

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní

Katedra výrobních systémů



Doc. Ing. Přemysl Pokorný, CSc.

VÝROBNÍ STROJE II.
MECHANICKÉ LISY

H á l k o v a 6 , 4 6 1 1 7 L i b e r e c 1

© 1 9 9 8

Obsah

Obsah	3
1. Tvářecí stroje	5
2. Charakteristiky základních tvářecích pochodů	10
Deformační odpor	10
Tvářecí síla a práce	12
3. Pracovní cyklus tvářecích strojů	15
4. Akumulace energie	17
Přímý pohon	17
Nepřímý pohon	18
Setrvačnick - jako akumulátor kinetické energie a stupeň využití setrvačnicku.	19
Stupeň využití energie	19
Plynový akumulátor	20
5. Základní technické parametry tvářecích strojů	22
Jmenovitá síla	22
Jmenovitý, užitečný a pracovní zdvih	22
Jmenovitá práce	23
Jmenovitá rychlost	23
Přesnost práce tvářecích strojů	23
Tuhost pracovního prostoru	24
6. Model tuhosti pracovního prostoru	26
Volba tuhosti pracovního prostoru	29
Vliv tuhosti pracovního prostoru na tvářecí charakteristiku	32
7. Přenos energie na tvářecích strojích	38
Přenos energie při pracovním zdvihu	39
Tvářecí stroje pracující rázem	42
Účinnost přenosu energie při rázu	44
8. Mechanické lisy	45
Základy výpočtu pohonu výstředníkových a klikových lisů	46
Základ lisů - čtyřkloubový mechanismus	47
Vícečlenné mechanismy	47
9. Kinematika pohonů	49
Kinematika klikového mechanismu	49
Jmenovitý zdvih	51
Jmenovitá rychlost beranu	51
Kinematika kolenového mechanismu	52
10. Síly a momenty	54
Základní síla lisu a kroutící moment na klikovém hřídeli	54
10.1 Metoda zjišťování odporového kroutícího momentu	59
10.2 Vyšetřování sil působících na jednotlivé elementy klikového mechanismu	61
Zaklínování klikového mechanismu	63
11. Stupňovitá regulace zdvihu a základní síly změnou zdvihu	65
12. Přenos energie	69
13. Práce elektromotoru a setrvačnicku	73
Vliv otáček na výkon elektromotoru a velikost setrvačnicku	75
14. Dynamický rozbor pohonu	76
15. Základ výpočtu šroubových lisů třecích	80
16. Pohony	85
Hřídele	85
Ozubené převody	85
Převody klínovými řemeny	85
Ložiska	86
Ojnice	86
Berany	87
Spojky	89
Pozitivní spojky	89
Třecí spojky a brzdy	94
Třecí spojky	94

Elektromagnetické spojky	97
Dvourychlostní spojky	98
Brzdy	99
Pásová brzda	101
17. Pojistná zařízení	102
18. Stojany	103
Výpočet otevřených stojanů typu C	104
Výpočet uzavřených rámců typu „O“ celistvých	108
Výpočet předepjatých dělených uzavřených rámců typu „O“	110
19. Podobnostní mechanismus	114
Funkční podobnost obráběcích strojů	114
Funkční podobnost lisů	115
Hlavní konstrukční zásady tvářecích strojů	117
Hodnocení estetiky konstrukce tvářecích strojů.	117
20. Zkoušení lisů	119
21. Bezpečnost práce	120

1. Tvářecí stroje

Tvářecí stroje zpracovávají materiál tvářením a to za tepla i za studena. Tvářením rozumíme provádění trvalé změny tvaru materiálu působením mechanické síly bez odběru třísek.

K tvářecím strojům počítáme stroje ke stříhání materiálu, což je z technologického hlediska přechod mezi obráběním a tvářením.

Při tvářením se mění relativní poloha částic v krystalové mřížce. Tvářením je možno dosáhnout lepších mechanických vlastností, výhodnější uspořádání vláken v materiálu a i úspory materiálu.

Při stříhání se vyvozuje pouze smykové napětí, potřebné k oddělení materiálu přičemž oddělená část může být výrobkem nebo odpadem.

Tvářecí stroje se ve srovnání s obráběcími stroji vyznačují:

- robustnější a tužší konstrukci
- menším odpadem materiálu
- horší přestavitelností a univerzálností

Pro jejich nákladnost a zdoluhavé seřizování je jejich použití výhodné pouze v hromadné výrobě.

Energie potřebná k vykonání tvářecího pochodu se přivádí od motoru do pracovního prostoru ústrojím přenosu energie.

Ústrojí pro přenos energie tvoří mechanismy:

- výstředníkové a klikové
- pákové
- šroubové
- šnekové
- vačkové
- ozubené
- řetězové
- řemenové
- hydraulické
- plynové
- elektromagnetické

Pohon tvoří komplex:

- motor
- ústrojí k přenosu energie
- pracovní prostor

Dle uspořádání rozlišujeme:

- pohon přímý
- pohon nepřímý akumulátorový

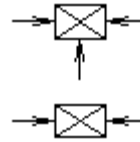
Hlavní pohon - realizuje přenosnost energie k překonání deformačního odporu materiálu (vřeteno u obráběcích strojů)

Vedlejší pohon - slouží k přenosu energie pro vykonání všech možných pohybů (suport u obráběcích strojů)

Pracovní prostor - je vymezen plochami výstupních členů (beran, stůl, stěny rámu). Plochami výstupních členů: beranu a stolu se stýkají přímo s tvářeným materiálem nebo nesou nástroje.

Dle přístupnosti lze rozlišit pracovní prostor na:

otevřený - přístupný ze tří nebo čtyř stran



uzavřený - přístupný ze dvou stran

Rozměry pracovního prostoru až na zdvih jsou stálé.

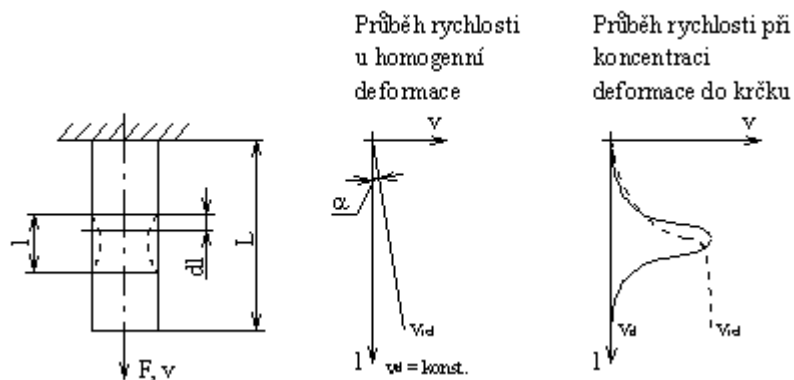
V pracovním prostoru se mění tvar a rozměry tvářeného tělesa účinkem

- aktivních vnějších sil - síly od pracovních ploch stolu + beranu (nástroje)
- pasivních vnějších sil - síly od tření v dotykové ploše materiálu a stolu + beranu (nástroje)

Podle časového působení vnějších sil na tvářené těleso lze rozlišit tvářecí stroje na:

- Lisy - rychlost nástroje $v = 0,25 \text{ [ms}^{-1}\text{]}$
- deformační rychlost $v_d = 0,01 \div 25 \text{ [s}^{-1}\text{]}$
- Buchary - rychlost nástroje $v \geq 5 \text{ [ms}^{-1}\text{]}$
- deformační rychlost $v_d = 40 \div 160 \text{ [s}^{-1}\text{]}$

Rychlost deformace a nástroje:



relativní rychlost $v = \frac{dl}{dt} \text{ [m.s}^{-1}\text{]}$ rychlost nástroje

poměrná deformace $d\varepsilon = \frac{dl}{l}$

deformační rychlost $v_d = \frac{v}{l} = \frac{dl}{dt} \cdot \frac{1}{l} = \frac{d\varepsilon}{dt}$

Deformační rychlost závisí na výšce (délce) materiálu a při stejné rychlosti nástroje je tím větší, čím je menší

výška tvářeného tělesa.

Dle rychlostí nástroje dělíme tvářecí stroje:

- působící klidným tlakem $v \leq 0,25 [m \cdot s^{-1}]$
 - se střední lisovací rychlostí $v \leq 0,6 [m \cdot s^{-1}]$
 - se zvýšenou kovací rychlostí $v \leq 40 [m \cdot s^{-1}]$
 - s explozivní rychlostí $v \geq 250 [m \cdot s^{-1}]$
- hydraulické lisy $v_d < 10 [s^{-1}]$
 - klikové, výstředník.lisy $v_d < 25 [s^{-1}]$
 - buchary $v_d < 160 [s^{-1}]$

Při rázovém působení probíhá v materiálu nejprve elastická vlna

$$v_d = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad \text{a za ní se šíří plastická vlna} \quad v = \sqrt{\frac{d\sigma}{d\varepsilon} \frac{1}{\rho}}$$

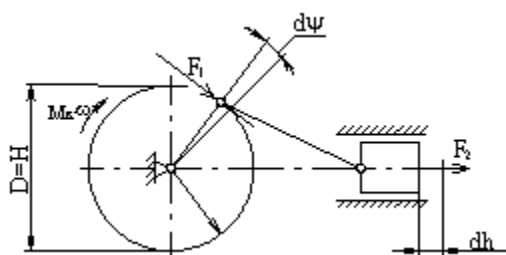
ρ ...měrná hmota [$kg \cdot s^2 \cdot m^{-4}$]

Při malých lisovacích rychlostech je doba styku nástroje s tvářecím tělesem relativně dlouhá a plastická deformace zasahuje v takovém případě celé těleso.

Při kovací rychlostech je doba styku nástroje s materiálem krátká a pronikání plastické deformace do hloubky je pomalé. U zápustkového kování je pro tvářenání lepší nežli u volného kování. Do rychlostí v_d až $60 [s^{-1}]$ lze počítat se stoupavostí materiálu v zápustce. Nad tuto rychlost však již ne.

Při použití vysokých tlaků a explozivní rychlostí se kovy chovají jako tekutiny (jsou plastické).

