2.1.5 Zachování životnosti mechanismu	34
2.2 Vymezení prostoru pro umístění servopohonu	35
2.3 Navržené varianty řešení	36
2.3.1 Náhrada pneumotoru servopohonem	36
2.3.2 Připojení dolních posilovacích mechanismů na servopohon	37
2.3.3 Pohon přenosových tyčí sestavou s kuželočelní převodovkou	38
2.3.4 Pohon mechanismu sestavou s planetovou převodovkou	39
2.3.5 Dvojnásobný horní posilovací mechanismus	40

2.3.6 Přímochař pohybu forem	41
2.4 Výběr varianty řešení	42
3 Konstrukční návrh vybrané varianty nového mechanismu	
zavírání předních forem	43
3.1 Možnosti úprav mechanismu	44
3.2 Vymezení prostoru pro umístění servopohonu	45
3.3 Navržené varianty řešení	46
3.4 Volba rozměrů součástí mechanismu	48
3.4.1 Geometrické požadavky na mechanismus	50
3.5 Zatížení jednotlivých členů mechanismu	51
3.5.1 Popis konstrukce posilovacího mechanismu	51
3.5.2 Podrobnější výpočet působících sil v mechanismu	52
3.5.3 Hodnoty napětí a bezpečnosti jednotlivých členů mechanismu	53
3.5.3.1 Výpočet tlaků v ložiscích	54
3.5.3.2 Namáhání čepu na střih ve dvou průřezích	55
3.5.3.3 Výpočet svěrného spoje vidlice dvěma šrouby	58
3.5.3.4 Namáhání článku tlakem	60
3.5.3.5 Připevnění příruby převodovky	61
3.5.3.6 Svěrný spoj na hřídeli převodovky	63
3.5.4 Dynamické zatížení mechanismu	64
3.5.4.1 Výpočet zrychlení vstupního vahadla	65
3.5.4.2 Výpočet převodního vztahu poměru úhlových rychlostí	66
3.5.5 Kontrola zatížení ložisek hřídele	71
3.5.6 Popis sestavy pohonu	75
4 Popis sestavy	77
5 Technickoekonomické zhodnocení	78
Seznam použité literatury	80

Seznam použitých symbolů a značek

značka	název	jednotky
a, b, c, e	vzdálenost	mm
b, h, b_1, h_1	rozměry	mm
d, D	průměr	mm
F, F_n, F_t, F_r, F_a	síla	N
F_s	svěrná síla	N
i	převodové číslo	
J	moment setrvačnosti	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
k, k_t, k_o	bezpečnost	
l	délka	mm
M_d	dynamický moment	Nm
M_k	krouticí moment	Nm
M_m	moment motoru	Nm
M_v	výstupní moment	Nm
m	hmotnost	kg
N	síla	N
n	otáčky	min^{-1}
p, p_1, p_2	tlak	MPa
p_d	dovolený tlak	MPa
R_e	mez kluzu	MPa
r, r_1, r_2, r_3	délka členů	mm
S	plocha průřezu	mm^2
T, t	čas	s
x, y	vzdálenost	mm
$\alpha, \beta, \gamma, \delta, \varphi$	úhel	°
ε	úhlové zrychlení	s^{-2}
μ	součinitel tření	
σ	normální napětí	MPa
σ_d	tlakové napětí	MPa
σ_c	mez únavy	MPa
τ_1, τ_2	tečné napětí	MPa
τ_c	mez únavy ve stříhu	MPa
ω	úhlová rychlost	s^{-1}

Úvod:

Pohon uzavírání forem přední i konečné formy je v současnosti řešen pomocí pneumotoru a násobného posilovacího osmičlenného mechanismu. Tento osmičlenný mechanismus má ve spojení jednotlivých členů vůle, jejichž účinky se při uzavírání forem sčítají a také pružnost jednotlivých členů se podílí na požadavku větší dráhy doběhu pneumotoru oproti kinematické podobě. Pneumatický pohon neumožňuje klidný doběh forem při uzavírání i při otevírání a tak dochází vlivem rázového působení k nadměrnějšímu opotřebovávání mechanismů.

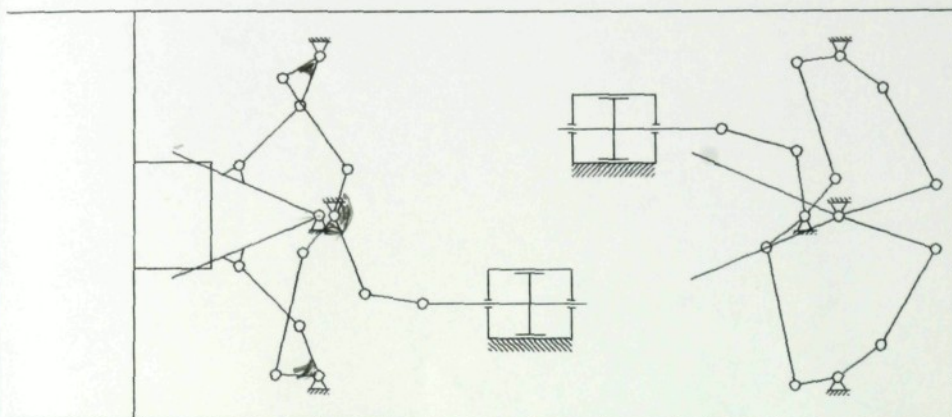
Obsahem této diplomové práce je návrh záměny pohonu mechanismu uzavírání přední formy za elektrický servopohon. Pro požadavky servopohonu je nutné provést úpravu stojanu držáku, členů mechanismu a skříně sekce.

Celkový přínos navržených změn je závislý na požadavcích specifických pro trojsměnný provoz s nutností rychlé opravy v případě poruchy části mechanismu nebo servopohonu.

1 Současné provedení mechanismu zavírání předních forem

1.1 Popis mechanismu

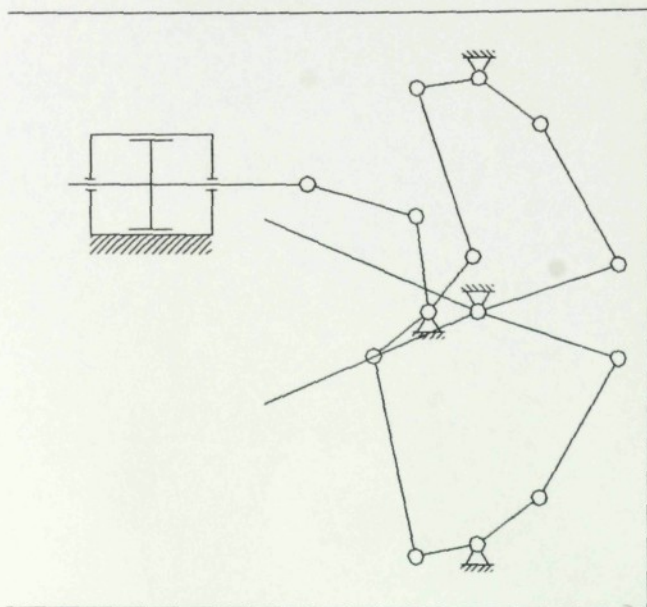
Uzavírací mechanismy přední a konečné formy na řadovém stroji AL jsou odlišného uspořádání - obr. 1.1. Řešení diplomové práce se dále zabývá mechanismem uzavírání přední formy.



Obr. 1.1 - Mechanismy přední a konečné formy

Celkový mechanismus zavírání předních forem se skládá z pěti jednotlivých mechanismů. První mechanismus je vahadlový, ostatní jsou dvojvahadlové. Vahadlový mechanismus zajišťuje transformaci posuvného pohybu pístnice pneumotoru na otočný pohyb vahadla. Dvojvahadlové mechanismy jsou posilovací, zesilují účinek síly pneumotoru na sevření forem. Posilovací mechanismy jsou dva pro jednu polovinu forem. Vahadlový mechanismus je spojen se dvěma posilovacími mechanismy uloženými společně s pneumotorem na spodní desce ve skříní sekce. Výstupní rameno dolního posilovacího mechanismu navazuje v přenosový hřídel. Hřídel prochází skříní sekce a je k němu připojeno vstupní vahadlo horního posilovacího mechanismu. Horní posilovací mechanismus zajišťuje konečné zesílení převáděné síly. Výstupní rameno horního posilovacího

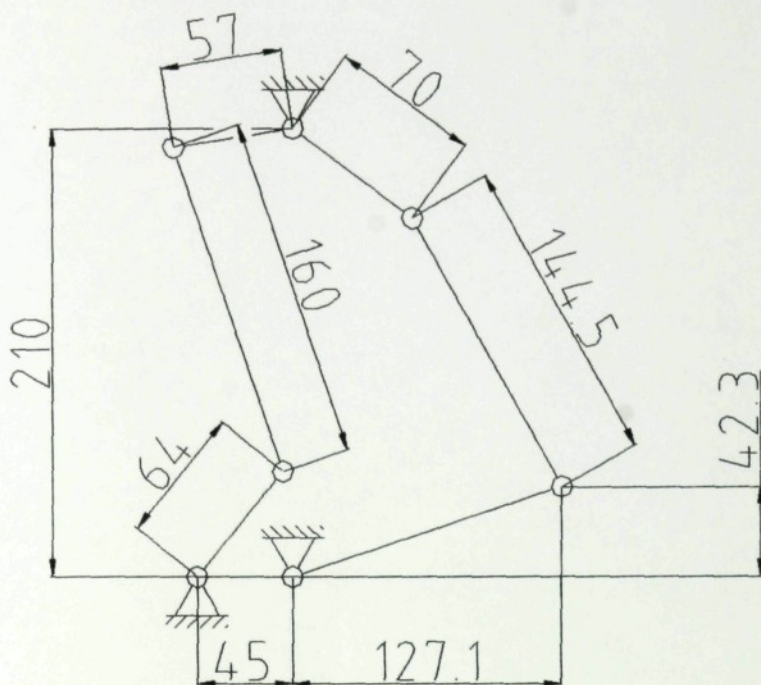
mechanismu je rameno držáku forem. Přední forma má proveden držák nůžkového uzavírání. Výsledná svěrná síla je dána rozměry držáku tvořícího dvouramennou páku obr. 1.2.



Obr.1.2 - Mechanismus přední formy

1.2 Rozměry mechanismu

Pro zobrazení skutečné velikosti posilovacího mechanismu jsou na obr. 1.3 zobrazeny dva posilovací mechanismy pro jednu polovinu forem. Ačkoliv je uspořádání druhých dvou posilovacích mechanismů odlišné, zejména dolního posilovacího mechanismu, z důvodů společného pohonu jedním pneumatorem a opačného smyslu otáčení spojovacího hřídele a poloviny držáku, přesto pro rozměrovou orientaci postačí zobrazení pouze jedné poloviny. Horní posilovací mechanismy jsou naprosto rozměrově shodné. Není zde zakreslen první mechanismus spojený s pneumatorem a to z toho důvodu, že pro předpokládaná záměna servopohonem bude uvažovat zejména rotační pohyb na výstupu z pohonu a nikoliv posuvný. Proto pro podrobnější rozměrové popsání mechanismu nemají členy tohoto mechanismu význam.



Obr. 1.3 - Rozměry mechanismů

1.3 Zatížení v uzlech mechanismu

Pohon mechanismů je pneumotorem. Stlačený vzduch dodávaný do pneumotoru má tlak 0,3 MPa. Vyvozená síla pneumotorem $F_p = 7917$ N. Tato síla je po transformaci převáděna jako moment, jeho velikost je vypočtena ve dvou bodech. První bod je společný člen dvou dolních posilovacích mechanismů - člen 4 obr. 1.4. Druhým bodem jsou přenosové hřídele spojující dolní a horní posilovací mechanismy - členy soupáčí 6a7a, 6b7b obr. 1.4.

I, Moment M_4 vyvozený na soupáči 4 pneumotorem.

Vypočteno ze sil působících v táhlech 5a, 5b, ramenem síly je spojnice od osy otáčení kolmo na působící sílu - obr. 1.4.

Ramena

$$R_{4a5a} = 48,4 \text{ mm}$$

$$R_{4b5b} = 54,2 \text{ mm}$$

Síly

$$F_{5a}=9100 \text{ N}$$

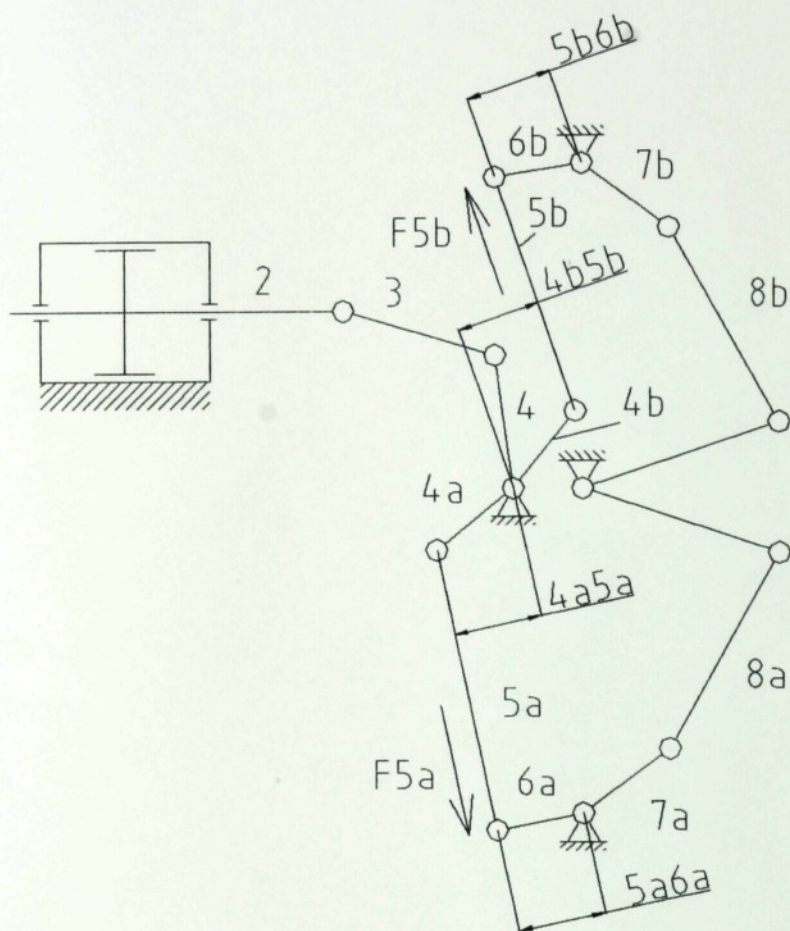
$$F_{5b}=9067 \text{ N}$$

Výsledný moment

$$M_4=r_{4a5a} \cdot F_{5a}+r_{4b5b} \cdot F_{5b}$$

$$M_4=48,4 \cdot 9100+54,2 \cdot 9067$$

$$M_4=931,9 \text{ kNm}$$



Obr. 1.4 - Výpočtové schéma mechanismu přední formy

II, Moment M_6 vyvozený na přenosových tyčích ze spodního na horní mechanismus.

K výpočtu jsou použity síly v táhlech 5 a ramena k ose otáčení ramen 6 - obr. 1.4.

Ramena

$$R_{5a6a} = 56 \text{ mm}$$

$$R_{5b6b} = 56,2 \text{ mm}$$

Síly

$$F_{5a} = 9100 \text{ N}$$

$$F_{5b} = 9067 \text{ N}$$

Momenty

$$M_{6a} = r_{5a6a} \cdot F_{5a}$$

$$M_{6a} = 56 \cdot 9100$$

$$M_{6a} = 509,6 \text{ kNm}$$

$$M_{6b} = r_{5b6b} \cdot F_{5b}$$

$$M_{6b} = 56,2 \cdot 9067$$

$$M_{6b} = 509,57 \text{ kNm}$$

Tyto momenty je zapotřebí vyvodit pro dosažení potřebné svěrné síly na poloviny forem.

1.4 Dosažená síla na sevření forem

Svěrná síla vyvozená posilujícími mechanismy je hlavní veličinou podle které se řídí rozměry mechanismu. Je určující pro zajištění dostatečného sevření forem proti jejich otevření při tvarování, zejména při vyfukování předního tvaru. Dostatečná svěrná síla zajišťuje, že nedojde k otevření forem a nevznikne tak v místě dělení formy přelisek, kazící kvalitu vyfouknutého předního tvaru.

Při výpočtu je užita hodnota momentu z přenosové tyče, tím je zkrácen celkový výpočet svěrné síly vyvozené silou pneumotoru posílené a transformované pomocí celkového mechanismu přední formy - obr. 1.5. Tato hodnota byla

kontrolně ověřena za pomoci hydraulického přípravku, kterým byly rozevírány čelisti držáku a z hodnoty dosaženého tlaku byla vypočtena hodnota svěrné síly vyvozené pneumatorem. Tím je prakticky dokázána velikost svěrné síly v současné konstrukci posilovacího mechanismu. Této hodnoty je nutno dosáhnout i při změněném pohonu a konstrukci mechanismu.

Vstupní veličiny výpočtu:

$$M_k = 509,6 \text{ Nm}$$

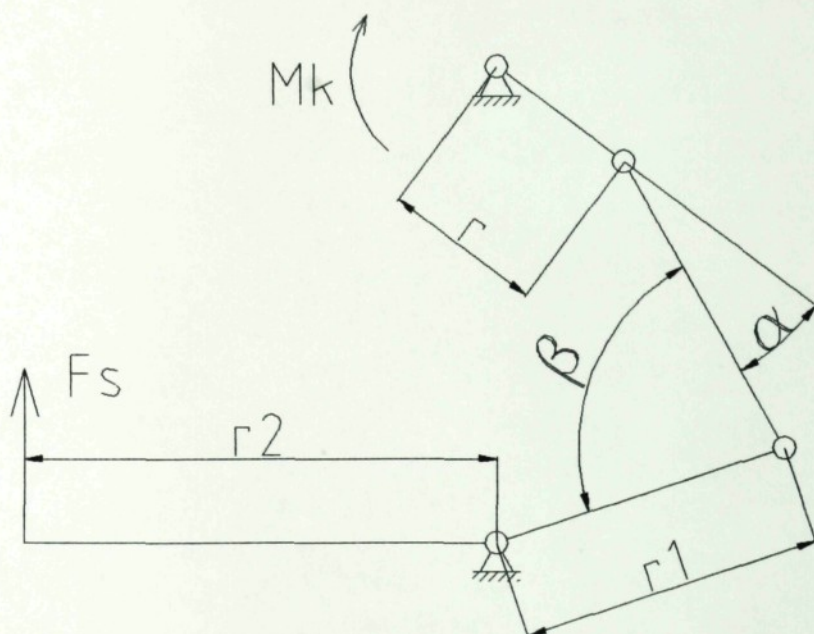
$$\alpha = 23,8854^\circ$$

$$\beta = 78,9905^\circ$$

$$r = 70 \text{ mm}$$

$$r_1 = 133,95 \text{ mm}$$

$$r_2 = 210 \text{ mm}$$



Obr. 1.5 - Výpočtové schéma posilovacího mechanismu přední formy

Svěrná síla na formu

$$F_s = \frac{M_k \cdot r_1 \cdot \sin \beta}{r \cdot r_2 \cdot \sin \alpha}$$

$$F_s = \frac{509600}{70} \cdot \frac{133,95}{210} \cdot \frac{\sin 78,9905^\circ}{\sin 23,8854^\circ}$$

$$F_s = 11257 \text{ N}$$

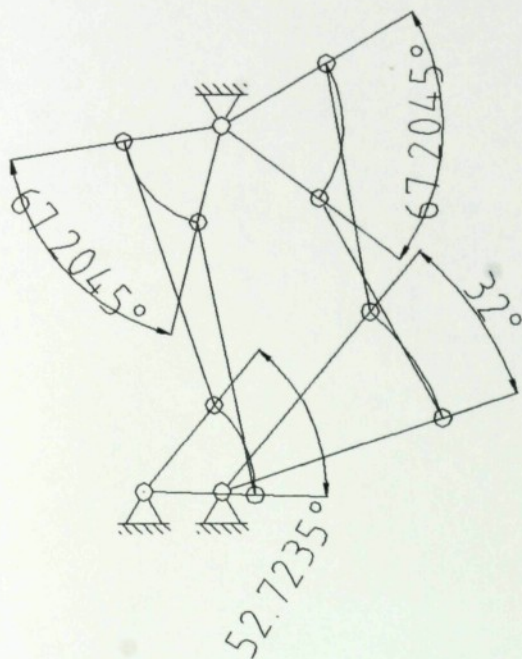
1.5 Čas potřebný na přestavení mechanismu z jedné krajní polohy do druhé.