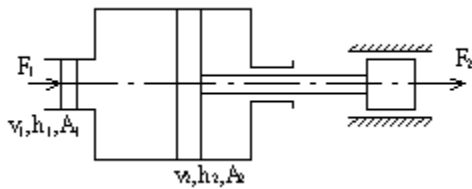
ad A. Lisy využívají klidného tlaku nástroje na těleso. Spojením nástroje s pohonem je trvalé a přenáší energii i během tvářenání. Aktivní působící síly jsou přes těleso zachycovány (pružným) rámem stroje, konečná poloha výstupních členů je určena kinematickou vazbou pracovních členů.



$$i \neq konst.$$

$$i = \frac{1}{r} \cdot \frac{dh}{d\psi} = \frac{1}{r} \cdot \frac{v}{\omega} = \frac{F_1}{F_2} < 1$$

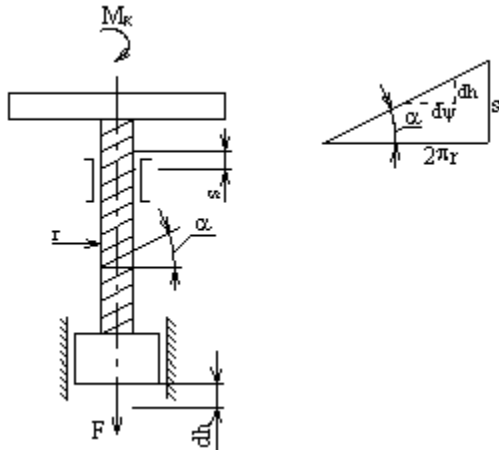
U klikového lisu se síla působící na tvářené těleso mění u závislosti na dráze nástroje. Velikost deformací tvářeného tělesa je dána dolní úvratí nástroje (zdvihem), a proto takovýmto strojům říkáme **zdvihové**.



$$i = konst.$$

$$i = \frac{h_2}{h_1} = \frac{A_1}{A_2} = \frac{F_1}{F_2} < 1$$

U hydraulického lisu je síla působící na tvářené těleso v průběhu dráhy nástroje konstantní. Velikost deformace tvářeného tělesa je dána maximální silou a takovýmto strojů říkáme **silové**.



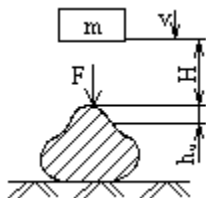
$$i = konst.$$

$$i = \frac{dh}{d\psi} = \frac{s}{2 \cdot \pi} = \frac{M_K}{r \cdot F} = tg\alpha < 1$$

Šroubový lis tvoří přechod mezi lisem a bucharem. Tvářenění se děje přeměnou kinetické energie. Velikost deformace je podmíněna rázovou změnou energie. Takovýmto strojům říkáme **energičké**.

Mimo to má charakter bucharu proto, poněvadž používá rázu, ale na rozdíl od bucharů, u kterých je při rázu pohon od beranu odpojen a ráz zachycen šabotou a základem stroje, u šroubového lisu k odpojení pohonu nedochází a rázové síly jsou přes stůl a pohon zachycovány pružným rámem stroje.

ad B. Bucharý k tvářenění využívají kinetické energie beranu a všech hmot s ním spojených. Vznik rázových sil je podmíněn rychlostí a hmotností beranu a plasticitou tvářeného tělesa. Síly působí krátkodobě jsou zachyceny šabotou a základem stroje. Velikost přetvárné síly je úměrná energii dle závislosti energie $W = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2$



Vykonaná práce:

$$W_u = \frac{1}{2} \cdot F_{cm} \cdot h_u$$

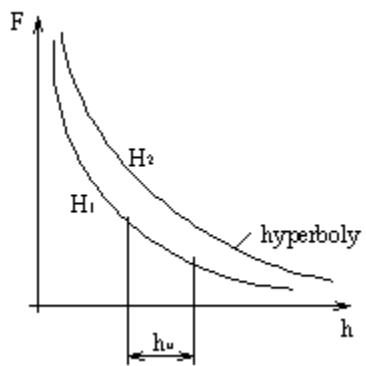
$$W = W_u$$

$$m \cdot v^2 = F_{cm} \cdot h_u$$

$$v = \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$$

$$m \cdot 2 \cdot g \cdot h = F_{cm} \cdot h_u$$

Dále dosadíme: $h = H$; $m \cdot g = G$



$$F_{cm} = 2 \cdot G \cdot \frac{H}{h_u}$$

obecně:
 $F \cdot h = 2 \cdot G \cdot H = konst.$

2. Charakteristiky základních tvářecích pochodů

Základem tvářecích pochodů jsou trvalé plastické deformace materiálu. Překračujeme při nich přetvárnou pevnost a měníme tvar i rozměry materiálů.

Podle způsobů působení vnější síly dělíme tvářecí pochody na:

- stříhání (dělení materiálu)
- ohýbání
- tažení a ražení (hluboké, průvlakem, apod.)
- kování (volné, zápustkové)
- válcování (podélné, příčné)

Podle teploty, při které tvářecí pochod probíhá rozlišujeme tváření:

- za tepla
- při tváření současně s rozrušováním krystalické mřížky nastává její uzdravení, mechanické vlastnosti a struktura kovu se nemění.

teplota tváření: $T \geq 0,7 \cdot T_{tavení}$

- za studena
- při tváření dochází ke změně mechanických vlastností, usměrňování struktury ve směru tváření.

teplota tváření: $T \leq 0,3 \cdot T_{tavení}$ při $(0,3 \div 0,4)$ tavení nastává rekrystalizace

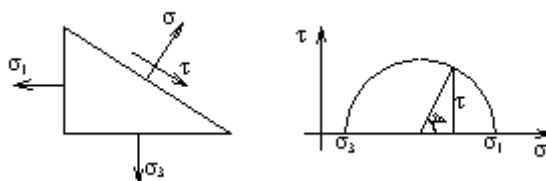
Charakteristika tvářecího pochodu obsahuje:

- vyjádření rychlosti deformace a relativní rychlosti nástroje
- velikosti deformačního odporu
- tvářecí síly a práce.

Deformační odpor

Deformační odpor je odpor tělesa působící při tváření ve směru proti hlavnímu napětí v ose maximální deformace.

Podle Mohrovy teorie je pro vznik plastické deformace rozhodující (při každém stavu napjatosti) maximální smykové napětí.



Z Mohrovy kružnice:

$$\tau = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \cdot 2\alpha \Rightarrow \tau \text{ pro } \alpha = 45^\circ \sim 2\alpha = 1$$

$$\tau = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

Pro trvalou deformaci musí být překročeno maximální smykové napětí, tj.

$$\sigma_1 - \sigma_3 \geq 2 \cdot \tau = k_p \quad [N \cdot m^{-2}]$$

kde: k_p ... přetvárná pevnost materiálu

Z definice deformačního odporu - což je odpor úměrný hlavnímu napětí v ose deformace vyplývá i jeho velikost:

$$k = \sigma_1 \geq k_p + \sigma_3 \quad [N \cdot m^{-2}] \quad \dots \text{deformační odpor}$$

kde:

σ_1 ... napětí od působení vnější síly

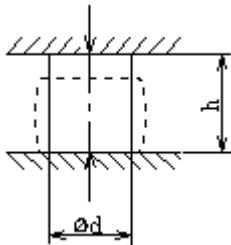
σ_3 ... napětí přidružené např. od tření nástroje s tvářeným tělesem v místě styku

Deformační odpor je závislý na teplotě, deformační rychlosti, stavu napjatosti, stupni deformace, rozměrech tvářeného tělesa a tření nástroje s tvářeným tělesem.

Rozeznáváme:

- deformační odpor při malých (homogenních) plastických deformacích, který je úměrný mezí kluzu materiálu $k_p \approx R_e$

- deformační odpor, který přísluší plastickému tečení kovů, tj. velkým deformacím za obecného stavu napjatosti, který je hranicí meze pevnosti materiálu $k_p \approx R_m$



Při pěchování válečku o průměru d a výšce h je deformační odpor:

$$k = \sigma_{kt} \cdot \left(1 + \frac{1}{3} \cdot \mu \cdot \frac{d}{h} \right)$$

V praxi využíváme tzv. specifického deformačního odporu, tj. měrného tlaku. Tyto hodnoty jsou zjištěny měřením sil a průměru dotykové plochy nástroje v kolmém směru na působící sílu.

$$p = \frac{F}{A} = \frac{[N]}{[m^2]} = [N \cdot m^{-2}] = [Pa]$$

$$p \quad [Nmm^{-2}] = [MPa]$$

Prekonáváme při tvářecím procesu:

do 200	stříhání výronků a výlisků, vysekávání, prorážení, paketování, rovnání, mělké tažení
1000 ÷ 2000	pěchování a prodlužování kováním
1000 ÷ 4000	vytlačování lehkých slitin, briketování třísek, děrování, tažení
1000 ÷ 2000	vytlačování oceli za studena i za tepla, ražení, kalibrování

Tvářecí síla a práce

Tvářecí síla je odporová (reakční) síla F_0 , která působí na nástroj (výstupní člen) proti jeho pohybu. Za klidu či rovnoměrného pohybu je tato síla v rovnováze s vnější silou F na nástroji.

Tvářecí sílu lze vyjádřit dle předchozího jako součin měrného (specifického) deformačního odporu a průmětu plochy dotyku nástroje s tvářecím tělesem kolmo na výslednici síly. $F_0 = p \cdot A$

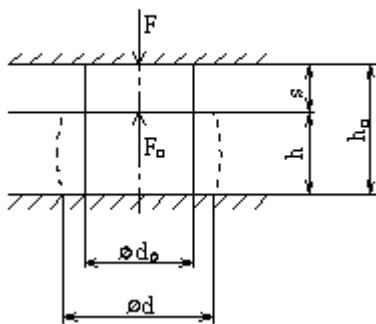
- okamžitá tvářecí síla $F_0 = k \cdot A$

- součin deformačního odporu a průmětu plochy

- maximální síla k prostřížení výlisku $F_{0m} = \tau_s \cdot A$

- součin smykového napětí a střížené plochy; $\tau_s = 0,8 \cdot R_m$

U pěchování se však např. při tváření mění jak hodnota deformačního odporu, tak i průmět dotykové plochy v závislosti na dráze nástroje, čili mění se hodnota tvářecí síly v průběhu dráhy.



Tuto změnu v závislosti na dráze nástroje lze vyjádřit ze stálosti objemu tělesa.