Rychlost pohybu při přestavení mechanismu mezi krajními polohami je závislá na rychlosti, kterou je schopen vyvinout pneumotor. Rychlost pohybu pneumotoru závisí na rychlosti plnění válce stlačeným vzduchem a na škrcení ve výtlaku určujícím nastavitelný odpor proti pohybu. Velikost rychlosti je podmíněna dynamickými poměry v mechanismu. Vzniklé dynamické síly zatěžují jednotlivé členy mechanismu. Jelikož jsou členy mechanismu zatěžovány dynamicky, je potřebné aby hodnota vynikajícího napětí byla nízká. Také zavírání forem není možné v koncové poloze, vzhledem k pneumatickému pohonu, řídit a proto, s ohledem na vznikající rázy v mechanismu, je vhodné volit přijatelnou rychlost pohybu. Také se při uzavírání projevuje pružnost jednotlivých členů mechanismu, která je postihnuta doběhem pneumotoru o navýšenou dráhu oproti kinematické podobě. Pro postihnutí všech těchto vlivů působících na mechanismus je v současnosti doba přemístění forem mezi krajními polohami volena na hodnotu 0,5 s.

1.6 Úhel otočení vahadel mezi krajními polohami

Velikost otočení závisí na úhlu otočení držáku. Otočení držáku je podmíněno požadavky na vyjmutí předního tvaru z přední formy a zástavbou chlazení forem v otevřené poloze. Z těchto podmínek vyplývají úhly otočení jednotlivých vahadel

mechanismu obr. 1.6. Úhly otočení spojovacích tyčí jsou shodné.



Obr. 1.6 - Velikosti úhlů otočení

1.7 Zatížení jednotlivých členů mechanismu

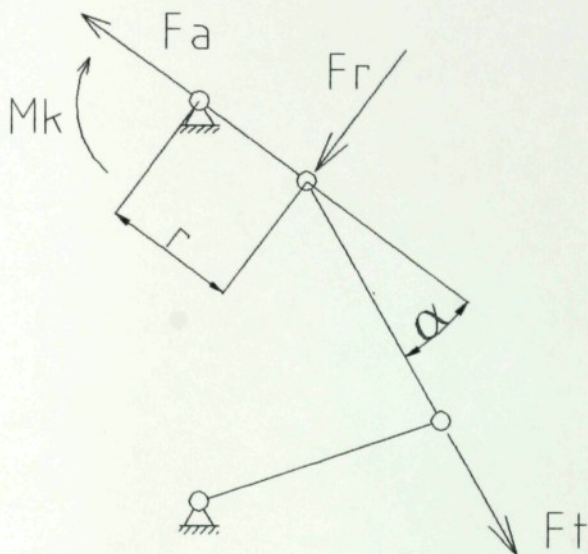
1.7.1 Popis konstrukce horního posilovacího mechanismu

Pro uvažované následující zjednodušení posilovacího mechanismu je další výpočet zaměřen na horní posilovací mechanismus. Předpokladem je zachování současného tvaru a rozměru držáku forem. Hlavními částmi horního posilovacího mechanismu je vstupní vahadlo označované jako vidlice, těhlice označovaná jako článek. Spojení jednotlivých členů mechanismu je provedeno pomocí čepů. Čep je v rameni držáku zajištěn proti pootočení kolíkem zapadajícím do drážky v rameni. Uložení obou čepů v článku je v kalených pouzdrech. Na straně držáku z prostorových možností jsou pouzdra dvě, na straně vidlice jen jedno. Zajištění čepu ve vidlici proti pootočení

je svěrným spojem pomocí šroubů. Vidlice je na spojovacím hřídeli také spojena pomocí svěrného spoje. Pro zvýšení třecího účinku je hřídel drážkován. Drážkování je do hloubky 1 mm a vytvořené výstupky svou elastickou deformací napomáhají zvyšovat součinitel tření.

1.7.2 Podrobnější výpočet působících sil v mechanismu

Výpočet zatížení jednotlivých prvků posilovacího mechanismu vyžaduje výpočet zatěžujících sil při sevření forem - obr. 1.7.



Obr. 1.7 - Výpočtové schéma sil v mechanismu

Zadané hodnoty:

$$M_k = 509,6 \text{ Nm}$$

$$\alpha = 23,8854^\circ$$

$$r = 70 \text{ mm}$$

Axiální síla ve vidlici F_a

$$F_a = \frac{M_k}{r \cdot \tan \alpha}$$

$$F_a = \frac{509600}{70 \cdot \tan 23,8854^\circ}$$

$$F_a = 16,44 \text{ kN}$$

Radiální síla ve vidlici F_r

$$F_r = \frac{M_k}{r}$$

$$F_r = \frac{509600}{70}$$

$$F_r = 7280 \text{ N}$$

Síla v článku F_t

$$F_t = \frac{M_k}{r \cdot \sin \alpha}$$

$$F_t = \frac{509600}{70 \cdot \sin 23,8854^\circ}$$

$$F_t = 17,98 \text{ kN}$$

1.7.3 Průběh sil v mechanismu a přenos momentu na držák

Pro kontrolu nejvhodnější polohy mechanismu, vzhledem k přenosu síly, potažmo momentu na výstupní rameno mechanismu, byl proveden kontrolní výpočet průběhu přenosu. Význam jednotlivých veličin je uveden na obr. 1.8.

Vstupní hodnoty výpočtu

$$M_k = 509,6 \text{ Nm}$$

$$r_1 = 70 \text{ mm}$$

$$r_2 = 144,5 \text{ mm}$$

$$r_3 = 133,594 \text{ mm}$$

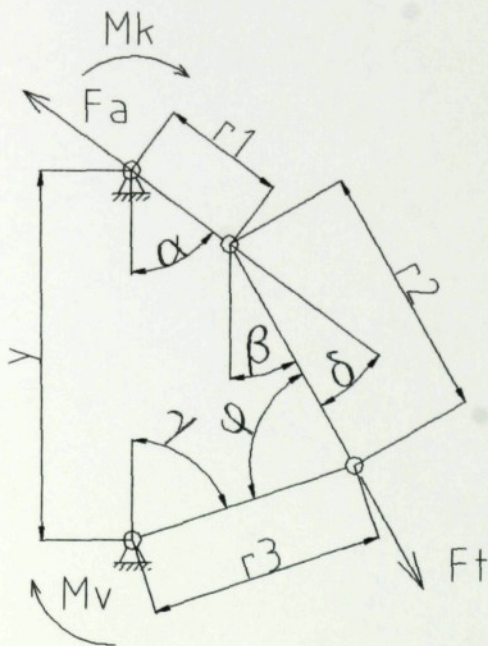
$$y = 210 \text{ mm}$$

Úhel α je v rozsahu $120,50719^\circ$ až $53,30272^\circ$ při uzavírání forem.

Vektorové rovnice

$$r_1 \cdot \cos \alpha + r_2 \cdot \cos \beta = y - r_3 \cdot \cos \gamma$$

$$r_1 \cdot \sin \alpha + r_2 \cdot \sin \beta = r_3 \cdot \sin \gamma$$



Obr. 1.8 - Výpočtové schéma přenosu momentu

Vyjádření úhlu β

$$a + b \cdot \cos \beta + c \cdot \sin \beta = 0$$

kde

$$a = r_1^2 + r_2^2 - r_3^2 + y^2 - 2 \cdot y \cdot r_1 \cdot \cos \alpha$$

$$b = 2 \cdot r_1 \cdot r_2 \cdot \cos \alpha - 2 \cdot y \cdot r_2$$

$$c = 2 \cdot r_1 \cdot r_2 \cdot \sin \alpha$$

Dosazením vztahů

$$\sin \beta = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta}}$$

$$\cos \beta = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta}}$$

Vznikne rovnice

$$M \cdot \operatorname{tg} \beta^2 + N \cdot \operatorname{tg} \beta + O = 0$$

kde

$$M = a^2 - c^2$$

$$N = -2 \cdot b \cdot c$$

$$O = a^2 - b^2$$

Konečné vyjádření úhlu β

$$\beta = \arctg\left(\frac{-N + \sqrt{N^2 - 4 \cdot M \cdot O}}{2 \cdot M}\right)$$

Obdobně je vyjádřen vztah pro úhel γ

$$a + b \cdot \cos \gamma + c \cdot \sin \gamma = 0$$

kde

$$a = r_1^2 - r_2^2 + r_3^2 + y^2 - 2 \cdot y \cdot r_1 \cdot \cos \alpha$$

$$b = 2 \cdot y \cdot r_3 - 2 \cdot r_1 \cdot r_3 \cdot \cos \alpha$$

$$c = -2 \cdot r_1 \cdot r_3 \cdot \sin \alpha$$

Dosazením vztahů

$$\sin \gamma = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \gamma}}$$

$$\cos \gamma = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \gamma}}$$

Vznikne rovnice

$$M \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma + N \cdot \operatorname{tg} \gamma + O = 0$$

kde

$$M = a^2 - c^2$$

$$N = -2 \cdot b \cdot c$$

$$O = a^2 - b^2$$

Konečné vyjádření úhlu γ

$$\gamma = \arctg\left(\frac{-N + \sqrt{N^2 - 4 \cdot M \cdot O}}{2 \cdot M}\right)$$

Vztahy pro vyjádření úhlů δ a φ

$$\delta = \alpha + \beta$$

$$\varphi = \gamma + \beta$$

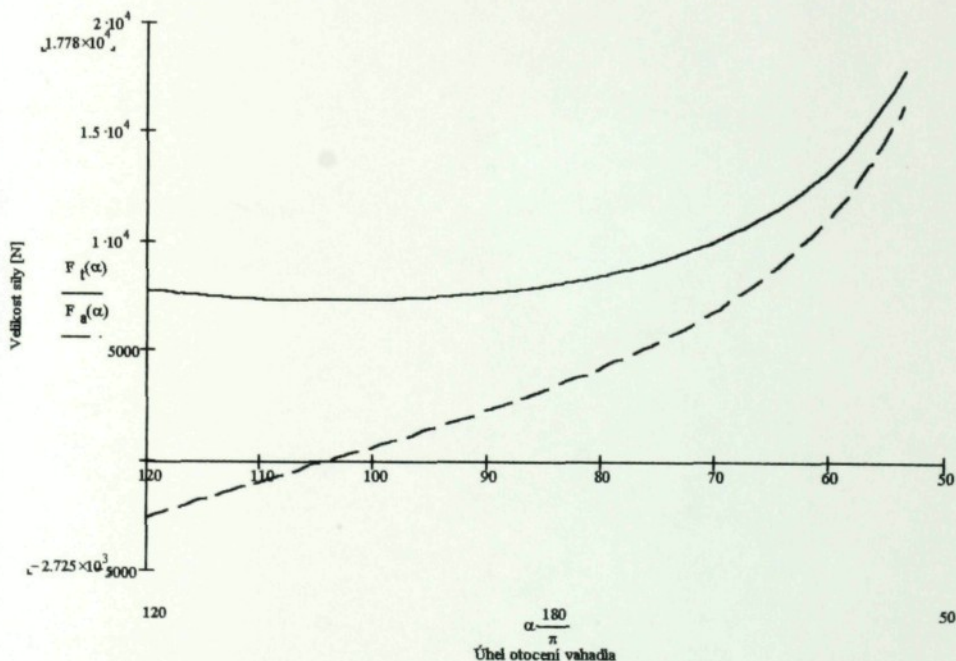
Vztahy pro výpočet průběhu sil a výstupního momentu

$$F_t = \frac{M_k}{r_1 \cdot \sin \delta}$$

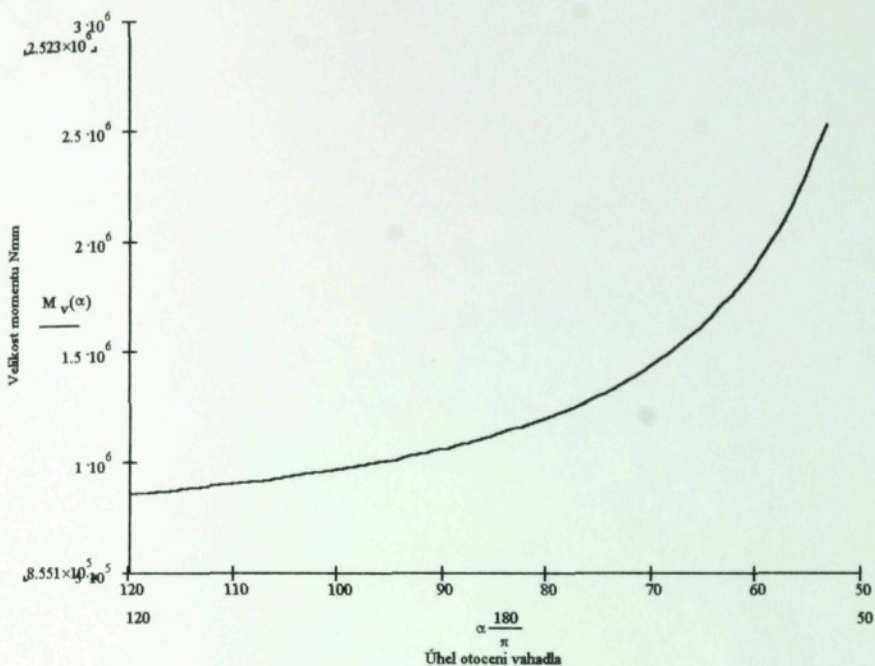
$$F_a = \frac{M_k}{r_1 \cdot \tan \delta}$$

$$M_v = M_k \cdot \frac{r_2}{r_1} \cdot \frac{\sin \varphi}{\sin \delta}$$

Velikost síly F_t v těhlici v závislosti na otočení kliky z počáteční polohy je znázorněna plnou čarou v grafu 1.1. Čárkovaná čára v grafu 1.2 je závislost síly F_a ve vstupním vahadle. Význam obou sil je patrný z obr. 1.7. Výpočet sil je při uvažovaném konstantním vstupním momentu rovném maximálnímu zatěžujícímu momentu potřebnému pro vyvození svěrné síly. Na grafu 1.2 je znázorněna závislost průběhu momentu na výstupním vahadle mechanismu. Zobrazení momentu je výhodnější než zakreslení svěrné síly, protože ramena držáku s formami se k sobě přiblíží až v koncové poloze a svěrná síla není vyvozována po celé dráze otáčení ramene držáku. Z obou grafů je patrné, že největší posilovací účinek mechanismu je v koncové poloze mechanismu při sevření forem.



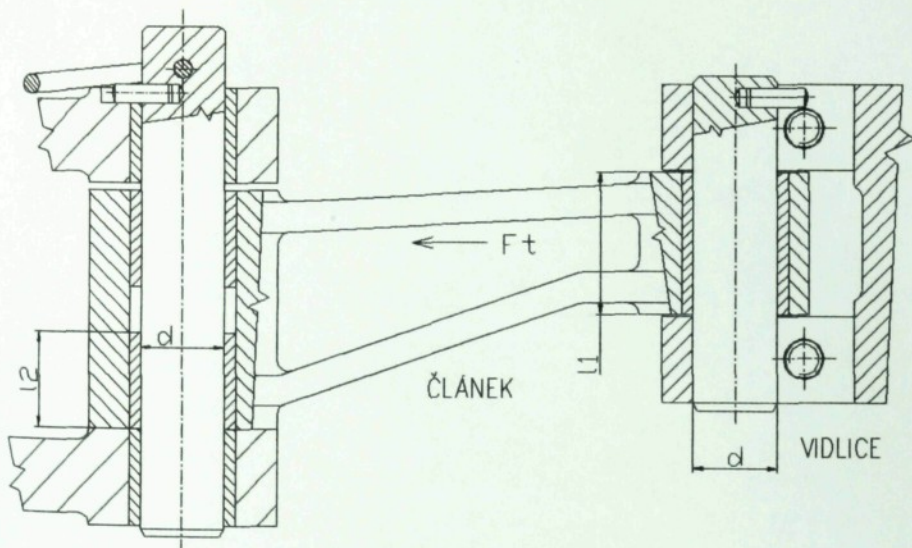
Graf. 1.1 - průběh sil v posilovacím mechanismu



Graf. 1.2 - Průběh výstupního momentu v mechanismu

1.7.4 Hodnoty napětí a bezpečnosti jednotlivých členů mechanismu

1.7.4.1 Výpočet tlaků v ložiscích



Obr. 1.9 - Konstrukční řešení horního posilovacího mechanismu

Tlak v ložisku článku ve vidlici - obr. 1.9.

$$F_t = 17,98 \text{ kN}$$

$$d = 22 \text{ mm}$$

$$l_1 = 37 \text{ mm}$$

$$p = \frac{F_t}{d \cdot l_1}$$

$$p = \frac{17980}{22 \cdot 37}$$

$$p = 22,1 \text{ MPa}$$

Tlak v obou ložiscích článku a držáku - obr. 1.9.

$$F_t = 17,98 \text{ kN}$$

$$d = 22 \text{ mm}$$

$$l_2 = 25 \text{ mm}$$

$$p = \frac{F_t}{2 \cdot d \cdot l_2}$$

$$p = \frac{17980}{2 \cdot 22 \cdot 25}$$

$$p = 16,3 \text{ MPa}$$

Bezpečnost

$p_d = 30 \text{ MPa}$ - Hodnota pro zatížený posuvný drážkovaný spoj (1)

$$p = 16,3 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{p_d}{p}$$

$$k = \frac{30}{22,1}$$

$$k = 1,2$$

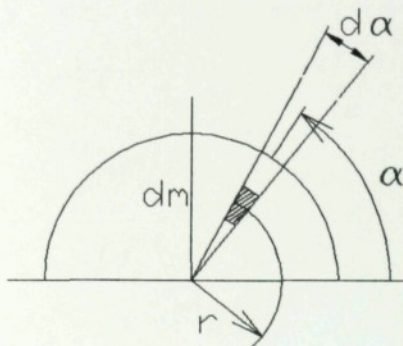
Ložiska jsou z materiálu 14 220.9 (cementováno a kaleno) s $R_e = 600 \text{ MPa}$ a protože se nejedná o ložiskový materiál pro kluzné uložení, ale spíše se jedná o statické namáhání, lze považovat bezpečnost za dostatečnou.

1.7.4.2 Výpočet momentu setrvačnosti držáku s čelistí a dvojicí forem

Moment setrvačnosti poloviny držáku s čelistí $J_{d+c}=0,543 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-2}$ (materiály firmy SKLOSTROJ).

Výpočet momentu setrvačnosti dvojice forem na pozici v držáku forem. Moment setrvačnosti k ose souměrnosti poloviny formy.

Forma o rozměrech $\phi 126,7 \text{ mm}$ a délce $220,5 \text{ mm}$ (materiály fy. SKLOSTROJ) vyrobené z materiálu 42 2420 o hustotě $\rho=7250 \text{ kg/m}^3$ a hmotnosti $m_f=10 \text{ kg}$.



Obr. 1.10 - Schéma výpočtu momentu setrvačnosti

Výpočet momentů setrvačnosti polovin forem k ose otáčení držáků - obr. 1.10.

$$dJ = dm \cdot r^2$$

$$J = \frac{1}{2} \cdot m \cdot R^2$$

$$J = \frac{1}{2} \cdot 10 \cdot 0,06335^2$$

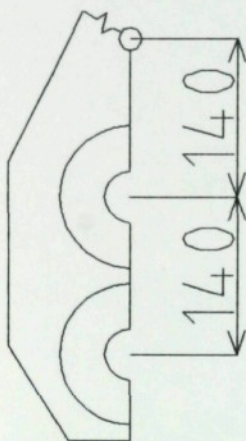
$$J_f = 0,0201 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

Přepočet momentu setrvačnosti k ose otáčení držáků obr. 1.11.

$$J = J_{d+c} + J_{f1} + m_f \cdot 0,14^2 + J_{f2} + m_f \cdot 0,28^2$$

$$J = 0,543 + 2 \cdot 0,0201 + 10 \cdot 0,14^2 + 10 \cdot 0,28^2$$

$$J = 1,563 \text{ kgm}^2$$



Obr. 1.11 - Schéma výpočtu celkového momentu setrvačnosti

1.7.4.3 Namáhání čepu na střih ve dvou průřezech

Namáhání čepu při sevření forem - obr. 1.9.

$$F_t = 17,98 \text{ kN}$$

$$d = 22 \text{ mm}$$

$$\tau_1 = \frac{4 \cdot F_t}{2 \cdot \pi \cdot d^2}$$

$$\tau_1 = \frac{4 \cdot 17980}{2 \cdot \pi \cdot 22^2}$$

$$\tau_1 = 23,6 \text{ MPa}$$

Namáhání čepu při otevírání a zavírání formy dynamickým momentem - obr. 1.12.

Zrychlení držáku formy při pohybu

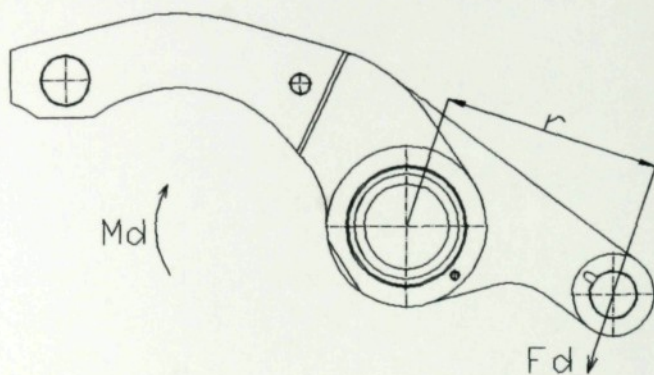
$$\varphi = 32^\circ$$

$$t = 0,5 \text{ s}$$

$$\varepsilon = \frac{4 \cdot \varphi}{t^2}$$

$$\varepsilon = \frac{4 \cdot 0,5585}{0,5^2}$$

$$\varepsilon = 8,94 \text{ s}^{-2}$$



Obr. 1.12 - Vztah mezi dynamickým momentem a dynamickou silou

Dynamický moment držáku

$$J = 1,563 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$$

$$\varepsilon = 8,94 \text{ s}^{-2}$$

$$M_d = \varepsilon \cdot J$$

$$M_d = 8,94 \cdot 1,563$$

$$M_d = 13,97 \text{ Nm}$$

Dynamická síla na čep - obr. 1.12

$$M_d = 13,97 \text{ Nm}$$

$$r = 133,95 \text{ mm}$$

$$F_d = \frac{M_d}{r}$$

$$F_d = \frac{13970}{133,95}$$

$$F_d = 104,3 \text{ N}$$

Namáhání čepu při pohybu mezi koncovými polohami.

$$F_d = 104,3 \text{ N}$$

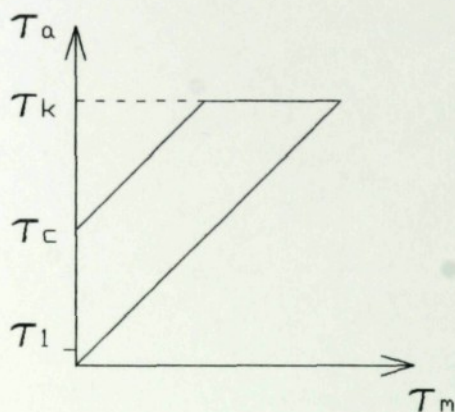
$d = 22 \text{ mm}$ - průměr čepu

$$\tau_2 = \frac{4 \cdot F_d}{2 \cdot \pi \cdot d^2}$$

$$\tau_2 = \frac{4 \cdot 104,3}{2 \cdot \pi \cdot 22^2}$$

$$\tau_2 = 0,14 \text{ MPa}$$

Výpočet bezpečnosti



Obr. 1.13 - Smithův diagram pro dynamické namáhání čepu.

Poměr mezi napětím τ_1 a τ_2 je značný. Pro výpočet bezpečnosti postačí hodnota τ_1 uvažovaná jako míjivé zatížení.

Hodnota středního napětí

$$\tau_m = \frac{\tau_1}{2}$$

$$\tau_m = \frac{23,6}{2}$$

$$\tau_m = 11,8 \text{ MPa}$$

Bezpečnost

Čep je z materiálu 14 220.9 (cementováno a kaleno) s $R_p = 800 \text{ MPa}$

$$\tau_c = 0,25 \cdot R_p$$

$$\tau_c = 0,25 \cdot 800$$

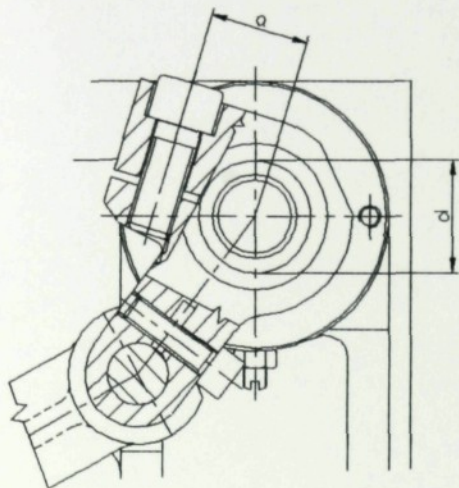
$$\tau_c = 200 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{\tau_c + \tau_m}{\tau_1}$$

$$k = \frac{200 + 11,8}{23,6}$$

$$k = 9$$

1.7.4.4 Výpočet svěrného spoje vidlice dvěma šrouby



Obr. 1.14 - Konstrukční řešení svěrného spoje vidlice

Síla na jeden šroub - obr. 1.14

$$M_k = 509,6 \text{ Nm}$$

$$a = 35 \text{ mm}$$

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

$$\mu = 0,1$$

$$F = \frac{2 \cdot M_k \cdot \frac{d}{2}}{2 \cdot d \cdot \mu \cdot a + \frac{d}{2}}$$

$$F = \frac{2 \cdot 509600 \cdot 20}{2 \cdot 40 \cdot 0,1 \cdot 35 + 20}$$

$$F = 46,2 \text{ kN}$$

Namáhání jednoho šroubu M16 pevnostní třídy 8.8

$$F = 46,2 \text{ kN}$$

$$S = 157 \text{ mm}^2$$

$$R_e = 640 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \frac{F}{S}$$

$$\sigma = \frac{46200}{157}$$

$$\sigma = 294 \text{ MPa}$$

Bezpečnost

$$k = \frac{R_e}{\sigma}$$

$$k = \frac{640}{294}$$

$$k = 2,2$$

Tlak na hřídeli vidlice od sevření svěrného spoje šrouby

$$F = 46,2 \text{ kN}$$

$$a = 35 \text{ mm}$$

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

$l = 73 \text{ mm}$ - délka svěrného spoje

$$p_1 = \frac{F}{d \cdot l} \cdot \frac{d/2 + a}{d/2}$$

$$p_1 = \frac{46200}{40 \cdot 73} \cdot \frac{20 + 35}{20}$$

$$p_1 = 43,5 \text{ MPa}$$

Tlak na hřídeli vidlice od axiální síly ve vidlici obr. 1.7

$$F_a = 16,44 \text{ kN}$$

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

$l = 73 \text{ mm}$ - délka svěrného spoje

$$p_2 = \frac{F}{d \cdot l}$$

$$p_2 = \frac{16440}{40 \cdot 73}$$

$$p_2 = 5,6 \text{ MPa}$$

Celkový tlak na hřídeli vidlice

$$p = p_1 + p_2$$

$$p = 43,5 + 5,6$$

$$p = 49,1 \text{ MPa}$$

Výpočet bezpečnosti

Materiál vidlice je 42 2306 s $R_{p0,2} = 370 \text{ MPa}$

Dovolený tlak $p_d = 70 \text{ MPa}$

$$k = \frac{p_d}{p}$$

$$k = \frac{70}{49,1}$$

$$k = 1,4$$

1.7.4.5 Namáhání článku tlakem

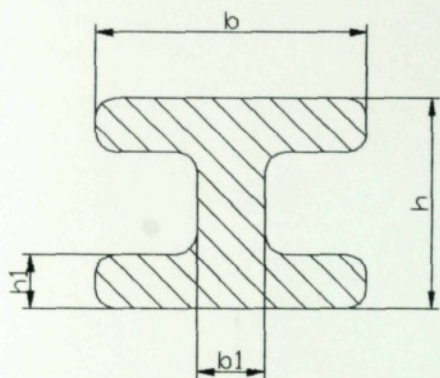
Výpočet plochy průřezu článku obr. 1.15

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

$$h = 31 \text{ mm}$$

$$b_1 = 10 \text{ mm}$$

$$h_1 = 8 \text{ mm}$$



Obr. 1.15 - Plocha průřezu článku

$$S = b \cdot h_1 + 2 \cdot (h - h_1) \cdot b_1$$

$$S = 40 \cdot 10 + 2 \cdot (31 - 8) \cdot 10$$

$$S = 790 \text{ mm}^2$$

Tlakové napětí od síly F_t - obr. 1.7

$$F_t = 17,98 \text{ kN}$$

$$S = 790 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_d = \frac{F_t}{S}$$

$$\sigma_d = \frac{17980}{790}$$

$$\sigma_d = 22,8 \text{ MPa}$$

Výpočet bezpečnosti

Materiál článku 42 2420 (materiály fy. SKLOSTROJ) $\sigma_p = 600 \text{ MPa}$.

Hodnota srovnávacího napětí $p_d = 510 \text{ MPa}$ (pro míjivý případ).

$$k = \frac{p_d}{\sigma_d}$$

$$k = \frac{510}{22,8}$$

$$k = 22$$

2 Rozbor možností náhrady současného pohonu elektrickým servopohonem.

2.1 Požadavky na úpravu pohonu

Cílem řešení je změna pohonu ze současného pneumotoru na elektrický servopohon. Při návrhu jednotlivých variant je nutno splnit několik požadavků kladených na výsledné řešení.

2.1.1 Velikost svěrné síly na formu

Svěrná síla je hlavní veličinou, která ovlivňuje celkové řešení. Velikost svěrné síly je nezbytná pro zajištění správné funkce formy. Poloviny forem musí být drženy, při tvarování foukacím nebo lisovacím způsobem, dostatečně velkou silou, aby nedošlo k pootevření formy a vzniku přetoku na tvarovaném předním tvaru. Současná hodnota svěrné síly je $F_s = 11257 \text{ N}$. Vyvozená svěrná síla navrženým pohonem musí dosahovat nejméně stejné hodnoty.

2.1.2 Hodnota vstupního krouticího momentu

Posilovací mechanismy jsou navrženy pro využití dosažené síly vyvozované pneumatorem. Pro připojení servopohonu je nutno provést úpravu posilovacích mechanismů tak, aby se plně využilo dosahovaných vlastností servopohonu. Při povolených hodnotách pro úpravu posilovacích mechanismů je předpoklad

zmenšení stávající hodnoty vstupního momentu na velikost dosahovanou servopohonem. Jmenovité hodnoty momentu servopohonů jsou odstupňované po stupních do řady. Posilovací mechanismus se musí upravit na jmenovitou hodnotu výstupního momentu servopohonu.

2.1.3 Prostorové připojení servopohonu

Sestavy servopohonů jsou odstupňovány do řad podle velikosti výstupního momentu. Umístění zvolené velikosti servopohonu vyžaduje vymezení potřebného prostoru uvnitř skříně. Současný stav využívá výhody dvou posilovacích mechanismů, spojených navzájem prostřednictvím přenosového hřídele. Prostor potřebný k umístění tyče je poměrně malý, závisí jen na jmenovitém průměru hřídele. Tato výhoda umožňuje umístění vstupního bodu horního posilovacího mechanismu nejblíže ke stěně skříně a stávající posilovací mechanismus má dostatečnou rozteč bodů otáčení vahadel pro výhodné silové poměry mechanismu. Sestava servopohonu je poměrně rozměrnější než přenosový hřídel a bude nutné upravit skříň i vstupní bod posilovacího mechanismu.

2.1.4 Zkrácení času na přestavení mechanismu

Druhý hlavní požadavek na servopohon je zkrácení času na pohyb mechanismu mezi krajními polohami. Současná hodnota je ovlivněna druhem pneumatického pohonu. Rychlost pohybu při pohonu servopohonem je závislá na výstupních otáčkách. Sestava servopohonu, skládající se ze servomotoru a převodovky, má nejvyšší otáčky motoru, které jsou v převodovce sníženy pro potřeby vzniku momentu. Čas potřebný na přestavení je tedy nejvíce závislý na dovolených otáčkách motoru. Dynamické působení sil na mechanismus vlivem zrychlení lze servopohonem snadno řídit a to umožňuje využít potřebné otáčky pro dosažení žádané hodnoty času přestavení, který by se měl snížit, podle zadavatele, ze současné hodnoty 0,5 s na hodnotu 0,3 s.

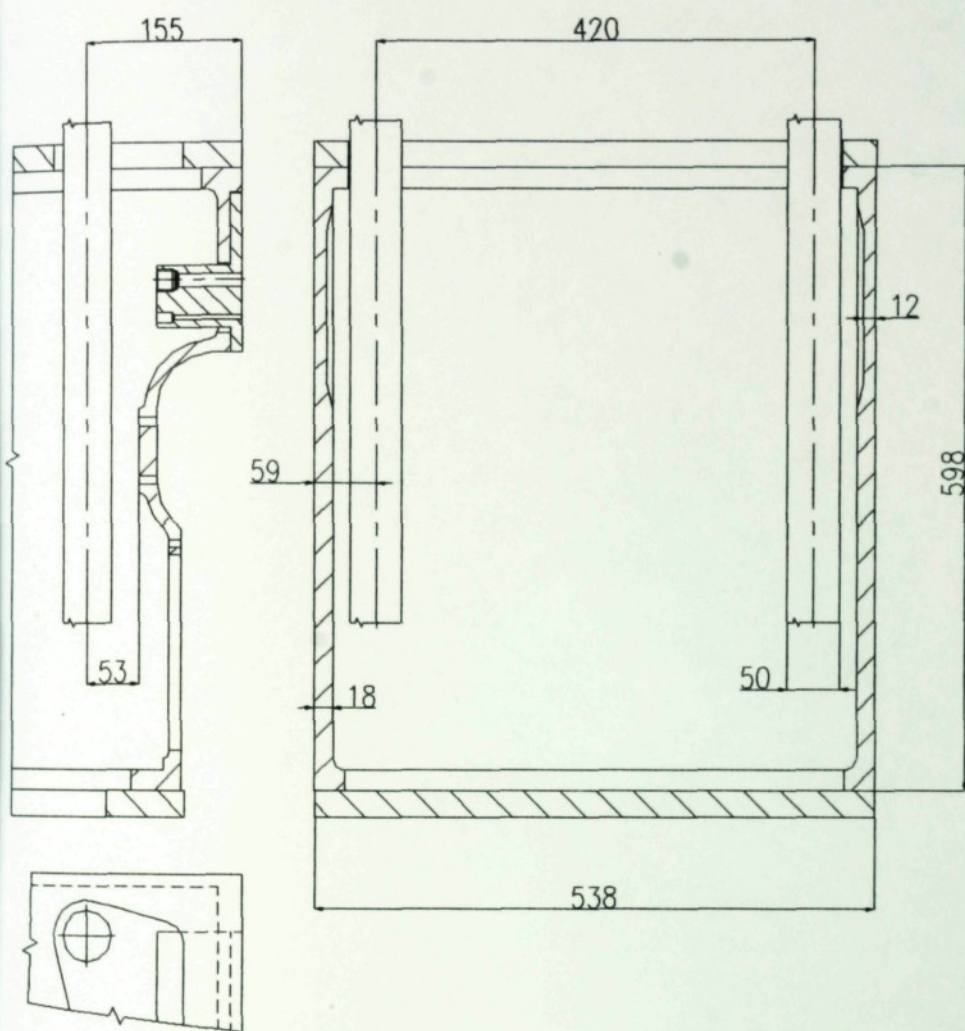
2.1.5 Zachování životnosti mechanismu

Sklářský řadový stroj je umístěn do výrobní linky s trojsměnným provozem. Provoz tohoto typu vyžaduje stroj s velkou životností aby nedocházelo k poruchám, které by způsobovaly výpadky provozu se značnou finanční ztrátou. Proto musí být konstrukce stroje a jeho mechanismů robustní, s dlouhou životností. Současná konstrukce stroje je prověřena mnoha lety provozu a tak již byla odhalena případná slabá místa. Návrh nového pohonu a posilovacích mechanismů musí vyhovovat splnění stejných podmínek. Předpokladem stejné životnosti je vytvoření takové konstrukce pohonu, která zajistí stejně velkou svěrnou sílu, a zatížení jednotlivých členů mechanismu bude na srovnatelné úrovni, jako je současné zatížení. Tím se zachová stejná životnost pohonu držáků forem a nedojde ke snížení kvality celého stroje.