- průmět plochy:

$$A = \frac{V}{h} = \frac{V}{h_0 - s}$$

$$V_0 = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} \cdot h_0 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot h = V$$

$$d = d_0 \cdot \sqrt{\frac{h_0}{h}}$$

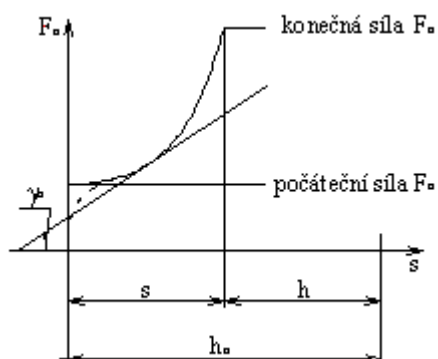
- okamžitá tvářecí síla:

$$F_0 = k \cdot A = R_e \cdot \left(1 + \frac{1}{3} \cdot \mu \cdot \frac{d}{h}\right) \cdot A$$

$$F_0 = R_e \cdot \frac{V}{h_0 - s} \cdot \left(1 + \frac{1}{3} \cdot \mu \cdot d_0 \cdot \sqrt{\frac{h_0}{h_0 - s}} \cdot \frac{1}{h_0 - s}\right)$$

$$F_0 = R_e \cdot V \cdot \left(\frac{1}{h_0 - s} + \frac{1}{3} \cdot \mu \cdot d_0 \cdot \sqrt{\frac{h}{(h_0 - s)^3}}\right)$$

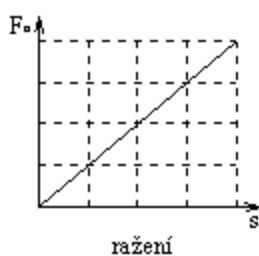
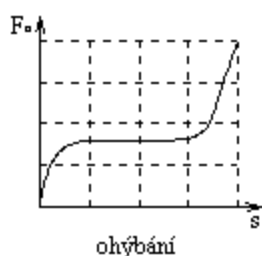
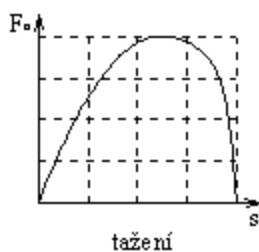
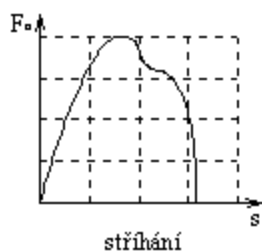
Grafickým vyjádřením této závislosti síly na dráze nástroje získáme tvářecí charakteristiku kde dráha nástroje je totožná s plastickou deformací tvářeného tělesa.



Směrnice tečny v libovolném bodě tvářecí charakteristiky udává odpor tvářeného materiálu proti plastické deformaci, tj. tzv. tuhost tvářeného materiálu:

$$k_0 = \frac{dF_0}{ds} = \operatorname{tg} \gamma_0$$

U různých tvářecích pochodů jsou charakteristiky odporové síly v závislosti na dráze dle následujících obrázků:

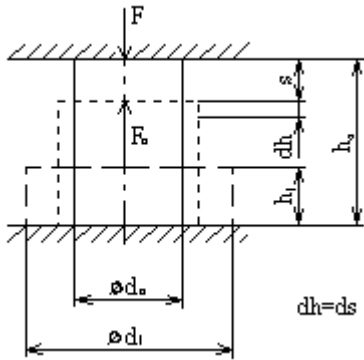


Působením síly podél dráhy plastické deformace se spotřebuje **tvářecí práce** - která je dána plochou pod křivkou charakteristiky změny síly s dráhou nástroje.

Užitečná práce - vykonaná k přetvoření (plastické deformaci) je obecně:

$$A_u = \int_0^s F(s) \cdot ds = \int_0^s k \cdot A \cdot ds$$

Pro pěchování válcového tělesa:



$$F_o = R_e \cdot \left(1 + \frac{1}{3} \cdot \mu \cdot \frac{d}{h} \right) \cdot A$$

Pro konstantní objem $V = V_o$, při zanedbání tření ve styku nástroje s tělesem ($\mu = 0$), bude ideální práce při

$$A = \frac{V}{h} = \frac{V}{h_o - s}$$

$$W_{u2} = R_e \cdot V \cdot \int_0^s \frac{ds}{h_o - s} = R_e \cdot V \cdot \int_{h_o}^{h_1} \frac{dh}{h} = R_e \cdot V \cdot \left(\ln \frac{h_o}{h_1} \right)$$

Zanedbání tření a ztráty, jež ideální užitečná práce dle předchozího vzorce nezahrnuje lze vyjádřit deformační účinností:

$$\eta_d = \frac{W_{u2}}{W_u} = \frac{dW_{u2}}{dW_u} = \frac{k_p \cdot A \cdot ds}{k \cdot A \cdot ds} = \frac{k_p}{k_p + \sigma_3} \quad \begin{array}{l} \text{- jednoosá napjatost} \\ \text{- víceosá napjatost} \end{array}$$

Orientačně vzhledem k tvářecí charakteristice určitého procesu lze psát:

$$W_u = \int_0^s F_o \cdot ds = k_v \cdot F_{om} \cdot s$$

kde:

k_v ... stupeň vyplnění tvářecí charakteristiky

F_{om} ... maximální tvářecí síla (odpor materiálu)

$$k_v = \frac{1}{F_{om} \cdot s} \cdot \int_0^s F_o(s) \cdot ds = \frac{F_{os}}{F_{om}} \quad \begin{array}{l} \text{- střední tvářecí síla} \\ \text{- maximální tvářecí síla} \end{array}$$

Hodnoty stupně vyplnění tvářecích charakteristik se orientačně pro základní druhy tvářecích pochodů uvádí v tabulkách.

Tvářecí pochod	k_v
prostřihování a děrování měkkých plechů	0,63
prostřihování a děrování tvrdých plechů	0,32
ohýbání profilů	0,32
tažení	0,63 ÷ 0,85
vytlačování za tepla	0,80 ÷ 0,90
ražení	0,40 ÷ 0,45
kování v zápustkách	0,26 ÷ 0,32

3. Pracovní cyklus tvářecích strojů

Pohyby k vykonání tvářecího pochodu jsou:

- Pracovní - pohyby mezi výstupními členy, kde je tvářený materiál
- Pomocné - další pohyby potřebné např. k dopravě tj. podávání, vyhazování materiálu, upnutí atp.

Souhrn všech pracovních a pomocných pohybů potřebných k vykonání určitého tvářecího procesu je pracovní cyklus.

Pracovní cyklus je interval ve kterém se uvedou výstupní členy po vykování operace (pohybu) do původní polohy.

Pracovní cyklus se opakuje trvale nebo přerušovaně. Z tohoto hlediska rozlišujeme chod tvářecích strojů na:

- a) přerušovaný - po vykonání cyklu se pohyb, výstupních členů na určitou dobu zastaví. Působením síly podél dráhy práce - která je dána plochou pod křivkou charakteristiky změny síly s drahou nástroje a po této době jsou výstupní členy opět uvedeny do pohybu
- b) trvalý - pracovní cyklus se trvale opakuje při trvalém pohybu výstupních členů

Čas pracovního cyklu

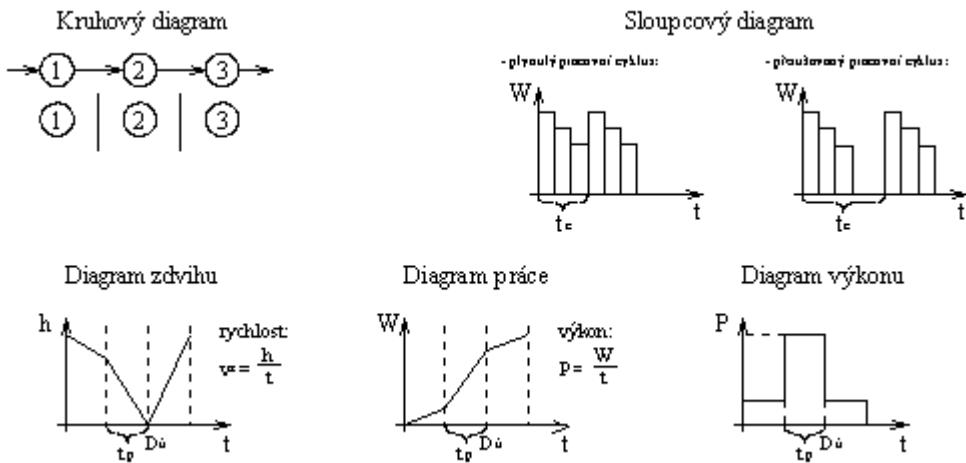
- přerušovaného $t_c = \sum t_p + \sum t_n + \sum t_o$
- trvalého $t_c = \sum t_p + \sum t_n$

t_p - pracovní čas potřebný k vykonání pracovního zdvihu (k tváření materiálu)

t_n - čas pohybu nástroje naprázdno - potřebný při zhotovení jednoho výrobku.

t_o - čas klidu nástroje - potřebný při zhotovení jednoho výrobku - při trvalém cyklu = 0

Ke znázornění cyklu tvářecího stroje lze užít diagramy:



Cyklové diagramy vyznačují pohyby beranu v časové závislosti.

Stupeň využití pracovního cyklu je dán poměrem pracovního času k celkovému času cyklu:

$$k_t = \frac{t_p}{t_c} \leq 1$$

Hodnoty stupně využití pro některé tvářecí pochody jsou:

$k_t \leq 0,1$	nízký stupeň využití	- děrovací stříhání, vytlačování za tepla
$k_t \leq 0,5$	střední stupeň využití	- kování, děrování, paketování, vytlačování
$k_t \geq 0,5$	vysoký stupeň využití	- hlazení, tažení, prodlužování, hluboké tažení

U zdvihových tvářecích strojů (jako je např. klikový nebo výstředníkový lis) je čas cyklu dán časem jedné otáčky klikového hřídele:

- trvalý cyklus $t_c = t_p + t_n = \frac{60}{n}$
n ... otáčky klikového hřídele [ot/min]

- přerušovaný cyklus $t_c = t_c + t_o = \frac{60}{n} + \alpha \cdot \frac{60}{n} = \frac{60}{n_v}$
 n_v ... počet využitelných otáček

Stupeň využití otáček (zdvihů) je pak: $k_n = \frac{n_v}{n} = \frac{1}{1 + \alpha}$

4. Akumulace energie

U pohonů tvářecích strojů s nízkým a středním stupněm využití času pracovního cyklu k_t se používá akumulátorů.

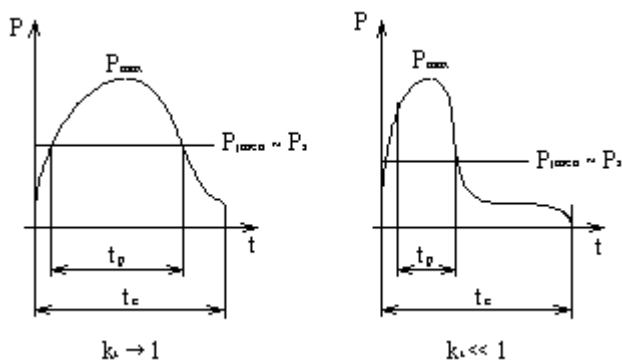
Akumulátor slouží k uchování pracovní energie která je pracovním čase t_p využita k vykonání tvářecího pochodu.

Pohon s akumulátorem energie označujeme jako nepřímý. Přímý pohon je bezakumulátorový - motor zde není rovnoměrně využit, není rovnoměrný odběr energie.

Akumulátory mohou:

- uchovávat kinetickou energii - rotující setrvačnick
- potenciální energii - závaží ve výšce
- uchovávat deformační energii - ve formě stlačeného plynu, pružiny, kapaliny.

Tyto akumulátory navíc slouží jako tlumiče a dále k vyrovnání špiček a ztrát systému. Volba druhu pohonu závisí na časovém průběhu spotřeby energie (výkonu P) a na stupni využití pracovního cyklu k_t .



Přímý pohon

U přímého pohonu, kde je stupeň využití pracovního cyklu velký užíváme pohonů značně dimenzovaných.

U pohonů se středním využitím pracovního cyklu lze připustit krátkodobé přetížení pohonu a tedy jmenovitého výkonu viz obrázek.

Přetíživosti k_p nazýváme poměr maximálního výkonu ke jmenovitému:

$$k_p = \frac{P}{P_{jmen}} = 2,5 \div 3$$

Přetíživost závisí na druhu motoru a stupni využití pracovního cyklu. Přetíživost jmenovitého výkonu se rovná přetíživosti jmenovitého kroutícího momentu.

$$k_p = k_M = \frac{M}{M_j}$$

Bude-li závislost výkonu ideální pak práce elektromotoru např. viz. předchozí obrázek:

$$W_c = P_j \cdot t_c = P \cdot t_p$$

Jmenovitý výkon je pak roven střednímu výkonu $P_j = P_s$.

Dosadíme-li do rovnice pro stupeň využití pracovního cyklu, vyjde hodnota stupně využití střední - děrování, kování, vytlačování.

$$k_s = \frac{t_p}{t_c} = \frac{P_j}{P} = \frac{1}{k_p} = 0,33 \div 0,4$$

Nepřímý pohon

U strojů s nízkým stupněm využití pracovního cyklu užíváme akumulátorů, tj. nepřímého pohonu. Energie potřebná k vykonání pracovního cyklu se přivádí z akumulátoru a motoru nebo pouze z akumulátoru.

$$P_j = P_s = \frac{W_c}{t_c} = \frac{1}{t_c} \cdot \int_0^{t_c} P(t) \cdot dt$$

Příklad:

$$t_p = 1 \quad [\text{s}], \text{ při výkonu } 30 \quad [\text{kW}]$$

$$t_n = 15 \quad [\text{s}], \text{ při výkonu } 0 \quad [\text{kW}]$$

$$k_s = \frac{t_p}{t_p + t_n} = \frac{1}{16} = 0,0625$$

- přímý pohon při přetíživosti $k_p = 3$

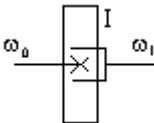
$$P_j = \frac{P}{k_p} = \frac{30}{3} = 10 \quad [\text{kW}] \Rightarrow \text{ motor}$$

- nepřímý pohon: $t_c = 16$ [s]

$$P_j = \frac{1}{t_c} \cdot \left[\int_0^{t_p} P_p \cdot dt_p + \int_{t_p}^{t_c} P_n \cdot dt_n \right] = \frac{1}{16} \cdot [30 + 0] = 2 \quad [\text{kW}]$$

Setrvačník - jako akumulátor kinetické energie a stupeň využití setrvačníku

Kinetická energie setrvačníku s hmotovým momentem setrvačnosti I , který rotuje úhlovou rychlostí představuje ω_0 také akumulovanou (uspořenou) energii o velikosti:

$$W = \frac{1}{2} \cdot I \cdot \omega_0^2$$


Spojíme-li setrvačník s dalším pohonem a tím přivedeme odporový (opačný) moment na hřídel setrvačníku, část energie se odebere a tento odběr se projeví poklesem úhlové rychlosti (otáček) setrvačníku z ω_0

na ω_1 .

Odebraná energie je pak dána rozdílem kinetických energií:

$$\Delta W = \frac{1}{2} \cdot I \cdot (\omega_0^2 - \omega_1^2)$$

Urychlením na původní rychlost se do setrvačníku opět totéž množství energie akumuluje. Změnu energie lze vyjadřovat z poměrné změny otáček, tzv. skluzu:

$$v = \frac{n_0 - n_1}{n_0} = \frac{\omega_0 - \omega_1}{\omega_0}$$

Stupeň využití energie setrvačníku je dán poměrem využité energie k celkové akumulované energii setrvačníku tj.:

$$Z = \frac{\Delta W}{W} = \frac{\frac{1}{2} \cdot I \cdot (\omega_0^2 - \omega_1^2)}{\frac{1}{2} \cdot I \cdot \omega_0^2} = \frac{\omega_0^2 - \omega_1^2}{\omega_0^2} = \frac{\omega_0 - \omega_1}{\omega_0} \cdot \frac{\omega_0 + \omega_1}{\omega_0} = v \cdot \frac{2 \cdot \omega_0 - (\omega_0 - \omega_1)}{\omega_0}$$

$$Z = v \cdot (2 - v)$$

Stupeň využití energie

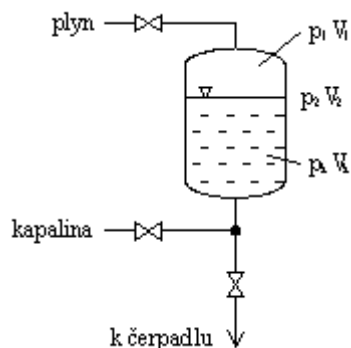
Energie odebraná z akumulátoru	$\Delta W = Z \cdot W$	tedy odpovídá kapacitě setrvačníku.
	Trvalý chod	Přerušovaný chod
Skluz v	0,13	0,29
Stupeň využití Z	0,25	0,5

Nerovnoměrnost chodu setrvačníku je poměr poklesu otáček ke středním otáčkám:

$$\chi = \frac{\omega_0 - \omega_1}{\omega_s} = \frac{n_0 - n_1}{n_s} \quad \text{kde} \quad \omega_s = \frac{1}{2} \cdot (\omega_0 + \omega_1)$$

$$\chi = \frac{2 \cdot (\omega_0 - \omega_1)}{\omega_0} \cdot \frac{\omega_0}{\omega_0 + \omega_1} = 2v \cdot \frac{1}{2 - v}$$

Plynový akumulátor



Plynový akumulátor uchovává energii ve formě deformační energie stlačeného plynu (kapaliny). Je tvořen nádobou naplněnou z části kapalinou a z části plynem. Zanedbáme stlačitelnost kapaliny proti stlačitelnosti plynu, objem kapaliny odebrané z akumulátoru je dán rozdílem objemů plynů v nádobě.

$$\Delta V_k = \Delta V = V_2 - V_1$$

Poměrný pokles tlaku v nádobě:

$$\frac{\Delta p}{p_1} = \frac{p_1 - p_2}{p_1} = \nu_p$$

Za předpokladu izotermické změny: $p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2 \Rightarrow \frac{V_2}{V_1} = \frac{p_1}{p_2}$

bude změna objemu:

$$\Delta V_k = V_2 - V_1 = V_1 \left(\frac{V_2}{V_1} - 1 \right) = V_1 \cdot \left(\frac{p_1}{p_2} - 1 \right) = V_1 \cdot \left(\frac{1}{1 - \nu_p} - 1 \right)$$

$$\Delta V_k = V_1 \cdot \frac{\nu_p}{1 - \nu_p} \approx \Delta V$$

Za předpokladu polytropické změny $p_1 \cdot V_1^{\kappa} = p_2 \cdot V_2^{\kappa}$:

$$\Delta V_k = V_2 - V_1 = V_1 \cdot \left(\frac{V_2}{V_1} - 1 \right) = V_1 \cdot \left[\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{\kappa}} - 1 \right]$$

$$\Delta V_k = V_1 \cdot \left[\left(\frac{1}{1 - \nu_p} \right)^{\frac{1}{\kappa}} - 1 \right] \approx \Delta V$$

Energie odebraná z akumulátoru:

$$\Delta W = \Delta V_k \cdot p_s$$

$$\text{kde: } p_s = \frac{p_1 + p_2}{2} = \frac{p_1}{2} \cdot (2 - \nu_p)$$

$$\Delta W = V_1 \cdot \frac{\nu_p}{1 - \nu_p} \cdot \frac{p_1}{2} \cdot (2 - \nu_p) = V_1 \cdot p_1 \cdot \underbrace{\frac{\nu_p}{2} \cdot \frac{2 - \nu_p}{1 - \nu_p}}_{Z_p}$$

Energie akumulátoru je:

$$W = V_1 \cdot p_1$$

Stupeň využití energie plynového akumulátoru za předpokladu izotermické změny:

$$Z_p = \frac{\nu_p}{2} \cdot \frac{2 - \nu_p}{1 - \nu_p}$$

Při polytropické změně:

$$\Delta W = \Delta V_k \cdot p_s = V_1 \cdot \left[\left(\frac{1}{1 - v_p} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \cdot \frac{p_1}{2} \cdot (2 - v_p)$$

Stupeň využití energie plynového akumulátoru za předpokladu polytropické změny:

$$\bar{Z}_p = \frac{2 - v_p}{2} \cdot \left[\left(\frac{1}{1 - v_p} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right]$$

Pro akumulátory hydraulických lisů se volí:

$$\begin{array}{ll} v_p = 0,1 & m = 1,4 \\ \underbrace{Z_p = 0,106} & \underbrace{\bar{Z}_p = 0,08} \end{array}$$

Izotermická
změna

Polytropická
změna

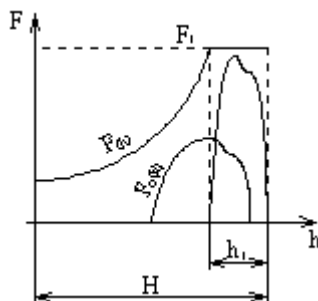
5. Základní technické parametry tvářecích strojů

Technickými parametry tvářecích strojů rozumíme fyzikální veličiny, které určují největší rozměry polotovaru nebo materiálu, který lze na stroji tvářet. Jsou to hlavní rozměry pracovního prostoru, zdvih, rychlost výstupních členů.