2.2 Vymezení prostoru pro umístění servopohonu

Současná konstrukce posilovacích mechanismů využívá účelně prostor skříně. Dolní posilovací mechanismus je umístěn pod mechanismem ústníku a přenosový hřídel využívá prostor mezi přívodem vzduchu pro chlazení forem a stěnou skříně. Tvar zadní stěny skříně je tvořen válcovým vybráním, pro dnes již nevyužívaný válec řízení rozvodu ventilové skříně, které omezuje prostor pro umístění servopohonu - obr. 2.1. Tento tvar skříně se využívá pro potřeby výroby sekce při opravách starých strojů, stále využívajících řízení mechanismů stroje pomocí řídicího bubnu s narážkami.

Tvar skříně je uveden pouze informativně. Požadavek zadavatele je pouze na stejnou šíři skříně, neboť při násobné délce pro více sekcí vzrůstala nadměrně délka stroje. Výška stroje je také poměrně důležitá hodnota, ale bylo povoleno pro navržené řešení případné mírné zvětšení výšky stolu. Délka stolu se může pro umístění řešení také zvětšit.

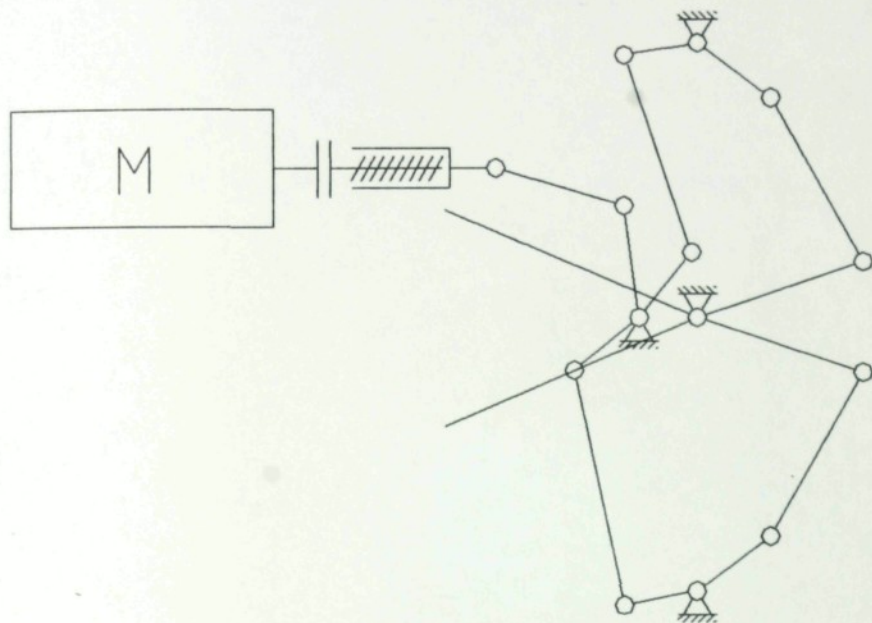


Obr. 2.1 - Prostor ve skříni okolo přenosového hřídele

2.3 Navržené varianty řešení

2.3.1 Náhrada pneumotoru servopohonem

Tento návrh spočívá v přímé náhradě pneumotoru servopohonem a šroubovou mechanismem pro převod krouticího momentu na přímočarý pohyb nahrazující pohyb pístnice obr. 2.2.

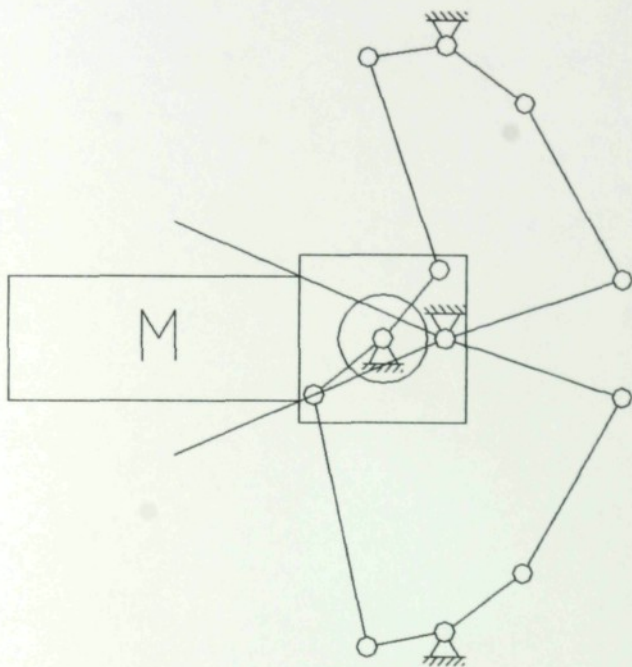


Obr. 2.2 - Náhrada pneumotoru

Takto navržené řešení splňuje podmínku náhrady pneumotoru. Jedná se o návrh, který nadměrně zesložituje konstrukci. Místo zjednodušení se přidává navíc k motoru šroubová kinematická dvojice. Tak se přeměňuje rotační pohyb na posuvný, který znovu vytváří rotační pohyb. Přidávají se tak navíc další vůle v chodu mechanismu. Motor je ke šroubové dvojici připojen přes spojku, čímž vzrůstá délka pohonu a potřeba prostoru pro jeho zástavbu. Toto řešení je prakticky provedeno firmou HEYE. Je patentově chráněno a proto nemá pro další řešení význam.

2.3.2 Připojení dolních posilovacích mechanismů na servopohon

Návrh spojuje současný stav posilovacích mechanismů a místo pohonu pneumatorem a transformačním mechanismem uvažuje pohon servomotorem a kuželočelní převodovkou v případném spojení s planetovou převodovkou pro dosažení potřebného momentu - obr. 2.3.



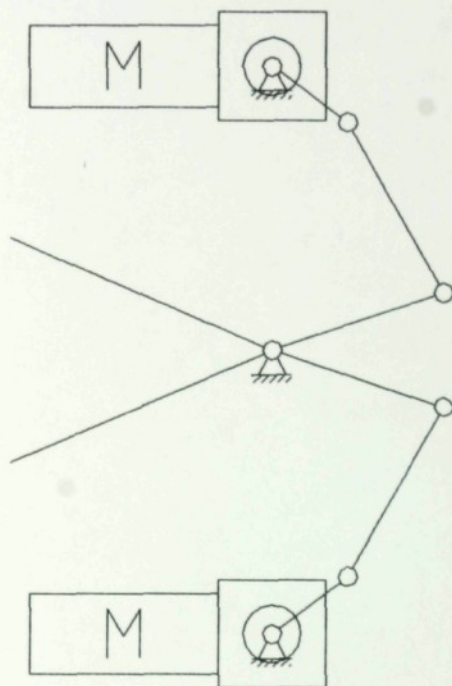
Obr. 2.3 - Pohon jedním motorem a převodovkou

Návrh řešení využívá současný stav posilovacích mechanismů a předpokládá společný pohon v místě spojení pák 4 - obr. 1.4.

Celková sestava převodovky složené z planetové a kuželočelní s připojeným motorem narůstá značně do délky. Umístění takového to pohonu by bylo možné šikmo vzhledem k zamýšlenému podobnému pohonu konečné formy, nebo směrem ven ze skříně, kde lze získat dostatek prostoru. Takovéto umístění je nepřípustné, protože musí být zajištěn přístup k ventilové skříni a k držáku forem pro výměnu forem. Řešení také nesplňuje podmínku zjednodušení celkového kinematického řetězce pro zmenšení celkové vůle.

2.3.3 Pohon přenosových tyčí sestavou s kuželočelní převodovkou

Navržené řešení uvažuje oddělený pohon každé přenosové tyče samostatným pohonem složeným z kuželočelní převodovky a doplněné planetovou převodovkou pro dosažení potřebného momentu - obr. 2.4.



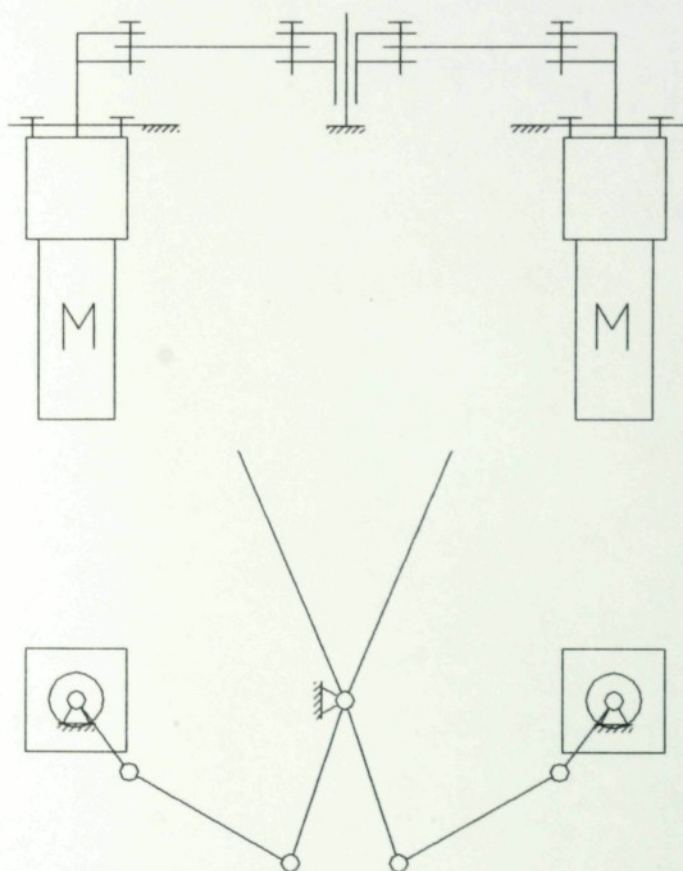
Obr. 2.4 - Samostatný pohon posilovacích mechanismů

Navržené řešení zjednodušuje celkový posilovací mechanismus a uvažuje samostatný pohon obou mechanismů. Dva samostatné pohony je možné řídit společně pro vzájemnou synchronizaci pohybu obou polovin formy. Uložení pohonu je navrženo, pro montážní potřeby na spodní desce skříně s uložením přenosových tyčí. Tak zůstává pohon umístěný uvnitř skříně a nevybočuje z jejího obrysu. Předpokládané využití stejného pohonu pro konečnou formu zesložituje umístění všech pohonů uvnitř skříně. Uložení pohonů vzhledem ke skutečným rozměrům vyžaduje

úpravu posilovacích mechanismů, pro změněnou polohu vstupního bodu mechanismu.

2.3.4 Pohon mechanismu sestavou s planetovou převodovkou

Navržené řešení uvažuje pohon každého posilovacího mechanismu samostatným pohonem složeným ze servomotoru a planetové převodovky. Připojení pohonu je v místě přenosového hřídele přímo z výstupu převodovky. Pohon je orientován svisle ve směru osy otáčení vstupního členu mechanismu - obr. 2.5.



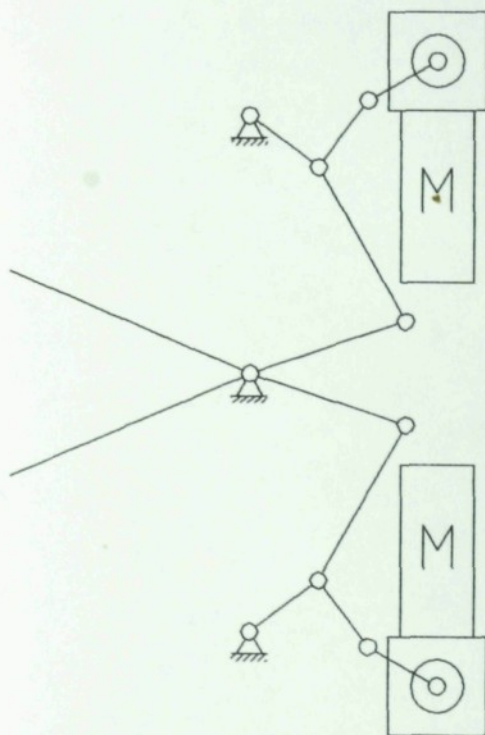
Obr. 2.5 - Pohon přímo připojenými servopohony

Návrh řešení uvažuje umístění servopohonů pod horní desku skříně. Převodovka umožňuje připojení motoru bez spojky a tak je zastavěný prostor dán pouze vnějšími rozměry jednotlivých

prvků pohonu. Umístění servopohonů těsně u vnitřní stěny skříně bude vyžadovat rekonstrukci posilovacího mechanismu. Řešení se jeví prostorově nenáročné a mohlo by umožnit využití stejného principu i u mechanismu konečné formy, ale s ohledem na rozměr pohonu větší než současný rozměr přenosového hřídele bude vyžadovat upravení tvaru skříně.

2.3.5 Dvojnásobný horní posilovací mechanismus

Návrh uvažuje použití dvou posilovacích mechanismů pro jednu polovinu držáku. Druhý posilovací mechanismus se napojuje v místě kloubu mezi vstupním vahadlem a těhlicí. Jako pohon je navržena sestava kuželočelní převodovky a servomotoru umístěná nad deskou stolu - obr. 2.6.



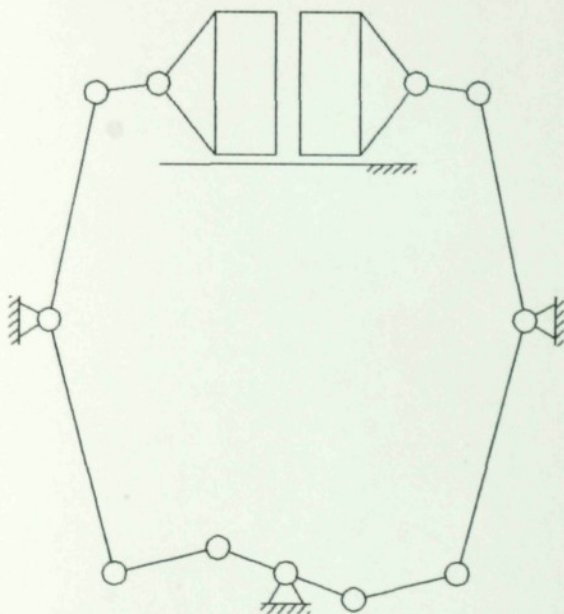
Obr. 2.6 - Dva horní posilovací mechanismy

Řešení využívá druhého posilovacího mechanismu působícího do kloubu prvního mechanismu. Tento princip se využívá především

u lisů. Tento návrh je celý umístěn nad desku stolu a tím se zcela uvolnil prostor, který zabíral současný pohon. Umožnilo by se snadná výměna, nebo oprava poškozené části pohonu. Předběžný návrh skutečné velikosti servopohonu znemožňuje využití tohoto návrhu. Nakreslené schéma je pouze kinematické, ale podle skutečnosti je délka sestavy větší než polovina šířky skříně. Umístění takového pohonu by bylo směrem ven z prostoru skříně, nad ventilovou skříní. Konstrukční řešení kloubového spojení třech pák je obtížné, vzhledem k zajištění potřebného sousedního uložení.

2.3.6 Přímočarý pohyb forem

Teoretický návrh, který nenavazuje na současný stav řešení a nevyužívá žádné členy ze stávajících mechanismů - obr. 2.7.



Obr. 2.7 - Schéma přímočarého pohybu forem

Návrh využívá principu přičení pák a dvouramenné páky. Tím je vytvořena a převedena potřebná síla a její přenos z konce páky na držák forem je zajištěn spojovacím článkem. Návrh ponechává

prostor potřebný pro umístění mechanismu ústníku. Nevýhodou je velká délka ramen dvouramenné páky, která by se pod velikostí svěrné síly značně deformovala a znemožňovala by využití výhod servopohonu a jeho řízení pohybu forem. Také nelze jednoznačně zajistit stejný způsob zavěšení forem do čelistí v držácích. Odlišné zavěšení vyžaduje jiný tvar forem a tím by následně vzrostly náklady na pořizování forem. Celkové náklady složené z nákladů na konstrukci odlišného mechanismu a nákladů na změněný tvar forem by v prvním přiblížení neumožnily využití tohoto návrhu.

2.4 Výběr varianty řešení

Kriteria při posuzování:

- 1, zachování současných držáků forem
- 2, Zkrácení kinematického řetězce
- 3, Možnost snadné výměny servomechanismu
- 4, Minimum dalších dopadů na nutnost změn konstrukce sekce stroje

Vybraná varianta řešení je návrh pohon mechanismu sestavou s planetovou převodovkou - obr. 2.5. Využívá současného tvaru držáku forem. Tento návrh zkracuje celkový kinematický řetězec posilovacího mechanismu. Pohon je sestava z planetové převodovky a servomotoru a je připojena na vstupní hřídel posilovacího mechanismu bez transformačních mechanismů. Prostor pro umístění pohonu je dán pouze vnějšími obrysy sestavy a připojeným příívodem energie a vodičů pro řízení pohonu. Pro potřeby umístění pohonu je nutné rekonstruovat posilovací mechanismus. Samostatný pohon každého mechanismu je náročnější na počet prvků pohonu a tím možný případ poruchy mechanismu. Umístění přímo pod horní desku skříně umožňuje rychlou výměnu celé sestavy pohonu mechanismu přední formy. Synchronizace obou pohonů je možná, lze ji zajistit pomocí elektronického řízení. Planetová převodovka i servomotor jsou typizované výrobky z výrobní řady a není nutná výroba pohonu

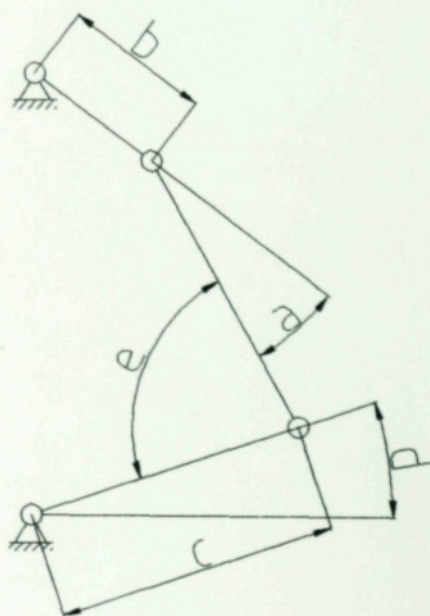
podle požadavků, kladených na pohon s hodnotami mimo výrobní řadu. Odstranění pohonu ze dolní desky skříně uvolní prostor pro umístění případných nových mechanismů při další modernizaci stroje.