Charakteristickou veličinou je jmenovitá síla a jmenovitá energie u bucharů. Základní charakteristické veličiny jsou u tvářecích strojů jako u obráběcích strojů typizovány v odstupňování geometrické řady.

Jmenovitá síla

Jmenovitá síla F_j je největší dovolená síla [Mp], kterou může výstupní člen působit na tvářený materiál. Tato síla může být v průběhu zdvihu konstantní (u silových - hydraulických lisů) nebo se v průběhu dráhy výstupního členu mění (u zdvihových - výstředníkových lisů) a jmenovité hodnoty dosahuje v průběhu oblasti jmenovitého zdvihu h_j .



Základní síla a jmenovitá síla dle obr. omezují velikost tvářecí síly v průběhu dráhy výstupního členu.

$$F_{om} \leq F(h) \leq F_j$$

$$k_F = \frac{F_{om}}{F_j} \leq 1 \quad \text{dává stupeň využití jmenovité síly.}$$

Jmenovitá síla lisů je navíc omezena pružením pracovního prostoru (u bucharů pevností nástroje) a při nulové rychlosti výstupního členu působí na tvářený materiál tzv. dotlaková síla.

Jmenovitý, užitečný a pracovní zdvih

Celkovým zdvihem H se rozumí největší dráha, kterou vykoná výstupní člen z jedné úvrati (horní) do druhé (dolní).

Jmenovitý zdvih h_j je teoretická dráha, po níž může výstupní člen působit na tvářený materiál jmenovitou silou.

Užitečným zdvihem rozumíme dráhu výstupního členu, odpovídající deformaci nebo sřížné tloušťce tvářeného materiálu. V průběhu užitečného zdvihu se působením tvářecí odporové síly deformuje pracovní prostor a dráha výstupního členu se o tuto deformaci prodlužuje. Pracovním zdvihem je tedy skutečná užitečná dráha výstupního členu i s pružením pracovního prostoru:

$$h_p = h_u + \gamma$$

Stupeň využití jmenovitého zdvihu:

$$k_{\tilde{z}} = \frac{h_{\tilde{z}}}{h_j}$$

Jmenovitá práce

Jmenovitá práce (energie) je největší množství práce, kterou je tvářecí stroj v pracovním prostoru schopen přeměnit v přetvárnou práci. Je dána součinem jmenovité síly a jmenovitého zdvihu:

$$W_j = F_j \cdot h_j$$

Stupeň využití jmenovité práce:

$$k_A = \frac{W_u}{W_j} < 1$$

$$k_A = \frac{F_{cm}}{F_j} \cdot \frac{h_u}{h_j} \cdot k_v = k_F \cdot k_{\tilde{z}} \cdot k_v$$

U setrvačnickových pohonů mechanických lisů závisí odebraná energie ze setrvačnicku na průběhu a velikosti tvářecí síly. Práce je dána kapacitou setrvačnicku:

$$W = \Delta W = W \cdot Z$$

Jmenovitá rychlost

Jmenovitá rychlost je teoretická rychlost beranu na počátku jmenovitého zdvihu při chodu naprázdno.

Základní parametry jaké byly uvedeny spolu s tuhostí pracovního prostoru ovlivňují vhodnost použití a provozní vlastnosti tvářecího stroje.

Přesnost práce tvářecích strojů

Přesnost práce tvářecích strojů je dána přesností rozměrů a tvarů jednotlivých výrobků a dále přesností vzájemných poloh několika ploch. Přesnost práce tvářecích strojů je v zásadě dána:

- přesností rozměru - definovanými rozdíly rozměrů sobě odpovídajících vhodných výrobků vyrobených při stejných podmínkách.
- přesností tvaru - definovanými odchylkami tvaru výrobku od ideálního vzoru.

Na přesnost práce má vliv:

- Geometrická přesnost částí tvářecích strojů - od nich závisí přesnost dráhy rovin výstupních členů - rovnoběžnost pohybu beranu k ose
- Dílčí tuhosti částí tvářecích strojů - relativní tuhosti pracovního prostoru a výstupních členů tj. nástroje
- Vůle ve vedení výstupních členů - které mohou způsobit změny polohy nástroje, opotřebení nástroje
- Tepelná dilatace
- Přesnost rozměru a tvaru nástroje, ustavení nástroje v pracovním prostoru, tuhost nástroje, opotřebení, ostatní odchylky (rozměrů výchozího polotovaru, teploty ohřevu atd.)

Základními činiteli, kteří zejména rozhodují o přesnosti práce tvářecího stroje jsou:

- Geometrická přesnost
- Tuhost

Geometrickou přesnost definuje ČSN 210302 - 06 jako přesnost jednotlivých ploch a poloh stroje v nezátíženém stavu. Tuhost je pak míněna ve vztahu k deformační dráze a vyjadřuje tuhost v pracovním prostoru.

Tuhost pracovního prostoru

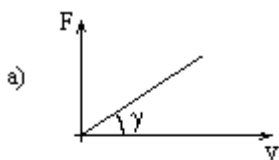
Tuhostí pracovního prostoru se rozumí relativní statická tuhost výstupních členů tvářecího stroje. Vyjadřuje odpor proti pružným deformacím a je vyjádřena poměrem elementární síly dF působící ve směru geometrické osy výstupních členů a elementární deformace, která odpovídá této síle ve stejném směru měřená.

$$k = \frac{dF}{dy} \quad [N \cdot m^{-1}]$$

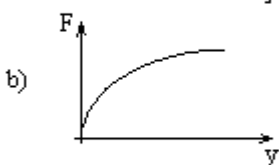
Dílčími tuhostmi nazýváme tuhost jednotlivých součástí stroje jako např. ojnice, hřídele, stojanu atd. Celková tuhost vyjadřuje pak tuhost soustavy všech součástí navzájem spolu spojených.

Dle způsobů zatížení rozlišujeme tuhosti:

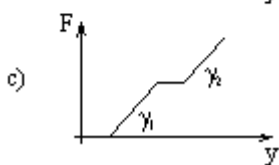
- statickou - klidným silovým působením
- dynamickou - silou periodickou o určité frekvenci a namáhání či tuhosti v ohybu, tahu či tlaku a krutu



V ideálním - pružném pracovním prostoru, kde jde o deformace pouze dle Hookova zákona, je charakter tuhosti lineární - přímkový obr. a.



Ve skutečném případě, nespňují-li některé členy Hookův zákon, je charakter tuhosti nelineární - parabolický obr. b.



Vůle v pohybových mechanismech způsobuje nespojitý průběh závislosti deformace na zatížení obr. c.

Dále užíváme pojmu poddajnost - je převrácená hodnota tuhosti - poddajnost prvního řádu.

Tohoto pojmu se užívá u hydraulických lisů, kde je charakteristická poddajnost pracovního prostoru vyjádřena rovnicí:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{A^2} \cdot \frac{dV}{dp}$$

kde:

A ... plocha [m²]

V ... objem [m³]

p ... tlak [Pa]

Vyjde z rovnice:

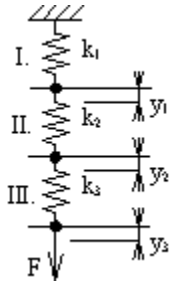
$$k = \frac{dF}{dh} = \frac{\frac{dV}{dh} \cdot dp}{dh}, \text{ dosadíme } dh = \frac{dV}{dp}$$

Podtajnosti druhého řádu se rozumí změna rychlosti v [m · s⁻¹] odpovídající změně zatížení F [N]:

$$\frac{1}{k} = \frac{dv}{dF}$$

6. Model tuhosti pracovního prostoru

Model pracovního prostoru vytvoříme ideálním nahrazením pružných částí tvářecího stroje pružinami s pružnostními konstantami (díličními tuhostmi) které jsou v soustavě seřazeny v sérii, paralelně nebo sério-paralelně.