3 Konstrukční návrh vybrané varianty nového mechanismu zavírání předních forem.

Návrh řešení servopohonu uvažuje, po odstranění dolního posilovacího mechanismu a pneumotoru, pouze horní posilovací mechanismus, upravený pro umístění elektrického servopohonu do místa spojovacího hřídele.

3.1 Možnosti úprav mechanismu

Pro potřeby připojení servopohonu je nutné změnit posilovací mechanismus. Na obr. 3.1 jsou uvedeny všechny možné úpravy, které mohou zajistit zmenšení potřebného krouticího momentu.



Obr. 3.1 - Schéma možností úprav mechanismu

Zhodnocení použitelnosti jednotlivých variant a jejich vzájemných kombinací s ohledem na požadavky zadavatele:

a, Úhel mezi vahadlem a těhlicí. Zmenšení tohoto úhlu z nynější hodnoty 24° na nižší hodnotu, která umožňuje zmenšení radiální síly na klice a tím také potřebného krouticího momentu.

b, Délka kliky mechanismu. Změna je podobně jako změna úhlu také poměrně snadná, protože se jedná o poměrně jednoduché součásti. Ovlivňuje úhel otočení a nynější provedení dvou posilujících mechanismů má tuto hodnotu otočení spojenou s otočením dolního vahadla, které je omezeno rozměry skříně. Provedení s napojením krouticího momentu přímo na osu kliky umožňuje větší úhel otočení při zmenšené klice.

c, Délka ramene držáků. Změna tohoto rozměru by sice zajistila také poměrně snadné zajištění svěrné síly při menším kroutícím momentu, ale jsou přitom určitá omezení. Prodloužením ramene by se část mechanismu dostala až nad ventilovou skříně, která musí být přístupná. Je také zapotřebí zachovávat dědičnost součástek, která umožňuje využívat součásti již vyráběné, případně některé při modernizaci stávajících strojů. Právě držáky jsou součásti které se mohou využívat ze starších na nových strojích a šetří se tak náklady. Proto by bylo nejvýhodnější tento rozměr neměnit a použít stávající držák jako celek s tím, že by bylo využito oko čepu držáku jako bod nového mechanismu.

d, Úhel mezi ramenem držáku a střední rovinou skříně. Tento rozměr je svázán s úhlem mezi těhlicí a ramenem držáků. Jeho velikost je v souladu s dosažením maximálního využití síly v těhlici k přenosu na svěrnou sílu. Také tento úhel je rozměrem na držáku a stejně tak jako předchozí rozměr s ním související je výhodnější jej ponechat v současné hodnotě beze změn.

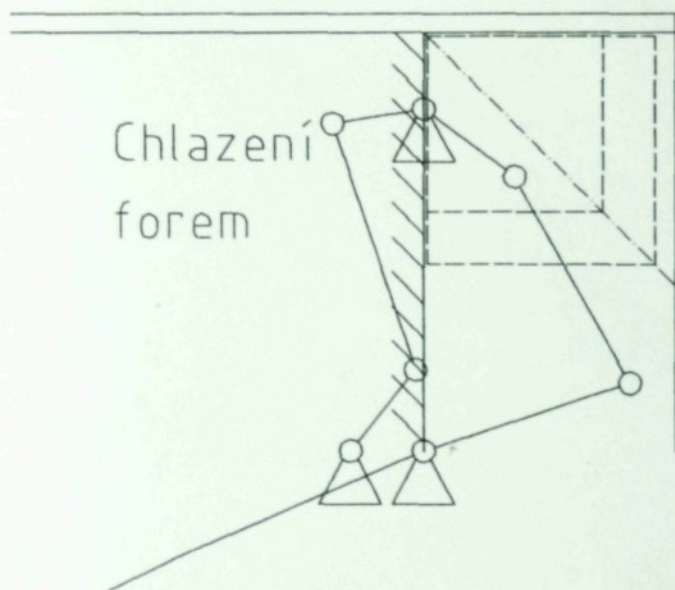
e, Úhel mezi těhlicí a vahadlem. Tento úhel lze ještě změnit na hodnotu bližší k 90° . Při vynucených změnách s ohledem na

velikost servopohonu se hodnota tohoto úhlu změní a podíl využití síly v těhlici, jenž v poměru se sinem tohoto úhlu, se přiblíží k výhodnější hodnotě.

3.2 Vymezení prostoru pro umístění servopohonu

Posilovací mechanismus má umístění závislé na umístění servopohonu a držáku forem. Podle požadavků zadavatele by bylo nejvýhodnější ponechat stávající držák forem nezměněný a změny provést pouze na posilovacím mechanismu.

Uvažovaný servopohon se skládá z elektrického servomotoru - pozice 2 a planetové bezvúlové převodovky - pozice 1 na výkrese 3-DP 003379-1-8-00. Tato sestava je spojena přírubami. Také výstupní část servopohonu bude připojena pomocí příruby. Největší rozměr z těchto přírub je určující pro umístění servopohonu uvnitř stolu. Vnitřní uspořádání stolu vymezuje prostor pro servopohon dvěma hranicemi. V jednom směru šířkou stolu a tloušťkou stěny, a ve druhém směru přívodem vzduchu pro chlazení forem - obr. 3.2.



Obr. 3.2-Vymezení prostoru pro umístění servopohonu

Tyto dvě hranice určují mezní polohu servopohonu. Pro potřeby výroby a montáže je nutné obrys servopohonu mírně vzdálit od této hraniční oblasti. Navržený servopohon má příruby čtvercového tvaru s osou výstupního hřídele na úhlopříčce. Naznačené obrysy (obr. 3.2 čárkovaně) ukazují půdorys servopohonu. Úhlopříčka (obr. 3.2 čerchovaně) v těchto čtvercích vyznačuje možnou polohu výstupního hřídele, který je zároveň vstupní osou posilovacího mechanismu.

3.3 Navržené varianty řešení

V návrhu servopohonu bylo uvažováno se dvěmi velikostmi převodovek:

Planetové bezvúlové převodovky fy. SEW (4):

I, PSF512 N EK04 s hodnotou jmenovitého momentu $M_n=300$ Nm.

II, PSF612 N EK06 s hodnotou jmenovitého momentu $M_n=600$ Nm.

I, Menší převodovka splňuje požadavek snížení krouticího momentu, ale vyžaduje menší úhel mezi pákami pro dosažení požadované svěrné síly.

II, Větší převodovka má jmenovitý výstupní moment větší než je současný, úhly mezi pákami mohou dosahovat stávajících hodnot a přitom zajistí menší namáhání jednotlivých částí mechanismu.

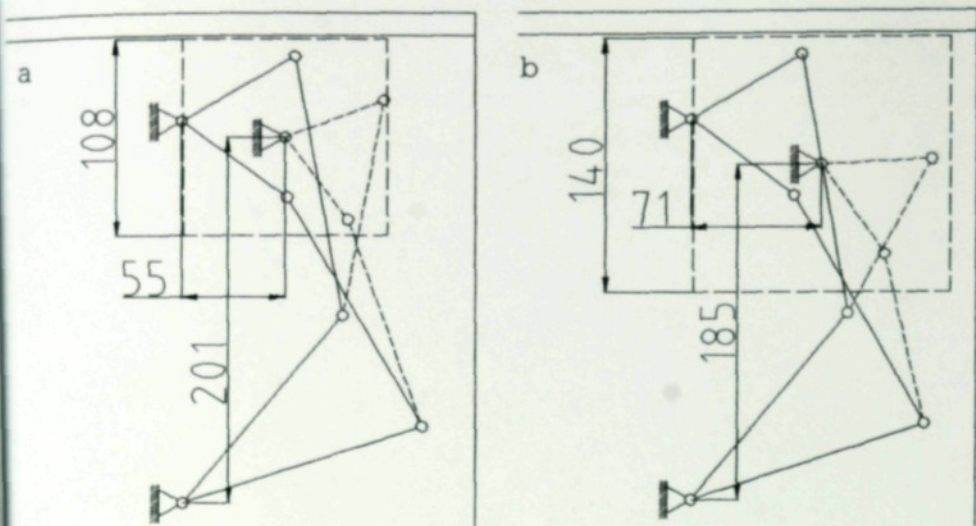
Návrhy, ve kterých je hraniční čarou spojnice mezi osou vstupního hřídele a osou hřídele držáku současného řešení - obr. 3.3a, obr. 3.3b.

Ve znázorněných kinematických schématech je čárkovaně zobrazen vnější obrys servopohonu. Navržený mechanismus je zakreslen rovněž čárkovaně v obou krajních polohách pro srovnání pootočení kliky mezi krajními polohami.

Porovnání navržených variant řešení

Srovnání navrhovaných hodnot je se současnými hodnotami kliky a, a úhlu b, podle obr. 3.1.

Současná hodnota úhlu $a, = 23,8854^\circ$, délka kliky $b, = 70$ mm.



Obr. 3.3 - Návrh umístění převodovky a posilovacího mechanismu

Návrh podle obr. 3.3a, vyhovuje oběma podmínkám: zmenšený krouticí moment, dodržení mezních hranic vymezených chlazením. Navržený úhel $\alpha = 17,0675^\circ$, délka kliky $b = 56$ mm.

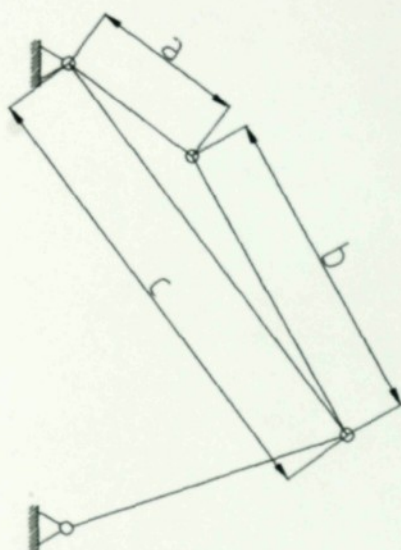
Návrh podle obr. 3.3b nevyhovuje požadavku na zmenšený krouticí moment než je současný a ani předpoklad snížení úhlu vzpříčení mezi pákami není splněn. Navržený úhel $\alpha = 21,8222^\circ$, rameno kliky $b = 60$ mm.

Zvolená varianta řešení je podle obr. 3.3a.

Vyhovuje požadavku zmenšení krouticího momentu, úhel mezi klikou a těhlicí je na přijatelné hodnotě. Úhel mezi těhlicí a ramenem držáku forem je blízký k 90° a tak je nejlépe využito přenosu síly z těhlice na rameno držáku formy.

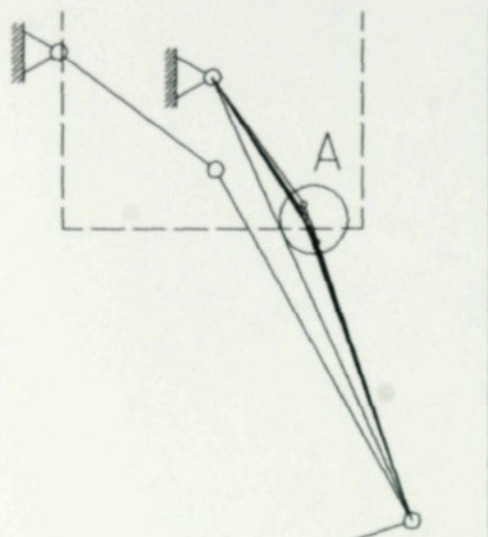
3.4 Volba rozměrů součástí mechanismu

Při volbě rozměrů jednotlivých součástí mechanismu byly zadány tyto vstupní parametry: počáteční a koncový bod mechanismu, rozměry a poloha výstupního vahadla. Návrh byl proveden metodou predikce - korekce. Dle požadavků fy. SKLOSTROJ je v mechanismu určující pro rozměry členů rozdíl mezi délkou naměřenou od vstupního bodu mechanismu ke koncovému bodu ramene držáku a součtem délek vidlice a článku - obr. 3.4. Tato veličina ($a+b-c$) udává, o kolik je součet délek vidlice a článku větší oproti vzdálenosti bodů mezi kterými jsou umístěny. Potom ani nepřesnosti při výrobě a vůle vzniklé při provozu ($\sim 0,1$ mm) nezpůsobí stav úplného vzpříčení, či dokonce překývnutí vidlice a článku na opačnou stranu.



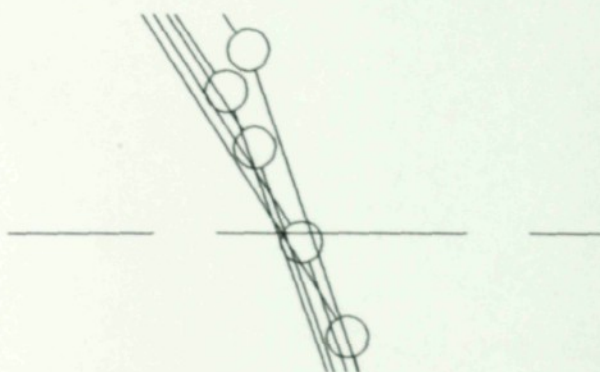
Obr. 3.4 - Schéma poměrového trojúhelníku

Postup návrhu rozměrů členů mechanismu pro umístění servopohonu podle obr. 3.3a, je zobrazen na obr. 3.5. Detail A je na obr. 3.6.



Obr. 3.5 - Proměnlivé uspořádání rozměrů členů mechanismu

V návrhu je zobrazeno srovnání pěti volených délek vidlice. Pro možnost využití současné vidlice je zahrnuta jako první délka 70 mm a následují odstupňované délky 65, 60 mm 57 a 56 mm. Délky článku byly voleny po 0,5 mm, jak umožňuje výrobní technologie. Hlavním požadavkem bylo zachování svěrné síly a vzhledem k tomu se přizpůsobovaly délky článku. Výsledný úhel blízký vzpříčení je dán délkami vidlice a článku.



Obr. 3.6 - Detail A z návrhu rozměrů mechanismu

Z obr. 3.6 je patrná výraznější změna polohy kloubu mechanismu oproti řadě předchozích návrhů. Toto vybočení je způsobeno výrazným nárůstem rozdílu jednotlivých stran trojúhelníku - obr. 3.4.

Další zmenšování ramene vidlice by bylo neúměrné s ohledem na velikost úhlu pootočení mezi koncovými polohami vidlice.

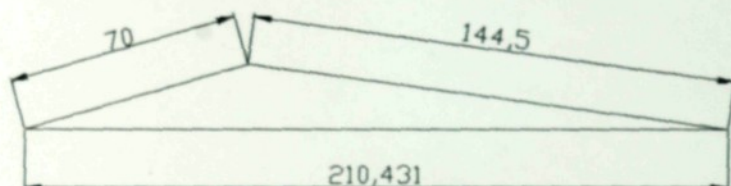
Určitý vliv na rozměr vidlice má jmenovitý rozměr vstupního hřídele mechanismu a velikost oka članku, ve kterém je umístěno pouzdro. Při zachování těchto rozměrů není možné navrhnout rameno vidlice kratší než 50 mm.

Zvolené rozměry členů mechanismu: rameno vidlice 56 mm

délka članku 120 mm

3.4.1 Geometrické požadavky na mechanismus

Současný stav - obr. 3.7

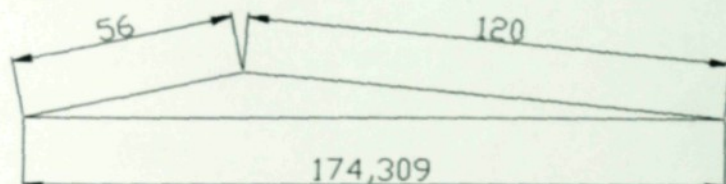


Obr. 3.7 - Poměr stran trojúhelníku současného řešení

Rozdíl součtu odvěsen od přepony

$$|210,431 - (70 + 144,5)| = 4,069 \text{ mm}$$

Navržené řešení - obr. 3.8



Obr. 3.8 - Poměr stran trojúhelníku navrženého řešení

$$|174,309 - (56+120)| = 1,691 \text{ mm}$$

Tato hodnota je pro skutečné řešení přijatelné. Hodnota maximálních vůlí mezi čepem a ložiskem činí ~0,1 mm. Potom součet vůlí ve třech kloubech snižuje hodnotu rozdílu na 1,391 mm.

3.5 Zatížení jednotlivých členů mechanismu

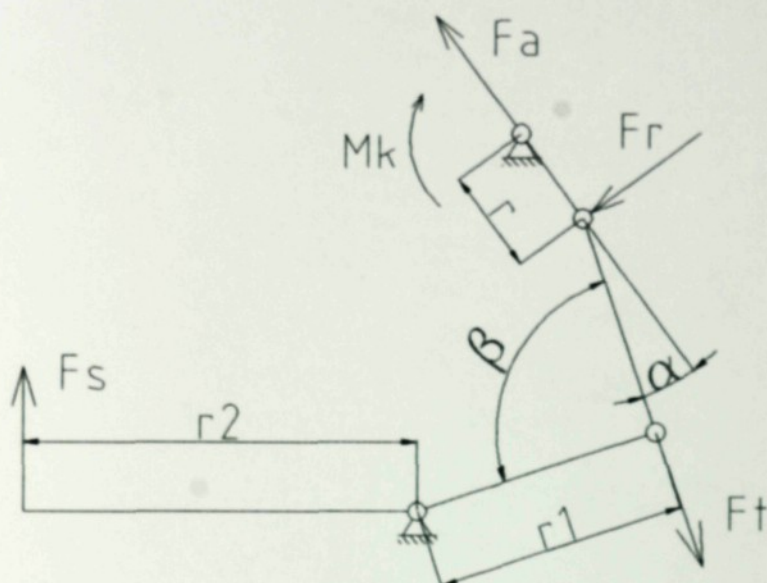
3.5.1 Popis konstrukce posilovacího mechanismu

Posilovací mechanismus (výkres 0-DP 003379-1-0-00) se skládá ze vstupního vahadla - pozice 13 označovaného jako vidlice, těhlice - pozice 12 označované jako článek a výstupního vahadla, které tvoří rameno držáku forem - pozice 11. Spojení jednotlivých členů mechanismu je provedeno pomocí čepů - pozice 14 a - pozice 15. Čep je v rameni držáku zajištěn proti pootočení kolíkem - pozice 32 zapadajícím do drážky v rameni. Uložení obou čepů v článku je v kalených pouzdrech (výkres 3-DP 003379-1-12-00). Na straně držáku, z prostorových možností, jsou v článku pouzdra dvě - pozice 3, na straně vidlice jen jedno - pozice 2. Zajištění čepu ve vidlici proti pootočení je svěrným spojem pomocí šroubů - pozice 36. Vidlice je na spojovacím hřídeli také spojena pomocí svěrného spoje. Pohon mechanismu je sestavou složenou ze servomotoru a planetové převodovky - pozice 8. Spojení motoru a převodovky (výkres 3-DP 003379-1-8-00) je šrouby - pozice 3 na přírubách, hřídel motoru je připojen svěrným spojem přímo v převodovce. Výstupní hřídel z převodovky je spojen se vstupním hřídelem mechanismu svěrným spojem - pozice 4. Vstupní hřídel mechanismu je uložen ve stojanu držáku ve válečkovém ložisku - pozice 24 a dvojicí jehlových ložisek - pozice 23. Na konci hřídele je kuličkové ložisko se vnitřním těsněním - pozice 3 (výkres 3-DP 003379-1-17-00). Uložení hřídele je staticky neurčité. Přesto se tato konstrukce používá, protože volný konec vstupního hřídele je značně

namáhán při sevření forem. Pro zmenšení průhybu při zatížení je hřidel uložen na konci nad vidlicí do třmenu. Tato součást spojuje hřidel držáku a oba konce vstupních hřidelů.