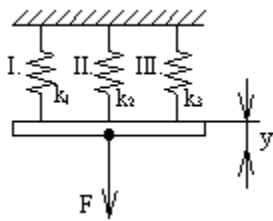
Pro sériové řazení pružin platí dle obr.:

celková deformace: $y = y_1 + y_2 + y_3$

působící síla: $F = F_1 + F_2 + F_3 = konst.$

tedy po dosazení za: $y_1 = \frac{F}{k_1}, y_2 = \frac{F}{k_2}, y_3 = \frac{F}{k_3} atd.$

bude celková tuhost: $\frac{1}{k} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3}$



Pro paralelní řazení pružin platí dle obr.:

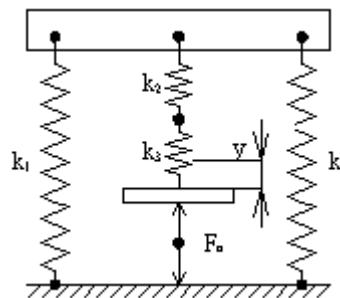
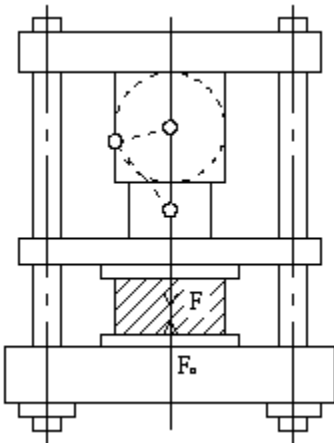
celková deformace: $y = y_1 = y_2 = y_3$

působící síla: $F = F_1 + F_2 + F_3$

dosazením za: $k = \frac{F}{y} = \frac{F_1}{y} + \frac{F_2}{y} + \frac{F_3}{y}$

bude celková tuhost: $k = k_1 + k_2 + k_3$

Model tuhosti pracovního prostoru



k_1 ... tuhost rámu (stojanu)

k_2 ... tuhost hřídele a výstředníku

k_3 ... tuhost ojnice a beranu

celková tuhost rámu $k_r = k_1 + k_1 = 2 \cdot k_1$ (paralelně řazené pružiny)

tuhost mechanismu \Rightarrow poddajnost $\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} = \frac{k_2 + k_3}{k_2 \cdot k_3}$

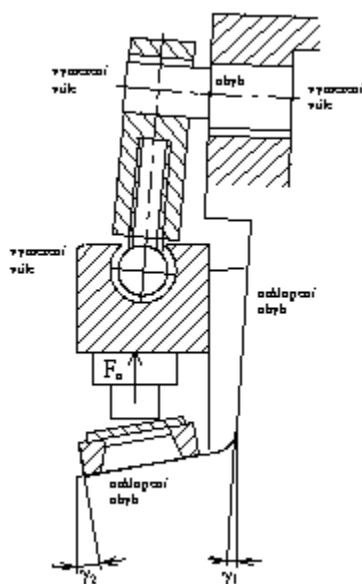
celková tuhost pracovního prostoru \Rightarrow poddajnost

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_r} + \frac{1}{k_m} = \frac{1}{2 \cdot k_1} + \frac{k_2 + k_3}{k_2 \cdot k_3} = \frac{k_2 \cdot k_3 + 2 \cdot k_1 \cdot (k_2 + k_3)}{2 \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3}$$

$$k = \frac{2 \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3}{2 \cdot k_1 \cdot (k_2 + k_3) + k_2 \cdot k_3}$$

Tuhost pracovního prostoru tvářecího stroje ovlivňuje:

- Přesnost geometrické osy výstupních členů pracovního prostoru (na obrázku výstupních členů viz. vymezení vůle a odchýlení geometrické osy nástroje)
- Životnost nástroje a stroje - větší opotřebení znamená zvětšení vůlí, přičení a větší opotřebení
- Celková účinnost, která vyjadřuje odpory proti pohybu a energetické ztráty, jež musí být hrazeny navíc
- Přídavná namáhání např. při náhlých odlehčeních pracovního prostoru (zvláště u stříhání)

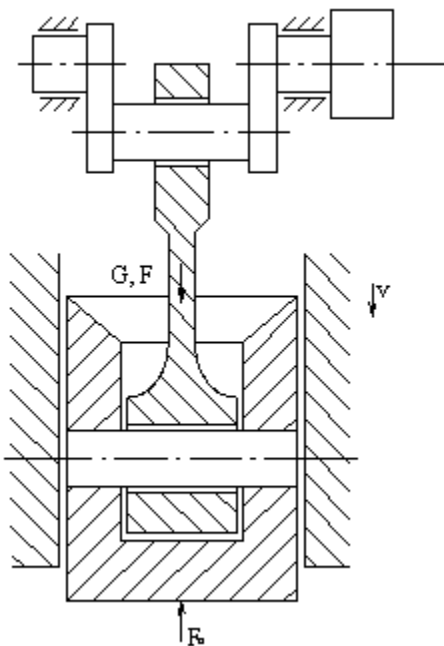


S tuhostí pracovního prostoru vzrůstá i mechanická účinnost. Zvýšením tuhosti se zmenšují relativní deformace pohyblivých a pevných částí pohonu a omezuje se jejich přičení. Důsledkem je i rovnoměrnější rozložení tlaků ve styčných plochách a vznikají příznivější podmínky pro mazání.

Účinkem deformací pracovního prostoru se mění relativní poloha obou částí nástroje vzhledem ke geometrickým osám pracovního prostoru. Značný vliv má zda jde o pracovní prostor otevřený či uzavřený. Při tváření malých výrobků pracujeme s přesně ustaveným nástrojem takže síla působí centricky.

Při rozměrnějších výrobcích (a užití otevřeného pracovního prostoru) vzniká vždy změna polohy tvářecí síly proti geometrické ose. Výstředné namáhání zatěžuje rám a vedení beranu. Proto u tvářecích strojů kde nelze výstředné zatížení vyloučit preventivně při návrhu uvažujeme překročení dovolené výstřednosti či stroj dimenzujeme na největší výstředné zatížení.

Vymezení vůlí závisí na pasivních odporech a dynamických poměrech stroje a na druhu tvářecí operace.



Síla potřebná k vymezení vůle

- z rovnováhy:

$$F_0 - F - G \pm T = \frac{G}{g} \cdot \frac{dv}{dt}$$

$$\Delta F = F_0 - F = G \left(1 + \frac{1}{g} \cdot \frac{dv}{dt} \right) \pm T$$

$$G - T \geq \frac{G}{g} \cdot \frac{dv}{dt} \Rightarrow \frac{dv}{dt} \geq g \cdot \left(1 - \frac{T}{G} \right)$$

Volba tuhosti pracovního prostoru

Vliv tuhosti na vlastnosti tvářecího prostoru byl uveden v předchozí části.

Při konstrukční volbě tuhosti pracovního prostoru je třeba brát v úvahu:

- Způsob zatížení pracovního prostoru (rovnoměrné, nesouměrné, vzhledem k přesnosti a životnosti)
- Účinnost pracovního zdvihu η_{jz} (ovlivňuje ekonomický provoz - energetickou bilanci)

U tvářecích strojů s **otevřeným pracovním prostorem** (a uzavřeným pracovním prostorem nesouměrně zatíženým) převládá při volbě tuhosti požadovaná přesnost a životnost nástrojů. Kritériem přesnosti je např. úhlová tuhost [N/rad].

U tvářecích strojů s **uzavřeným pracovním prostorem** souměrně zatíženým převládá při volbě tuhosti vliv tuhosti c na účinnost pracovního zdvihu .

$$\eta_{jz} = \frac{1}{1 + \frac{1}{k} \cdot \frac{dF_0}{d\delta}}$$

Kritériem přesnosti je tuhost pracovního prostoru [N/mm] a velikost práce vázaná na pružení W_y .

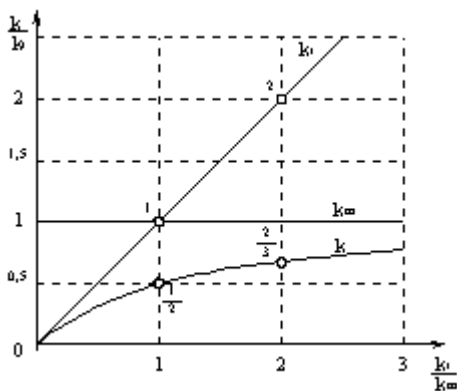
Poddajnost pracovního prostoru:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_r} + \frac{1}{k_m}$$

$$\frac{1}{k_m} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{k_i}$$

kde:

k_i ... tuhost ojnice, hřídele, styků



Dle průběhu tuhostí v obrázku má zvyšování tuhosti rámu c_r význam pouze do určité hodnoty. A to pokud přírůstek tuhosti pracovního prostoru c bude se zřetelem k rostoucí váze a rozměrům rámu ještě ekonomicky únosný.

Poměrný přírůstek z rovnice $\frac{1}{k} = \frac{1}{k_r} + \frac{1}{k_m} = \frac{k_m + k_r}{k_m \cdot k_r} \Rightarrow \frac{k}{k_r} = \frac{k_m}{k_m + k_r} = \frac{1}{1 + \frac{k_r}{k_m}} \approx \frac{\Delta k}{\Delta k_r}$

označíme-li:

$$\frac{k_r}{k_m} = \varphi_1 > 1 \quad , \text{ pak lze psát tuhost:}$$

$$k = \frac{k_r}{1 + \underbrace{\frac{k_r}{k_m}}_{\varphi_1}} = \frac{\varphi_1}{1 + \varphi_1} \cdot k_m$$

Tuhost mechanismu závisí na nejméně tuhém členu soustavy mechanismu. Označíme-li nejmenší tuhost mechanismu k_{\min} a poměr $\frac{k}{k_m} = \varphi_2 < 1$ dostaneme po dosazení pro k tuhost pracovního prostoru:

$$k = \frac{\varphi_1 \cdot k}{(1 + \varphi_1) \cdot \varphi_2} = \frac{1}{\varphi_3} \cdot k$$

Při rozboru a návrhu konstrukce je základem pro návrh tuhostí nejméně tuhý člen.

Optimální řešení pro maximální tuhost c a minimální váhu G , je podmíněno:

- minimálními rozměry výchozího členu
- maximální tuhostí
- ekonomickým poměrem tuhostí rámu a mechanismu a dílčích tuhostí mechanismu.

Příklad:

$$\varphi_1 = 2, \varphi_2 = 1, \varphi_3 = 3 \quad \text{pro min. tuhost výstř. hřídele} \quad k = 10 \quad [MN \cdot mm^{-1}]$$

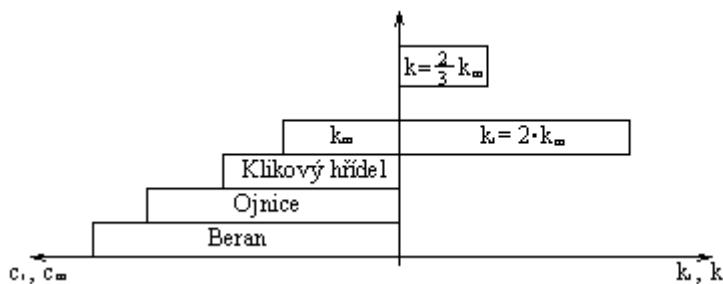
$$k = \frac{10}{3} = 3,3 \quad [MN \cdot mm^{-1}]$$

$$k_m = \frac{10}{2} = 5 \quad [MN \cdot mm^{-1}]$$

$$k_r = 2 \cdot 5 = 10 \quad [MN \cdot mm^{-1}]$$

Pro nejvhodnější proporcionální rozdělení tuhostí vychází se z bilancí tuhostí provozně a ekonomicky osvědčených strojů (experimentálně zjištěných).

Dle příkladu odpovídá bilanci tuhostí sloupcový diagram:



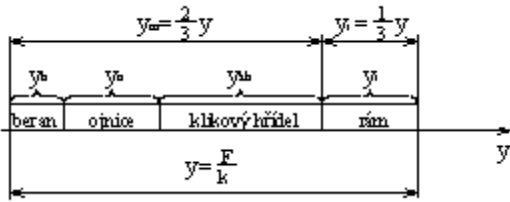
- doporučení tedy:

$$\varphi_1 = 2$$

$$\varphi_2 = 1$$

$$\varphi_3 = \frac{2}{3}$$

Provádíme také bilanci deformací, která podává názorný přehled o poměrném rozdělení deformací na jednotlivé členy soustavy.



Tuhost pracovního prostoru pro $F_j = 160$ [Mp] pro I. třídu:

$$k = \frac{2}{3} \cdot k_m \quad k_r = 2 \cdot k_m$$

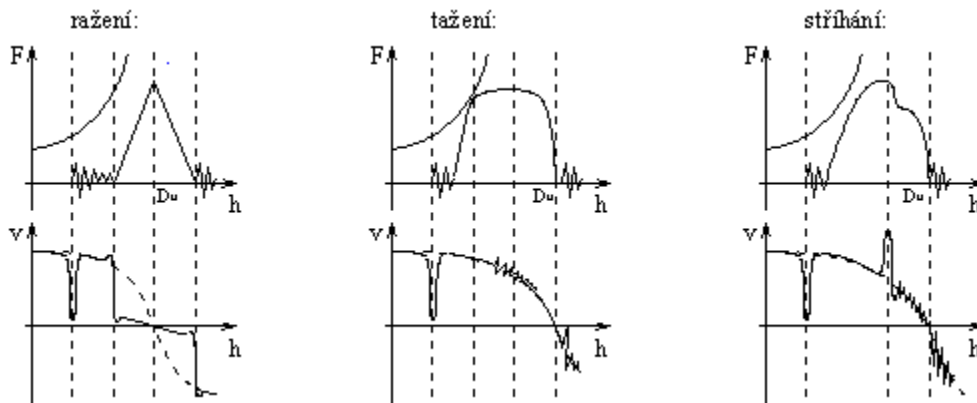
rám: $k_1 = 280$ [Mp · mm⁻¹] = k_r

mechanismus: $k_2 = 200$ [Mp · mm⁻¹] ojnice
 $k_3 = 180$ [Mp · mm⁻¹] výstř. hřídel
 $k_4 = 300$ [Mp · mm⁻¹] beran

Třídy lisů dle tuhostí pro otevřený pracovní prostor:

I. třída $k = (6, 3 + 8) \cdot \sqrt{F_j}$ [Mp · mm⁻¹] $\hat{=} (2 + 3) \cdot \sqrt{F_j}$ [MN · mm⁻¹]
 II. třída $k = (4, 5 + 6, 3) \cdot \sqrt{F_j}$ [Mp · mm⁻¹] $\hat{=} (1, 5 + 2) \cdot \sqrt{F_j}$ [MN · mm⁻¹]
 III. třída $k = (2, 8 + 4, 5) \cdot \sqrt{F_j}$ [Mp · mm⁻¹] $\hat{=} (1 + 1, 5) \cdot \sqrt{F_j}$ [MN · mm⁻¹]

Vůle jsou vymezovány při vzniku tvářecích sil (při pohybu dolů) a při odporech při zpětném pohybu (pohyb zpět).

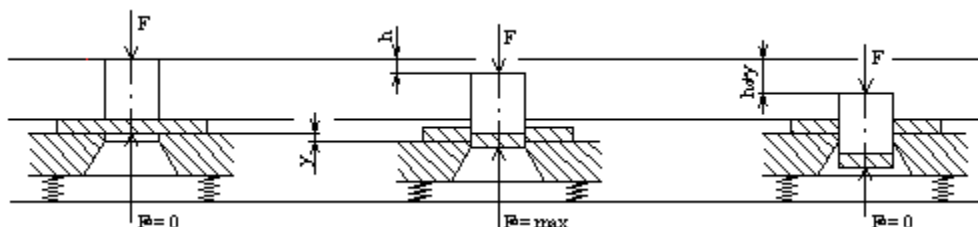


Čím tužší bude tvářecí stroj, tím menší budou odpory proti smykovému a čepovému tření. Optimální hodnota tuhosti pracovního prostoru je však dána:

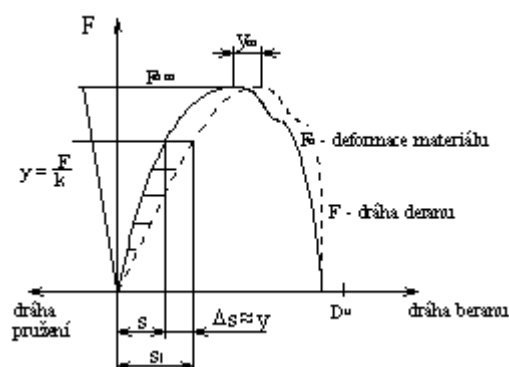
- 1 Minimálními rozměry výchozího členu vzhledem k prostorovým možnostem
- 2 Maximální požadovanou tuhostí výchozích členů
- 3 Ekonomickým poměrem tuhosti rámu a tuhosti členů mechanismu.

Vliv tuhosti pracovního prostoru na tvářecí charakteristiku

Např. stříhání:



Pro dokonale tuhý pracovní prostor odpovídá dráha beranu (užitečné) dráze deformace materiálu. Vlivem pružení pracovního prostoru však nastane vzájemný posuv těchto drah o pružení pracovního prostoru.



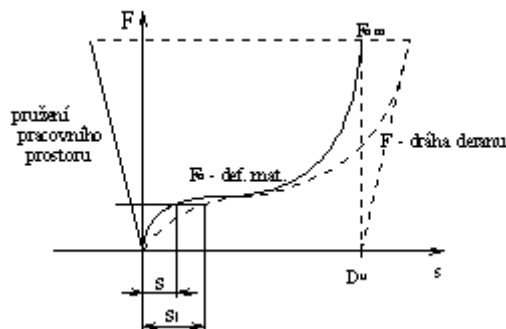
Pro zdvihový stroj (výstředníkový lis):

$$\Delta s = s_1 - s = \frac{F}{k} = \frac{F_o}{k} = y$$

a dráha:

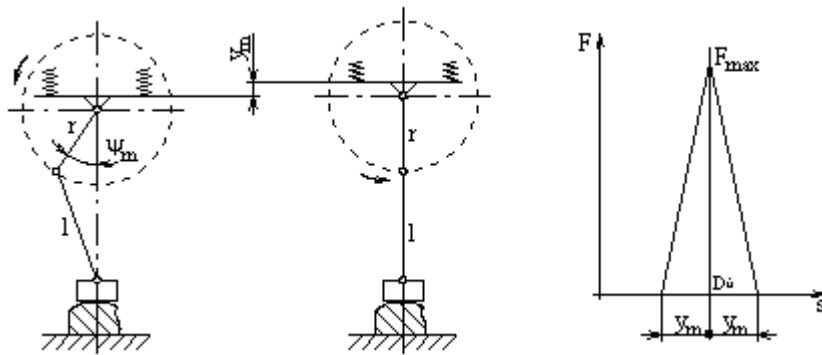
$$s_1 = s + \frac{F}{k}$$

Pro silový stroj (hydraulický lis):

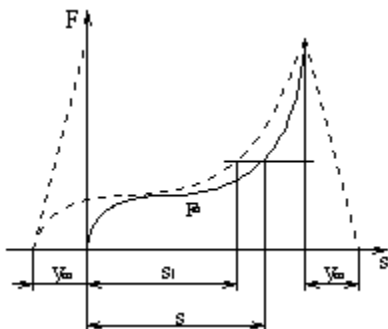


U silového stroje je dráha beranu omezena maximální silou $F \equiv \bar{F}$ o proti zdvihovému stroji, kde je omezena dolní úvratí kliky (beranu).

Proto chceme-li např. pro ohýbání či tváření dosáhnout požadované tvářecí dráhy beranu i s pružením pracovního prostoru, musíme zvětšit dráhu kliky tak, aby v nezátíženém stavu při poloze beranu v dolní úvratí byla klika pootočená o úhel ψ_m (odpovídající pružení y_m) před dolní úvratí. Mluvíme pak o tzv. **záporném sevření nástroje**.



Při chodu stroje se záporným sevřením nástroje, kdy stroj překonává pouze pružné deformace pracovního prostoru mluvíme o tvrdém lisování.



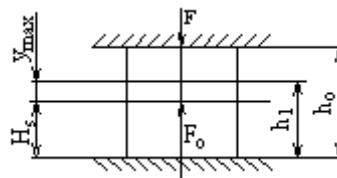
$$\Delta s = y = \frac{F}{k} = \frac{F_o}{k} \quad \text{a dráha} \quad s_1 = s + y_m - \Delta s = s + \frac{F_{om} - F_o}{k}$$

Velikost rozměrů je tedy u výrobku ovlivněna při tváření na zdvihových strojích relativními deformacemi výstupních členů. Ideální výška pechovaného tělesa je dána sevřením nastaveným před započítáním práce na nezátíženém stroji.