3.5.2 Podrobnější výpočet působících sil v mechanismu

Kontrolní výpočet sil v mechanismu.



Obr. 3.9 - Výpočtové schéma sil v mechanismu

Navržené hodnoty:

$$M_k = 300 \text{ Nm}$$

$$\alpha = 17,0675^\circ$$

$$\beta = 89,3853^\circ$$

$$r = 56 \text{ mm}$$

$$r_1 = 133,95 \text{ mm}$$

$$r_2 = 210 \text{ mm}$$

Svěrná síla na formy u navrženého řešení

$$F_s = \frac{M_k \cdot r_1 \cdot \sin \beta}{r \cdot r_2 \cdot \sin \alpha}$$

$$F_s = \frac{300000}{56} \cdot \frac{133,95}{210} \cdot \frac{\sin 89,3853^\circ}{\sin 17,0675^\circ}$$

$$F_s = 11641 \text{ N}$$

Svěrná síla dosahuje hodnoty, která je vyšší než u současného řešení.

Výpočet ostatních sil v mechanismu

Axiální síla ve vidlici - obr. 3.9

$$F_a = \frac{M_k}{r \cdot \operatorname{tg} \alpha}$$

$$F_a = \frac{300000}{56 \cdot \operatorname{tg} 17,0675^\circ}$$

$$F_a = 17,44 \text{ kN}$$

Radiální síla ve vidlici - obr. 3.9

$$F_r = \frac{M_k}{r}$$

$$F_r = \frac{300000}{56}$$

$$F_r = 5357 \text{ N}$$

Síla v článku - obr. 3.9

$$F_t = \frac{M_k}{r \cdot \sin \alpha}$$

$$F_t = \frac{300000}{56 \cdot \sin 17,0675^\circ}$$

$$F_t = 18,25 \text{ kN}$$

3.5.3 Hodnoty napětí a bezpečnosti jednotlivých členů mechanismu

3.5.3.1 Výpočet tlaků v ložiscích

Výpočet tlaků v ložiscích a namáhání při zatížení článku silou F_t - obr. 3.10.

Tlak v ložisku článku ve vidlici

Vstupní hodnoty

$$F_t = 18,25 \text{ kN}$$

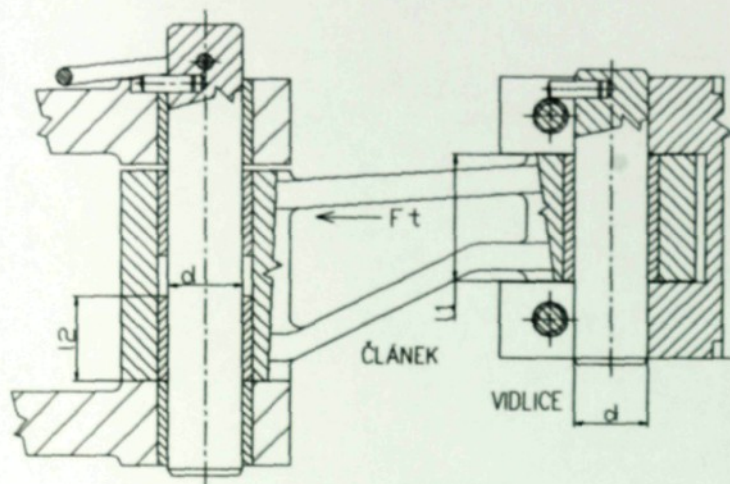
$$d = 22 \text{ mm}$$

$$l_1 = 37 \text{ mm}$$

$$p = \frac{F_t}{d \cdot l_1}$$

$$p = \frac{18250}{22 \cdot 37}$$

$$p = 22,42 \text{ MPa}$$



Obr. 3.10 Konstrukční schéma posilovacího mechanismu

Tlak v obou ložiscích článku a držáku

$$F_t = 18,25 \text{ kN}$$

$$d = 22 \text{ mm}$$

$$l_2 = 25 \text{ mm}$$

$$p = \frac{F_t}{2 \cdot d \cdot l_2}$$

$$p = \frac{18250}{2 \cdot 22 \cdot 25}$$

$$p = 16,6 \text{ MPa}$$

Bezpečnost

$p_s = 30 \text{ MPa}$ - Hodnota pro zatížený posuvný drážkovaný spoj

$$p = 22,42 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{p_s}{p}$$

$$k = \frac{30}{22,42}$$

$$k = 1,3$$

Ložiska jsou z materiálu 14 220.9 (cementováno a kaleno) s $R_e = 600$ MPa a protože se nejedná o ložiskový materiál pro kluzné uložení, ale spíše se jedná o statické, je bezpečnost dostatečná.

3.5.3.2 Namáhání čepu na střih ve dvou průřezech

Namáhání čepu při sevření forem - obr. 3.10

$$F_t = 18,25 \text{ kN}$$

$d = 22 \text{ mm}$ - průměr čepu

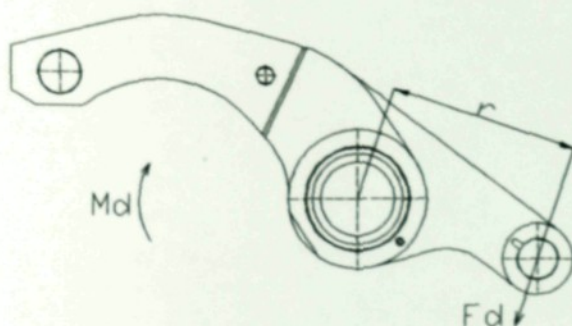
$$\tau_1 = \frac{4 \cdot F_t}{2 \cdot n \cdot d^2}$$

$$\tau_1 = \frac{4 \cdot 18250}{2 \cdot n \cdot 22^2}$$

$$\tau_1 = 24 \text{ MPa}$$

Namáhání čepu při otevírání a zavírání formy dynamickým momentem

Zrychlení držáku formy při pohybu



Obr. 3.11 - Dynamická síla držáku na čep

$$\varphi = 32^\circ$$

$$t = 0,3 \text{ s}$$

$$\varepsilon = \frac{4 \cdot \varphi}{t^2}$$

$$\varepsilon = \frac{4 \cdot 0,5585}{0,3^2}$$

$$\varepsilon = 24,8 \text{ s}^{-2}$$

Dynamický moment držáku - obr. 3.11

$$J = 1,563 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$$

$$\varepsilon = 24,8 \text{ s}^{-2}$$

$$M_d = \varepsilon \cdot J$$

$$M_d = 24,8 \cdot 1,563$$

$$M_d = 38,76 \text{ Nm}$$

Dynamická síla na čep - obr. 3.11.

$$M_d = 38,76 \text{ Nm}$$

$$r = 133,95 \text{ mm}$$

$$F_d = \frac{M_d}{r}$$

$$F_d = \frac{38760}{133,95}$$

$$F_d = 289,4 \text{ N}$$

Namáhání čepu při pohybu mezi koncovými polohami.

$$F_t = 289,4 \text{ N}$$

$d = 22 \text{ mm}$ - průměr čepu

$$\tau_1 = \frac{4 \cdot F_t}{2 \cdot \pi \cdot d^2}$$

$$\tau_1 = \frac{4 \cdot 289,4}{2 \cdot \pi \cdot 22^2}$$

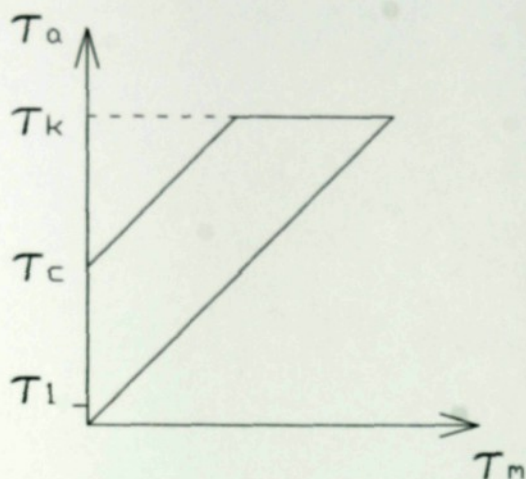
$$\tau_1 = 0,38 \text{ MPa}$$

Výpočet bezpečnosti

Smithův diagram pro dynamické namáhání čepu - obr. 3.12.

Poměr mezi napětím τ_1 a τ_2 je značný. pro výpočet bezpečnosti

postačí hodnota τ_1 uvažovaná jako míjivé zatížení.



Obr. 3.12 - Smithův diagram pro namáhání čepu

Hodnota středního napětí

$$\tau_s = \frac{\tau_1}{2}$$

$$\tau_s = \frac{24}{2}$$

$$\tau_s = 12 \text{ MPa}$$

Bezpečnost

Čep je z materiálu 14 220.9 (cementováno a kaleno) s $R_p = 800 \text{ MPa}$

$$\tau_c = 0,25 \cdot R_p$$

$$\tau_c = 0,25 \cdot 800$$

$$\tau_c = 200 \text{ MPa}$$

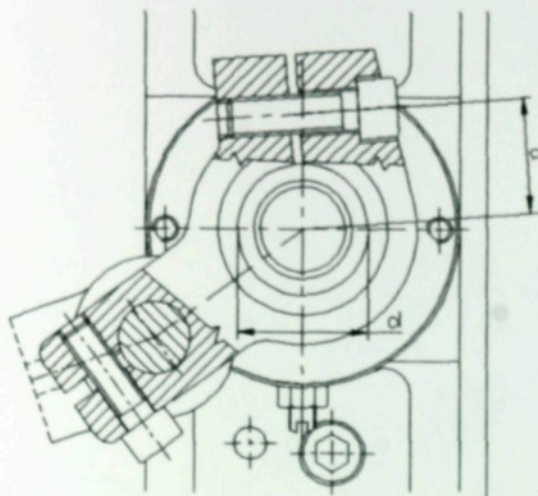
$$k = \frac{\tau_c + \tau_s}{\tau_1}$$

$$k = \frac{200 + 12}{24}$$

$$k = 8,83$$

3.5.3.3 Výpočet svěrného spoje vidlice dvěma šrouby

Konstrukční řešení spoje je na obr. 3.13.



Obr. 3.13 - Konstrukční řešení svěrného spoje vidlice

Síla na jeden šroub

$$M_k = 300 \text{ Nm}$$

$$a = 35 \text{ mm}$$

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

$$\mu = 0,1$$

$$F = \frac{2 \cdot M_k \cdot d/2}{2 \cdot d \cdot \mu \cdot a + d/2}$$

$$F = \frac{2 \cdot 300000 \cdot 20}{2 \cdot 40 \cdot 0,1 \cdot 35 + 20}$$

$$F = 27,3 \text{ kN}$$

Namáhání jednoho šroubu M12 pevnostní třídy 8.8

$$F = 27,3 \text{ kN}$$

$$S = 84,3 \text{ mm}^2$$

$$R_e = 640 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \frac{F}{S}$$

$$\sigma = \frac{27300}{84,3}$$

$$\sigma = 324 \text{ MPa}$$

Bezpečnost

$$k = \frac{R_e}{\sigma}$$

$$k = \frac{640}{324}$$

$$k = 1,98$$

Tlak na hřídeli vidlice od sevření svěrného spoje šrouby

$$F = 27,3 \text{ kN}$$

$$a = 35 \text{ mm}$$

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

$l = 73 \text{ mm}$ - délka svěrného spoje

$$p_1 = \frac{F}{d \cdot l} \cdot \frac{d/2 + a}{d/2}$$

$$p_1 = \frac{27300}{40 \cdot 73} \cdot \frac{20 + 35}{20}$$

$$p_1 = 25,7 \text{ MPa}$$

Tlak na hřídeli vidlice od axiální síly ve vidlici - obr. 3.9

$$F_a = 17,44 \text{ kN}$$

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

$l = 73 \text{ mm}$ - délka svěrného spoje

$$p_2 = \frac{F}{d \cdot l}$$

$$p_2 = \frac{17440}{40 \cdot 73}$$

$$p_2 = 6 \text{ MPa}$$

Celkový tlak na hřídeli vidlice

$$p = p_1 + p_2$$

$$p = 25,7 + 6$$

$$p = 31,7 \text{ MPa}$$

Výpočet bezpečnosti

Materiál vidlice je 42 2306 s $R_{p0,2}=370$ MPa

Dovolený tlak $p_d=70$ MPa

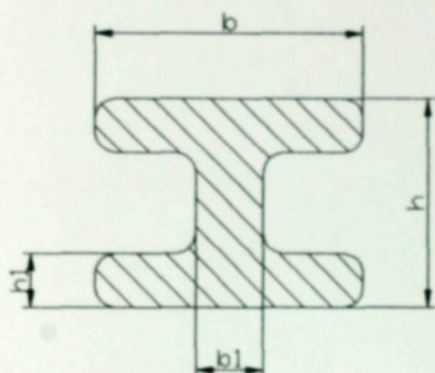
$$k = \frac{p_d}{p}$$

$$k = \frac{70}{31,7}$$

$$k=2,2$$

3.5.3.4 Namáhání článku tlakem

Kontrolní výpočet namáhání článku. Plocha průřezu - obr. 3.14.



Obr. 3.14 - Plocha průřezu článku

Výpočet plochy průřezu článku

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

$$h=31 \text{ mm}$$

$$b_1=10 \text{ mm}$$

$$h_1=8 \text{ mm}$$

$$S=b \cdot h_1 + 2 \cdot (h-h_1) \cdot b_1$$

$$S=40 \cdot 10 + 2 \cdot (31-8) \cdot 10$$

$$S=790 \text{ mm}^2$$

Tlakové napětí

$$F_t=18,25 \text{ kN síla v těhlici - obr. 3.9}$$

$$S=790 \text{ mm}^2 - \text{plocha průřezu článku}$$

$$\sigma_d = \frac{F_t}{S}$$

$$\sigma_d = \frac{18250}{790}$$

$$\sigma_d = 23,1 \text{ MPa}$$

Výpočet bezpečnosti

Materiál článku byl doporučen 42 2306 s $R_{p0,2} = 370 \text{ MPa}$

Uvažují dovolený tlakové napětí pro mĭjivé zatížení $p_d = 310 \text{ MPa}$.

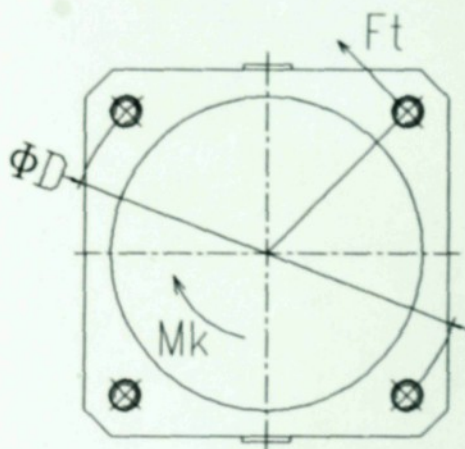
$$k = \frac{p_d}{\sigma_d}$$

$$k = \frac{310}{23,1}$$

$$k = 13,4$$

3.5.3.5 Připevnění příruby převodovky

Kontrola připevnění příruby převodovky ke stojanu



Obr. 3.15 - Výpočtové schéma připevnění příruby

Vstupní hodnoty výpočtu

$\Phi D = 115 \text{ mm}$ - roztečná kružnice

$M_k = 300 \text{ Nm}$

$\mu = 0,4$

Síla na jeden šroub

$$F_s = \frac{M_k}{2 \cdot D \cdot \mu}$$

$$F_s = \frac{300000}{2 \cdot 115 \cdot 0,4}$$

$$F_s = 13043 \text{ N}$$

Kontrola napětí ve šroubu M8 třídy pevnosti 6.8

$$F_s = 13043 \text{ N}$$

$$S = 36,6 \text{ mm}^2$$

$$\sigma = \frac{F_s}{S}$$

$$\sigma = \frac{13043}{36,6}$$

$$\sigma = 356 \text{ MPa}$$

Bezpečnost

$$R_e = 480 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{R_e}{\sigma}$$

$$k = \frac{480}{356}$$

$$k = 1,3$$

3.5.3.6 Svěrný spoj na hřídeli převodovky

Prostorově náročné umístění neumožňuje použití spojky.

Konstrukce svěrného spoje je na obr. 3.16.

Vstupní hodnoty výpočtu

$$M_k = 300 \text{ Nm}$$

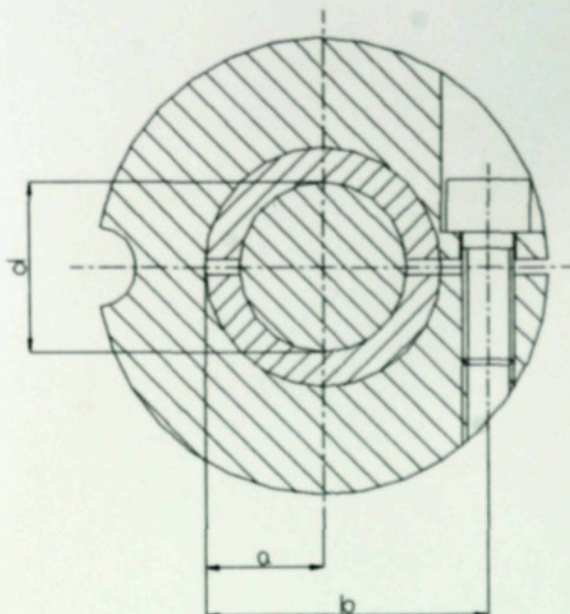
$$d = 32 \text{ mm}$$

$$a = 22,5 \text{ mm}$$

$$b = 54 \text{ mm}$$

$$\mu = 0,1$$

Spoj je se dvěma šrouby M10. Objímka je celistvá, protože při dělené objímce nelze zajistit stejné utažení šroubů po obou stranách spoje - obr. 3.16.



Obr. 3.16 - Konstrukce svěrného spoje

Síla na jeden šroub

$$F_N = \frac{M_k}{2 \cdot D \cdot \mu}$$

$$F_N = \frac{300000}{115 \cdot 0,4} \cdot \frac{22,5}{54}$$

$$F_N = 46,9 \text{ kN}$$

Kontrola namáhání šroubu o třídě pevnosti 12.9

$$F_N = 46,9 \text{ kN}$$

$$S = 58 \text{ mm}^2$$

$$\sigma = \frac{F_N}{S}$$

$$\sigma = \frac{46900}{58}$$

$$\sigma = 808 \text{ MPa}$$

Bezpečnost

$$R_e = 1080 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{R_e}{\sigma}$$

$$k = \frac{1080}{808}$$

$$k = 1,3$$

Kontrola otláčení hřídele

Normální síla na hřídel od svěrného spoje - obr. 3.16

$$M_k = 300 \text{ Nm}$$

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

$$l = 50 \text{ mm} - \text{délka svěrného spoje}$$

$$\mu = 0,1$$

$$N = \frac{2 \cdot M_k}{d \cdot \mu}$$

$$N = \frac{2 \cdot 300000}{32 \cdot 0,1}$$

$$N = 187,5 \text{ kN}$$

Tlak na hřídel

$$p = \frac{N}{d \cdot l}$$

$$p = \frac{187500}{32 \cdot 50}$$

$$p = 117 \text{ MPa}$$

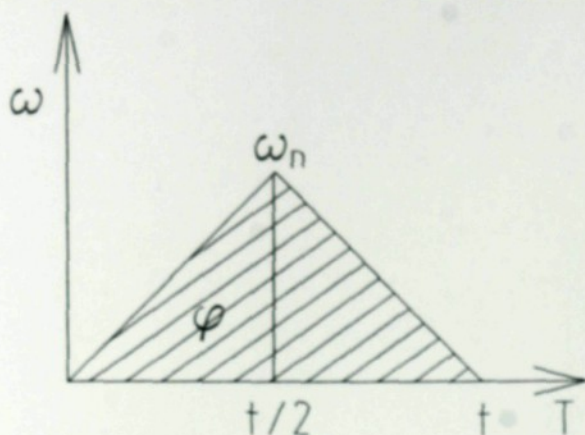
Dovolená hodnota $p_d = 120 \text{ MPa}$. Tato hodnota je pro spoj perem, kde je hřídel i náboj z oceli (1). Namáhání na otláčení je vyhovující.

3.5.4 Dynamické zatížení mechanismu

Zatížení mechanismu je, v průběhu pohybu, proměnné vlivem změny úhlů mezi jednotlivými členy mechanismu.

3.5.4.1 Výpočet zrychlení vstupního vahadla

Pro počáteční přiblížení je uvažován trojúhelníkový rozběhový diagram - obr. 3.17 s konstantním zrychlením.



Obr. 3.17 Závislost ω na čase t

Potom pro první část rozběhu platí rovnice

$$\omega_1 = \epsilon_1 \cdot t$$

$$\varphi_1 = \frac{1}{2} \cdot \epsilon_1 \cdot t^2$$

Pro druhou část rozběhu platí

$$\omega_2 = 2 \cdot \omega_n - \epsilon_2 \cdot t$$

$$\varphi_2 = 2 \cdot \omega_n \cdot t - \frac{1}{2} \cdot \epsilon_2 \cdot t^2$$

Potom, pro odečtené hodnoty otočení vstupního vahadla

mechanismu je úhel otočení $\varphi = 68,9897^\circ$ (1,2041 rad) a požadovaný

čas potřebný pro uzavření forem $t = 0,3$ s, je vypočtená hodnota

úhlového zrychlení

$$\epsilon = \frac{4 \cdot \varphi}{t^2}$$

$$\epsilon = \frac{4 \cdot 1,2041}{0,3^2}$$

$$\epsilon = 53,52 \text{ s}^{-1}$$

Hodnota úhlové rychlosti

$$\omega_n = \frac{2 \cdot \varphi}{t}$$

$$\omega_n = \frac{2 \cdot 1,2041}{0,3}$$

$$\omega_n = 8,03 \text{ s}^{-1}$$

Výstupní otáčky převodovky

$$n = \frac{\omega}{2 \cdot \pi} \cdot 60$$

$$n = \frac{8,03}{2 \cdot \pi} \cdot 60$$

$$n = 76,7 \text{ min}^{-1}$$

Pro výpočet zatěžujících dynamických momentů je zapotřebí znát převodový poměr mezi uvažovanými hmotnými držáky, čelistmi a formami a místem uvažovaného pohonu.

Převod se nejrychleji zjistí pomocí rovnosti pohybové energie pohybujících se členů mechanismu jenž konají rotační pohyb. Největší zatížení dynamickým momentem je na počátku pohybu držáku forem.

$$\frac{1}{2} \cdot J_{\text{red}} \cdot \omega_1^2 = \frac{1}{2} \cdot J_2 \cdot \omega_2^2$$

Poměr mezi momenty setrvačnosti

$$J_{\text{red}} = J_2 \cdot \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2$$

3.5.4.2 Výpočet převodního vztahu poměru úhlových rychlostí

Tento poměr slouží k výpočtu redukováného momentu setrvačnosti na vstupní hřídel mechanismu. Výchozí vztah je převod rychlosti pomocí tuhé úsečky- obr. 3.18. Výpočet je proveden pomocí úhlů v mechanismu. Význam jednotlivých úhlů je na obr. 3.19. Pro odvození velikosti úhlů je použito výpočtové schéma - obr. 3.20.

Vstupní hodnoty výpočtu podle obr. 3.20

$$M_k = 509,6 \text{ Nm}$$

$$r_1 = 70 \text{ mm}$$

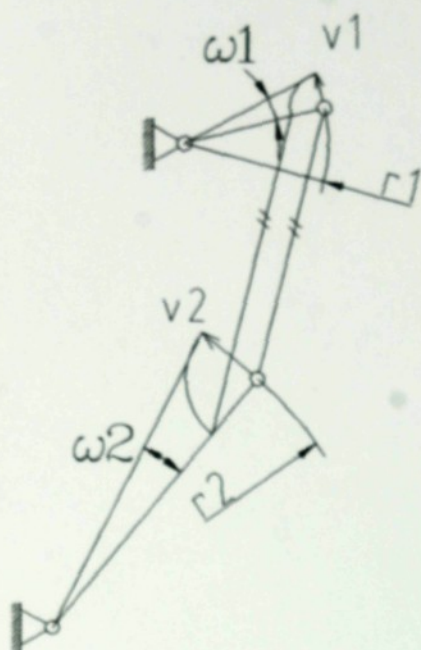
$$r_2 = 144,5 \text{ mm}$$

$$r_3 = 133,594 \text{ mm}$$

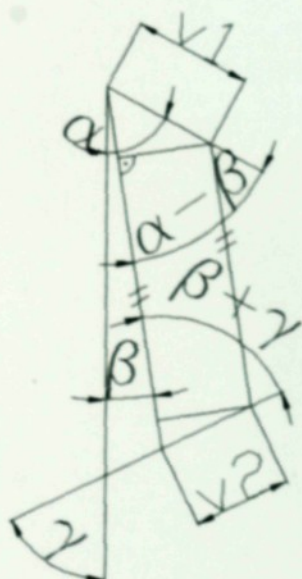
$$x = 55 \text{ mm}$$

$$y = 210 \text{ mm}$$

Úhel α je v rozsahu $104,3022^\circ$ až $35,3223^\circ$ při uzavírání forem.

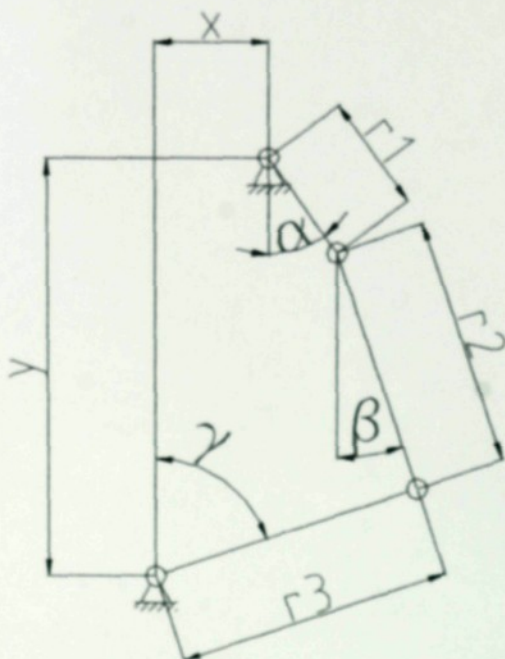


Obr. 3.18 - Schéma metody tuhosti úsečky



Obr. 3.19 - Schéma vztahu úhlů k metodě tuhosti úsečky

Rychlosti v_1 , v_2 jsou pootočené rychlosti z obr. 3.18.



Obr. 3.20 - Výpočtové schéma přenosu momentu

Vektorové rovnice

$$r_1 \cdot \cos \alpha + r_2 \cdot \cos \beta = y - r_3 \cdot \cos \gamma$$

$$x + r_1 \cdot \sin \alpha + r_2 \cdot \sin \beta = r_3 \cdot \sin \gamma$$

Vyjádření úhlu β

$$a + b \cdot \cos \beta + c \cdot \sin \beta = 0$$

kde

$$a = r_1^2 + r_2^2 - r_3^2 + x^2 + y^2 + 2 \cdot x \cdot r_1 \cdot \sin \alpha - 2 \cdot y \cdot r_1 \cdot \cos \alpha$$

$$b = 2 \cdot r_1 \cdot r_2 \cdot \cos \alpha - 2 \cdot y \cdot r_2$$

$$c = 2 \cdot r_1 \cdot r_2 \cdot \sin \alpha + 2 \cdot x \cdot r_2$$

Dosazením vztahů

$$\sin \beta = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta}}$$

$$\cos \beta = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta}}$$

Vznikne rovnice

$$M \cdot \operatorname{tg} \beta^2 + N \cdot \operatorname{tg} \beta + O = 0$$

kde

$$M = a^2 - c^2$$

$$N = -2 \cdot b \cdot c$$

$$O = a^2 - b^2$$

Konečné vyjádření úhlu β

$$\beta = \operatorname{arctg} \left(\frac{-N + \sqrt{N^2 - 4 \cdot M \cdot O}}{2 \cdot M} \right)$$

Obdobně je vyjádřen vztah pro úhel γ

$$a + b \cdot \cos \gamma + c \cdot \sin \gamma = 0$$

kde

$$a = r_1^2 - r_2^2 + r_3^2 + x^2 + y^2 + 2 \cdot x \cdot r_1 \cdot \sin \alpha - 2 \cdot y \cdot r_1 \cdot \cos \alpha$$

$$b = 2 \cdot y \cdot r_3 - 2 \cdot r_1 \cdot r_3 \cdot \cos \alpha$$

$$c = -2 \cdot r_1 \cdot r_3 \cdot \sin \alpha - 2 \cdot x \cdot r_3$$

Dosažením vztahů

$$\sin \gamma = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \gamma}}$$

$$\cos \gamma = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \gamma}}$$

Vznikne rovnice

$$M \cdot \operatorname{tg} \gamma^2 + N \cdot \operatorname{tg} \gamma + O = 0$$

kde

$$M = a^2 - c^2$$

$$N = -2 \cdot b \cdot c$$

$$O = a^2 - b^2$$

Konečné vyjádření úhlu γ

$$\gamma = \operatorname{arctg} \left(\frac{-N + \sqrt{N^2 - 4 \cdot M \cdot O}}{2 \cdot M} \right)$$

Pro výpočet průběhu převodu mezi vahadly se využijí úhly α , β ,

γ .

Jejich užitím se stanoví převodová funkce pro mechanismus

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{r_1 \cdot \sin(\alpha - \beta)}{r_2 \sin(\beta + \gamma)}$$

Výpočet redukovaného momentu na výstupní hřídel převodovky

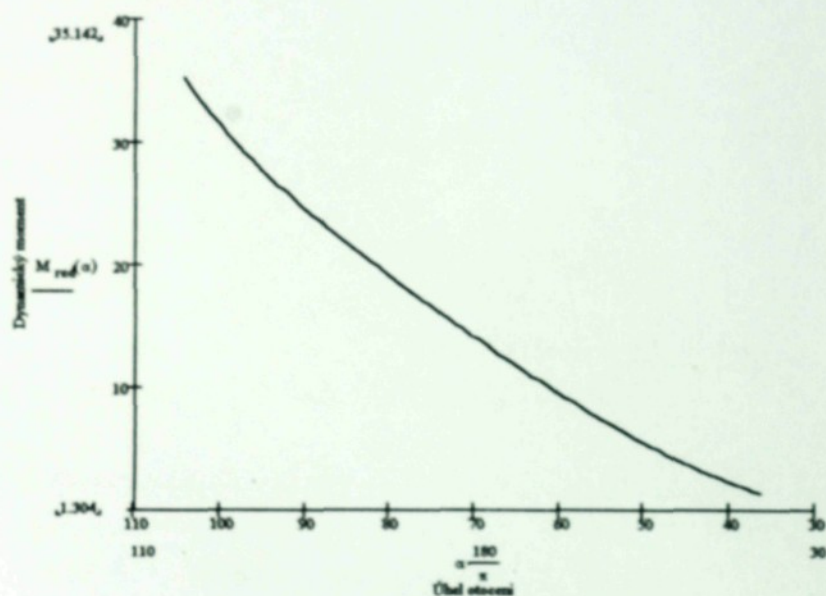
$$J_{red} = J_2 \cdot \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2$$

Moment je vypočten ze vztahu

$$M_{red} = J_{red} \cdot \epsilon$$

Průběh momentu během otáčení je zobrazen na grafu 3.1.

Z hodnot momentu v grafu je patrné, že dynamický moment je mnohem menší než statický moment, nutný k vyvození svěrné síly. Proto při výběru motoru byl důležitý statický přidržený moment, který, zvětšený pomocí převodovky, je schopen vyvinout potřebný moment na vstupní vahadlo mechanismu.

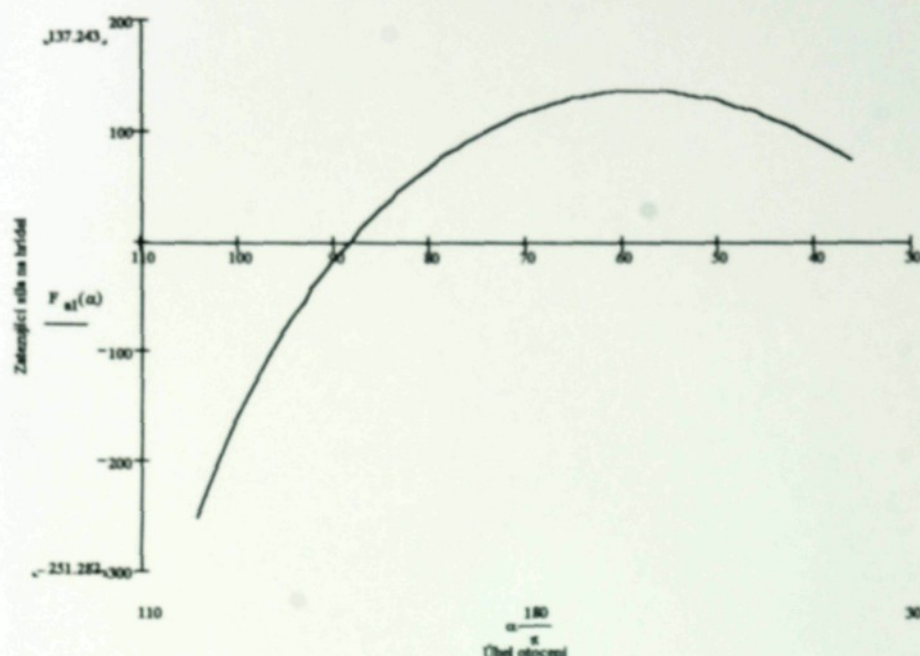


Graf 3.1 Průběh dynamického momentu

Na grafu 3.2 je zakreslen průběh síly F_s podle obr. 3.9 vyvozené mechanismem na vstupní hřídel podle vzorce:

$$F_s = \frac{M_{red}}{r_1 \cdot \tan \alpha}$$

Maximální hodnoty, kterých síla dosahuje jsou podstatně menší než síla při sevření forem. Proto pro kontrolu ložisek postačí namáhání na statické zatížení.



Graf 3.2 Průběh síly působící na vstupní hřídel

3.5.5 Kontrola zatížení ložisek a hřídele

Kontrola ložisek je pouze na statické namáhání, které je mnohem větší než, zatížení při pohybu mechanismu.

Výpočet zatěžujících sil na ložiska Vztahy pro výpočet reakcí s využitím Mohrovy metody

vstupní hodnoty výpočtu podle obr. 3.21

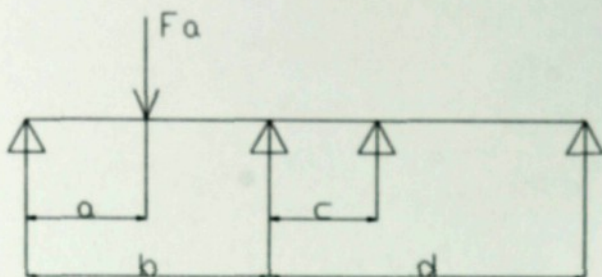
$a=60$ mm

$b=132,5$ mm

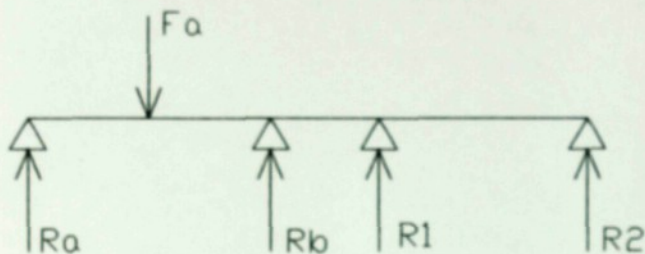
$c=72,5$ mm

$d=121$ mm

$F_a=17,44$ kN



Obr. 3.21 - Schéma uložení vstupního hřídele



Obr. 3.23 - Schéma reakcí působících na hřídel

$$R_2 = \frac{F_a \cdot \frac{a(b-a)}{b} \cdot \left(\frac{a^2}{3} + \frac{b-a}{2} \cdot \left(b - \frac{2}{3}(b-a) \right) \right)}{\frac{b^2 d}{3} + \frac{b d^2}{3} - \frac{b^2 d^3}{3c^2} - \frac{b d^2}{2c} \cdot \left(d - \frac{1}{3}c \right)}$$

$$R_2 = \frac{17440 \cdot \frac{60(132,5-60)}{132,5} \cdot \left(\frac{60^2}{3} + \frac{132,5-60}{2} \cdot \left(132,5 - \frac{2}{3}(132,5-60) \right) \right)}{\frac{132,5^2 \cdot 121}{3} + \frac{132,5 \cdot 121^2}{3} - \frac{132,5^2 \cdot 121^3}{3 \cdot 72,5^2} - \frac{132,5 \cdot 121^2}{2 \cdot 72,5} \cdot \left(121 - \frac{1}{3}72,5 \right)}$$

$$R_2 = -1272 \text{ N}$$

Reakce R_2 je síla na hřídel převodovky. Pro obtížné určení působení síly je její nositelka umístěna do poloviny délky hřídele. V tomto místě je dovolené zatížení (4) $F_{ra}=7180 \text{ N}$.

$$R_1 = -R_2 \cdot \frac{d^3}{c^3}$$

$$R_1 = 1272 \cdot \frac{121^3}{72,5^3}$$

$$R_1 = 5914 \text{ N}$$

Ložisko zatížené silou R_1 je typ NU209 se základní statickou únosností $C_0=23600 \text{ N}$. Doporučená statická bezpečnost $s_0=2$.

$$\frac{C_2}{R_1} = 4$$

Bezpečnost ložiska je vyhovující.

$$R_b = \frac{F \cdot a - R_1 \cdot (b+c) - R_2 \cdot (b+d)}{b}$$

$$R_b = \frac{17440 \cdot 60 - 5914 \cdot (132,5 + 72,5) + 1272 \cdot (132,5 + 121)}{132,5}$$

$$R_b = 1181 \text{ N}$$

Uložení, v němž působí reakce R_b , je složeno ze dvojice jehlových ložisek typu NKIS 40 nalisovaných ve společném pouzdře. Základní statická únosnost jednoho ložiska $C_0 = 72000 \text{ N}$. Konstrukce uložení je volena s ohledem na montáž a demontáž ložisek. Bezpečnost ložisek $k=6$ je vyhovující.

$$R_a = F - R_b - R_1 - R_2$$

$$R_a = 17440 - 1181 - 5914 + 1272$$

$$R_a = 11617 \text{ N}$$

Reakce R_a působí v uložení vstupního hřídele ve třmenu, který zmenšuje průhyb hřídele. Ložisko je typu 6306 2Z. Základní statická únosnost ložiska $C_0 = 15600 \text{ N}$. Doporučená statická bezpečnost je v rozmezí hodnot 1-1,5.

$$\frac{C_2}{R_1} = 1,3$$

Bezpečnost je v rozmezí povolených hodnot.

Kontrola hřídele

Kontrola duté části hřídele - pozice 3.

$$M_k = 300 \text{ Nm}$$

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

$$D = 45 \text{ mm}$$

$$\tau = \frac{M_k}{\pi \cdot (D^4 - d^4)} \cdot \frac{16 \cdot D}{16 \cdot D}$$

$$\tau = \frac{300000}{\pi \cdot (45^4 - 32^4)} \cdot \frac{16 \cdot 45}{16 \cdot 45}$$

$$\tau = 22,5 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí τ_c pro materiál hřídele 15 241 s $R_m=735$ MPa

$$\tau_c = 0,25 \cdot R_m$$

$$\tau_c = 0,25 \cdot 735$$

$$\tau_c = 184 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v krutu

$$k_t = \frac{\tau_c}{\tau}$$

$$k_t = \frac{184}{22,5}$$

$$k_t = 8,2$$

Namáhání na ohyb

Nejslabší místo je na vnitřním konci otvoru duté části hřídele.

Vstupní hodnoty výpočtu

$$R_2 = 1272 \text{ N}$$

$$l = 35 \text{ mm}$$

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

$$D = 45 \text{ mm}$$

$$\sigma = \frac{R_2 \cdot l}{\pi \cdot (D^4 - d^4)} \cdot \frac{32 \cdot D}{32 \cdot D}$$

$$\sigma = \frac{1272 \cdot 35}{\pi \cdot (45^4 - 32^4)} \cdot \frac{32 \cdot 45}{32 \cdot 45}$$

$$\sigma = 6,7 \text{ MPa}$$

Dovolené namáhání pro uvažovaný dutý hřídel bez vrubů

$$\sigma_{co} = 0,43 \cdot R_m$$

$$\sigma_{co} = 0,43 \cdot 735$$

$$\sigma_{co} = 316 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v ohybu

$$k_b = \frac{\tau_c}{\tau}$$

$$k_o = \frac{\sigma_{ec}}{\sigma}$$

$$k_o = 47$$

Celková bezpečnost

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_t} + \frac{1}{k_o}$$

$$k = \frac{k_t \cdot k_o}{k_t + k_o}$$

$$k = \frac{8,2 \cdot 47}{8,2 + 47}$$

$$k = 7$$

Hodnota bezpečnosti je dost vysoká, ale s ohledem na nejslabší místo hřídele, který je zatěžován střídavě s působícími rázy, není zbytečně velká.

3.5.6 Popis sestavy pohonu

Pohon je sestaven z planetové bezvúlové převodovky firmy SEW-EURODRIVE typ PSF512 N EK04 (4) a servomotoru M508H firmy VUES Brno a.s. (5).

Jmenovité hodnoty převodovky PSF512 N EK04

Jmenovitý moment	$M_k = 300 \text{ Nm}$
Jmenovité vstupní otáčky	$n_e = 1000 \text{ min}^{-1}$
Krátkodobé vstupní otáčky	$n_{e\max} = 4500$
Brzdňý moment	$M_b = 370 \text{ Nm}$
Převodové číslo	$i = 35$
Radiální zatížení hřídele	$F_{Ra} = 7180 \text{ N}$
Axiální zatížení hřídele	$F_{Aa} = 8850 \text{ N}$
Hmotnost	$m = 9,0 \text{ kg}$

Převodovka má výstupní hřídel o průměru 32 mm a výstupní čtvercovou přírubu o rozměru 105 mm. Největší rozměr ve čtvercovém půdorysu má poloha olejové zátky vzdálenost 54 mm od osy. Vstupní příruba je také čtvercová o rozměru 105 mm.

Požadavek na motor

Požadavek na zajištění přestavení mechanismu z jedné krajní polohy do druhé během času 0,3 s vyžaduje otáčky $n=76,7 \text{ min}^{-1}$.

Vstupní hodnoty výpočtu

$$i=35$$

$$M_k=300 \text{ Nm}$$

$$n=76,7 \text{ min}^{-1}$$

$$M_m = \frac{M_k}{i}$$

$$M_m = \frac{300}{35}$$

$$M_m=8,6 \text{ Nm}$$

$$n_m=i \cdot n$$

$$n_m=35 \cdot 76,7$$

$$n_m=2685 \text{ min}^{-1}$$

Při volbě motoru byla volba mezi servomotorem firmy SEW typu CFM71M s přidržným momentem 9,4 Nm a servomotorem firmy VUES Brno a.s. typ M508H s přidržným momentem 9,1 Nm, oba typy s klidovou brzdou.

Požadavek momentu vzhledem k převodovému číslu převodovky není důležitý.

Počty otáček jsou pro oba typy shodné $n=4500 \text{ min}^{-1}$.

Motory jsou s čtvercovou připevňovací přírubou rozměru 105 mm.

Délky motorů: CFM71M $l=325 \text{ mm}$

M508H $l=321 \text{ mm}$

Konečná volba byla ovlivněna tvarem motoru.

Motor CFM71M má válcový tvar kostry motoru o průměru 117 mm.

Motor M508H má největší půdorysný obrys tvořený pouze připevňovací přírubou a přesahují jej pouze konektory pro kabely.

Jmenovité hodnoty motoru

Přidržitý moment	$M_0 = 9,1 \text{ Nm}$
Jmenovitý moment	$M_N = 5,55 \text{ Nm}$
Jmenovité otáčky	$n_N = 4500 \text{ min}^{-1}$
Hmotnost motoru	$m = 10,2 \text{ kg}$

Motor H508M je vyhovující.

4 Popis sestavy

Mechanismus přední formy (výkres 0-DP 003379-1-0-00) je složen z pohonu sestaveného z planetové převodovky a servomotoru - poz.8. Výstupní hřídel převodovky je připojena svěrným spojem - poz.4 k hřídeli - poz.3 uloženém ve válečkovém ložisku poz.24 a dvojici jehlových ložisek - poz.23. Konec hřídele je uložen v kuličkovém ložisku ve třmenu - poz.17. Na drážkovanou část hřídele je svěrným spojem připevněna vidlice - poz.13. Čep - poz.15 spojuje vidlici a článek - poz.12. Druhý čep - poz.14 spojuje článek s ramenem držáku forem - poz.11. Poloviny držáku jsou otočně uloženy na hřídeli držáku poz. 9. Hřídel držáku je společně s oběma hřídelemi mechanismu spojena třmenem - poz.17. Třmen je přišroubován ke stojanu na jeho svislém rameni. Celá sestava je uložena na horní desce skříně, pohon je uložen uvnitř skříně.

5 Technickoekonomické zhodnocení.

Konstrukční řešení servopohonu posilovacího mechanismu držáku přední formy zkracuje současný posilovací řetězec a pohání každé rameno držáku samostatně. Synchronizace obou mechanismů je možná pomocí elektronického řízení motorů. Celý pohon je připojen ke stojanu držáku a ve srovnání se současným stavem je odstraněn z dolní desky skříně. Toto uspořádání umožňuje poměrně rychlou výměnu případně poškozeného pohonu za nový. Při výměně postačí odpojit mazání hřídele držáku,

elektrické napájení a řízení pohonů a demontovat připevňovací šrouby. Poté je možné celý pohon vyjmout ze skříně a nahradit jej novým. Servomechanismus umožňuje řízení chodu držáku a volitelný průběh dynamických veličin v mechanismu. Je též umožněno seřídít úhel otevření držáku podle sortimentu výroby a tím zkrátit čas potřebný na přestavení mechanismu. Elektrický servopohon není závislý na kvalitě média, jak je tomu u pneumatického pohonu. Pohon je zatěžován staticky pro vytvoření potřebné svěrné síly po dobu několika vteřin, celkové zatížení motoru je možné zmenšit použitím brzdy. Zatěžování převodovky má obdobný charakter jako zatížení motoru, životnost olejové náplně je podle výrobce na celou dobu životnosti převodovky. Pro potřeby přídavného mazání je určitá možnost připojení mazací trubičky do plnicího otvoru převodovky a vývod do dolní desky stojanu držáku s jednosměrným kuličkovým ventilem proti vnikání nečistot. Tento jednoduchý přívod maziva může zajistit doplňování olejové náplně při provozu.

Srovnání návrhu lze provést s řešením firmy HEYE. Jejich princip řešení pro přední formu spočívá v použití dvojitého šnekového soukolí poháněného jedním šnekem. Pohon je servomotorem. Výstupní hřídel je napojen na posilovací mechanismus působící do kloubu druhého posilovacího mechanismu. Jsou tedy použity také dva posilovací mechanismy. Nevýhodou řešení je dvojitý šnekový převod. Ten je určen především pro jednosměrný smysl otáčení nikoliv pro obousměrný. Určitou nevýhodou je také umístění servomotoru nad ventilovou skříň, čímž je znesnadněn přístup k výměně forem. Druhý postup náhrady je v záměně servopohonu se šroubovým převodem za pneumotor. Tím je zachován současný mechanismus, ale délka pohonu se zvětšila na rozměr větší než vnitřní prostor skříně a pohon byl umístěn vně skříně. Obě řešení však mají výhodu v použití pouze jednoho motoru k pohonu.

Ekonomický přínos nelze určit jednoznačně. S výhodou se odstraní jednoduše výroba pneomotoru a pák umístěných uvnitř stolu. Řešením zůstal zachovaný tvar držáku, který je používán na stávajících strojích. Tím zbytečně nevzroste potřeba výroby nových dílů. Výhodou je také fideletní chod držáku, při kterém nedochází k vykyvování forem z upevnění a jejich opotřebení. Nezměněný držák využívající stejný způsob zavěšení forem nevyžaduje nové formy. Tím odpadají náklady na formové zařízení, které může být pro celý stroj srovnatelné s pořizovacími náklady stroje. Nakupované díly pro sestavu pohonu jsou vyráběny sériově a ve srovnání se zakázkovou výrobou nejsou jejich pořizovací náklady tak vysoké. Využití pohonů pro celý stroj by při zakoupení většího počtu dílů mohlo být cenově výhodné. Při výměně opotřebovaných dílů převodovky je možné využití její skříně a vmontování nových, nakoupených dílů. Pořizovací náklady na pohon mohou tvořit jen procentní položku v celkovém součtu nákladů na upravený stroj. Mezi výhody lze také uvažovat zvýšení výroby díky zkrácení času na přestavení forem. Například při zvýšení počtu taktů o jeden takt za minutu, pak na desetistanicovém stroji a výrobě dvojkapkou lze, při výrobě běžného lahvového obalu v ceně 3 Kč a asi 355 pracovních dnech roku, předpokládat nárůst výroby v hodnotě

$$Q = 10 \cdot 2 \cdot 60 \cdot 24 \cdot 355$$

$$Q = 10,2 \cdot 10^6 \text{ kusů lahví}$$

$$\text{v ceně } P = 30,6 \cdot 10^6 \text{ Kč}$$

Řešení ovšem vyžaduje změněný tvar skříně, upravený pro umístění pohonů, nový tvar stojanu předního držáku a členů posilovacího mechanismu. Stejně tak je nutné změnit tvar třmenu a vstupního hřídele mechanismu. Tvar skříně pak již nebude moci umožnit v případě potřeby umístění fideletního bubnu při opravách starých strojů. Jednotlivé členy mechanismu jsou výrobně poměrně jednoduché součásti a jejich změna není příliš nákladná.

Seznam použité literatury:

1. Černoch, S. *Strojně technická příručka*
13. vyd. upravené Praha: SNTL, 1977. ISBN 04-224-77
2. Leinveber, J. Řasa, J. Vávra, P. *Strojnické tabulky*
2. vyd. Praha: Scientia, 1998. ISBN 80-7183-123-9
3. Vávra, P. a kol. *Strojnické tabulky*
1. vyd. Praha: SNTL, 1983. ISBN 04-218-83
4. SEW-EURODRIVE. *Planetary low backlash gearbox*
[online] Dostupné z: <http://www.sew-eurodrive.de/englisch/03_produkte/index_produkte.htm>
5. Vues a.a. *Synchronní servomotory řady M*
[online] Dostupné z: <<http://www.vues.cz/pl>>

POZ.	OZNAČENÍ	POLOTOVAR	ČÍSLO ZASOBNÍKU	MNOŽ.
	VÝKRES	MATERIÁL	POZNÁMKA	JEDN.
1.	SKŘIN SEKCE 1-DP 003379-1-1-00	ODLITEK 42 2420		1
2.	STOJAN PF 2-DP 003379-1-0-2	ODLITEK 42 2306		1
3.	HŘÍDEL Ø45x301 3-DP 003379-1-0-3	ČSN 42 5510 15 241.3		2
4.	PRSTENEC Ø85x50 3-DP 003379-1-0-4	ČSN 42 5510 11 600		2
5.	POUZDRO Ø94-55x54		POZ.8 226 431	2
6.	KROUŽEK Ø65-42x2		POZ.9 226 431	2
7.	KROUŽEK Ø65-42x10		POZ.10 226 431	2
8.	POHON 3-DP 003379-1-8-00			2
9.	HŘÍDEL Ø52x417		POZ.7 226 431	1
10.	KROUŽEK Ø102-52x5.5		POZ.11 226 431	1
11.	DRŽÁK 124 135			1
12.	ČLANEK PF 3-DP 003379-1-12-00			2
13.	VIDLICE 2-DP 33790-1-0-13			2
14.	ČEP Ø22x132 4-DP 003379-1-14-00			2
15.	ČEP Ø22x87 4-DP 003379-1-0-15			2
16.	ŠROUB M16x100 4-DP 003379-1-0-16			1
17.	TRMEN 3 DP 003379-1-17-00			1
18.	POZDRO Ø60-52x40		POZ.13 226 431	1
19.				
20.	STAVĚCÍ ŠROUB M12x26		POZ.26 226 431	1

Změna		Datum		Index	Podpis
MATITko	Pozn.	Novit			
		Kresil	HERNA		
Č. seznamu		Přezkoušel			
Č. sestavy		Technolog			
Starý výkr.		Normaliz.			
Nový výkr.		Schwili			
		Datum	13.6.2003		



TU v Liberci

MECHANISMUS PF

Název

Typ

Čís. výkresu

0-DP 003379-1-0-00

POZ.	OZNAČENÍ	POLOTOVAR	ČÍSLO ZÁSOBNÍKU	MNOŽ.
	VÝKRES	MATERIÁL	POZNÁMKA	JEDN.
21.	STAVĚCÍ ŠROUB M8x23		POZ.38 226 431	2
22.	STAVĚCÍ ŠROUB M8x16		POZ.37 226 431	2
23.	LOŽISKO NKIS 40		POZ.18 226 431	4
24.	LOŽISKO NU209 ČSN 02 4670			2
25.	MATICE M16 ČSN EN 24032			2
26.	MATICE M8		POZ.21 226 431	2
27.	ŠROUB M16x60		POZ.25 226 431	1
28.	ŠROUB M10x45		POZ.27 226 431	2
29.	POJISTNÝ KROUŽEK 85 ČSN 02 2931			2
30.	VÁLCOVÝ KOLÍK A 10x35 ČSN EN 22338			1
31.	VÁLCOVÝ KOLÍK A 5x30 ČSN EN 22338			1
32.	VÁLCOVÝ KOLÍK A 5x16 ČSN EN 22338			4
33.	VÁLCOVÝ KOLÍK A 5x14		POZ.33 226 431	1
34.	ŠROUB M12x45 ČSN 02 1143.50			8
35.	ŠROUB M12x40 ČSN 02 1143.50			4
36.	ŠROUB M10x35 ČSN 02 1143.50			4
37.	ŠROUB M10x25 12.9 ČSN 02 1143.90			2
38.	ŠROUB M8x25 ČSN 02 1143.30			8
39.	PODLOŽKA 16		POZ.30 226 431	1
40.	PODLOŽKA 12 ČSN 02 1741.00			8

Změna		Datum	Index	Podpisy
Měřitko	Pozn.	Nově		
		Kreslí	HORNA	
		Projektoval		
Č. seznamu		Technolog		
Č. sestavy		Normaliz.		
Starý výk.		Schvál.		
Nový výk.		Datum	13.6.2003	



TU v Liberci

MECHANISMUS PF

Typ

Čís. výkresu

0-DP 003379-1-0-00

List 6/7

POZ.	OZNAČENÍ	POLOTOVAR	ČÍSLO ZÁSOBNÍKU	MNOŽ.
	VÝKRES			
41.	PODLOŽKA 8 ČSN 02 1741.00			8
42.	PODLOŽKA B 16 ČSN 02 1702.10			2
43.	PODLOŽKA B 10 ČSN 02 1702.10			2
44.				
45.				
46.				
47.				
48.				
49.				
50.				
51.				
52.				
53.				
54.				
55.				
56.				
57.				
58.				
59.				
60.				

Změna		Datum		Index	Podpis
Měřitko	Pozn.	Název			
		Kreslí	HORNA		
		Přezkoušel			
Č. seznamu		Technolog			
Č. sestavy		Normaliz.			
Starý výkr.		Schválil			
Nový výkr.		Datum	13.6.2003		



TU v Liberci

MECHANISMUS PF

Název

Typ

Čís. výkresu

0-DP 003379-1-0-00

List 1/1