Pro rovnováhu sil v úvrati platí:

$$F_o - F = F_o - k \cdot y = 0$$

$$h_1 - H_s$$



H_s ... sevření výstupních členů

tedy:

$$F_o = k \cdot (h_1 - H_s)$$

pro $F_o = k \cdot s = \sigma_k \cdot \frac{V}{h}$ dosazením

$$\sigma_k \cdot \frac{V}{h} = k \cdot (h - H_s)$$

$$k \cdot h^2 - k \cdot H_s \cdot h - \sigma_k \cdot V = 0$$

$$h_{1,2} = \frac{1}{2} \cdot \left(H_s \pm \sqrt{H_s^2 + 4 \cdot \frac{\sigma_k \cdot V}{k}} \right)$$

Konečná výška tvářeného tělesa (tvářeného na stejném stroji při $H_S = \text{konst.}$ a $c = \text{konst.}$) závisí na změně objemu polotovaru, či změně ohřevu materiálu σ_k . Změna výšky v závislosti na změně výchozího objemu je:

$$\frac{dh}{dV} = \frac{\sigma_k}{k \cdot \sqrt{H_S^2 + 4 \cdot \frac{\sigma_k \cdot V}{k}}} \Rightarrow \frac{\Delta h}{\Delta V} = \alpha_{H_S}$$

Pro $dh = \Delta h$ a $dV = \Delta V$ lze psát:

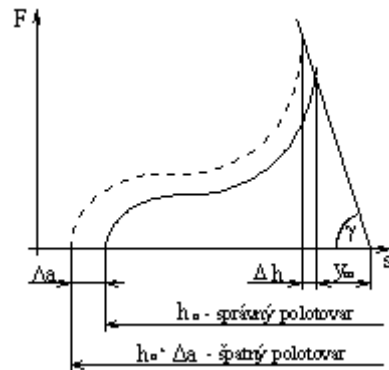
$$\Delta h = \alpha_{H_S} \cdot \Delta V$$

kde:

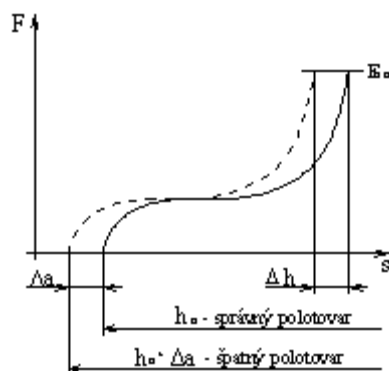
ΔV ... změna výchozího objemu - dána tolerancemi rozměrů polotovaru.

Při změně např. výšky polotovaru o $\Delta a = \frac{\Delta V}{S_0}$, změní se konečná výška výrobku o Δh to u:

zdvihového stroje:



silového stroje:



U silového stroje je pro rovnováhu sil v úvratí stejná síla:

$$F_0 - F = 0 \Rightarrow \sigma_k \cdot \frac{V}{h} - F = 0 \Rightarrow h = \frac{\sigma_k \cdot V}{F}$$

$$\frac{dh}{dV} = \frac{\sigma_k}{F} = \text{konst.} \Rightarrow \frac{\Delta h}{\Delta V} = \alpha_F$$

$$\Delta h = \alpha_F \cdot \Delta V$$

U energetických strojů závisí konečná výška výrobku (a poloha výstupního členu) na přeměně kinetické energie v přetvárnou práci a práci pružných deformací:

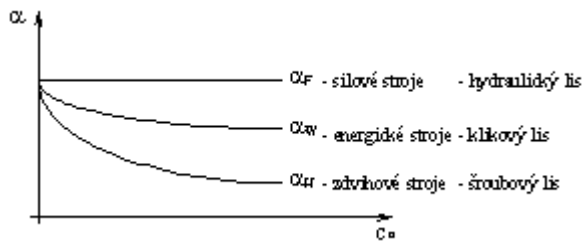
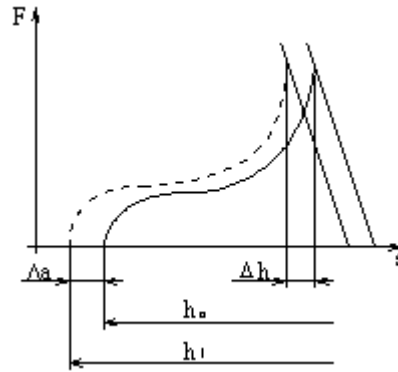
$$W_k = \frac{1}{\eta} \cdot \left\{ \int_{h_0}^{h_1} F_o \cdot dh + \frac{F_o^2}{2 \cdot k} \right\}$$

$$W_k \cdot \eta = \sigma_k \cdot V \cdot \left\{ \frac{h_0}{h_1} + \frac{1}{2 \cdot k} \cdot \frac{\sigma_k \cdot V}{h_1^2} \right\}$$

řešením: $\frac{dh}{dV} \Rightarrow \frac{\Delta h}{\Delta V} = \alpha_w$

$$\Delta h = \alpha_w \cdot \Delta V$$

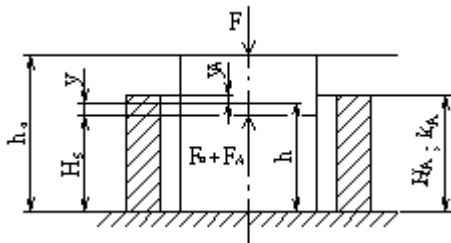
$$F_o = \sigma_k \cdot \frac{V}{h}$$



Při porovnání přesnosti výchozích výrobků tvářených s odlišnostmi polotovarů $\frac{\Delta h}{\Delta V}$, bude u různých typů strojů:

- zdvihových strojů (např. klikového lisu): nejmenší
- energetických strojů (např. bucharu): střední
- silových strojů (např. hydraulického lisu): největší

U klikových lisů či energetických strojů lze zvětšit přesnost výrobků tvářením na pevnou narážku:



Pevná narážka je o tuhosti $k_A \geq k_o$ - tuhosti tvářeného materiálu a má výšku H_A .

Pro rovnováhu sil v dolní úvrti beranu platí:

$$\underbrace{\sigma_k \cdot \frac{V}{h}}_{F_o} - \underbrace{k \cdot (h - H_s)}_F + \underbrace{k_A \cdot (H_A - h)}_{F_A} = 0$$

Úpravou rovnováhy sil dostaneme:

$$\sigma_k \cdot V - k \cdot h^2 + k \cdot H_s \cdot h + k_A \cdot H_A \cdot h - k_A \cdot h^2 = 0$$

$$h^2 \cdot (-k - k_A) + h \cdot (k \cdot H_s + k_A \cdot H_A) + \sigma_k \cdot V = 0$$

$$h^2 - h \cdot \left(\frac{k \cdot H_s}{k + k_A} + \frac{k_A \cdot H_A}{k + k_A} \right) - \frac{\sigma_k \cdot V}{k + k_A} = 0$$

označíme-li:

$$\beta = \frac{k}{k + k_A} + \frac{k_A}{k + k_A} \cdot \frac{H_A}{H_s}$$

dostaneme:

$$h^2 - h \cdot H_s \cdot \beta - \frac{\sigma_k \cdot V}{k + k_A} = 0$$

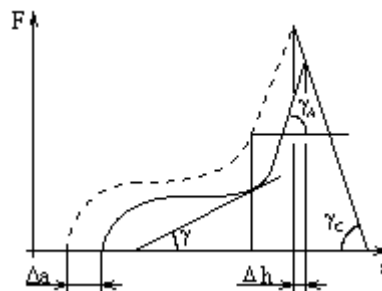
řešením kvadratické rovnice dostaneme:

$$h = \frac{1}{2} \cdot \left(\beta \cdot H_s + \sqrt{\beta^2 \cdot H_s^2 + 4 \cdot \frac{\sigma_k \cdot V}{k + k_A}} \right)$$

$$\frac{dh}{dV} \approx \frac{\Delta h}{\Delta V} = \alpha_{HA}$$

$$\Delta h = \alpha_{HA} \cdot \Delta V$$

$$\alpha_{HA} = \frac{\sigma_k}{(k + k_A) \cdot \sqrt{\beta^2 \cdot H_s^2 + 4 \cdot \frac{\sigma_k \cdot V}{k + k_A}}}$$



Při tváření na pevný doraz musí být splněny následující podmínky:

- Maximální síla F_{omax} na výstupním členu musí být menší nebo rovna jmenovité

$$\underbrace{\sigma_k \cdot \frac{V}{h}}_{F_o} + \underbrace{k_A \cdot (H_A - h)}_{F_{\text{pružné narážky}}} \leq F_j$$

a tedy nejmenší zdvih $\Rightarrow H_s$:

$$h = \frac{1}{2} \cdot \left\{ \left(H_A - \frac{F_j}{k_A} \right) + \sqrt{\left(H_A - \frac{F_j}{k_A} \right)^2 + 4 \cdot \frac{\sigma_k \cdot V}{k_A}} \right\}$$

- Pohon tvářecího stroje musí uhradit zvýšenou spotřebu energie potřebnou k překonání pružných deformací narážky:

$$W_d = \frac{1}{2} \cdot \gamma_A \cdot (F_o + F) = \frac{1}{2} \cdot (h_A - h) \cdot \left[\frac{\sigma_k \cdot V}{h} + k_A \cdot (h - H_s) \right]$$

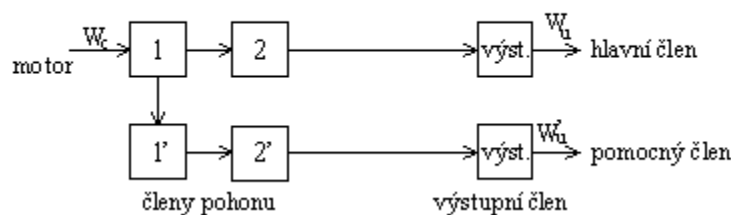
7. Přenos energie na tvářecích strojích

Tvářecí procesy se vyznačují velkými odběry energie do pracovního prostoru v krátkém čase - na vykonání potřebné přetvárné práce (plastické deformace).

Přenos energie se u tvářecích strojů od ostatních výrobních strojů liší:

- impulzivním odběrem energie - proto většinou akumulátorový pohon
- zvýšenými ztrátami energie při překonávání odporů pružných deformací a tření
- nestabilní účinností - která se mění dle charakteristiky tvářecího pochodu.

Blokové schéma pohonu:



Celková práce (energie) na hřídeli motoru - potřebná k vykonání jednoho pracovního cyklu je:

- dána (součtem) prací všech užitečných sil, jež slouží k překonání odporu materiálu a provedení plastické deformace

$$W_u = W_{u1} + W_{u2} + W_{u3} + W_{u4} + \dots$$

- součtem prací všech užitečných třecích sil sloužících k překonání všech odporů proti pohybu vázaných na užitečnou dráhu nástroje a pružení pracovního prostoru

$$W_f + W_{fy} = W_{f1} + W_{fy1} + W_{f2} + W_{fy2} + \dots$$

- součtem prací na překonání pružných deformací všech členů - zejména na deformaci pracovního prostoru přeměněná ve hluk a teplo

$$W_{yz} = W_y + W'_y$$

- součtu prací třecích sil při zdvihu naprázdno

$$W_{fn} = W_{fn1} + W_{fn2} + W_{fn3} + \dots$$

- součtu prací třecích sil k rozběhu výstupního členu třecí spojkou, která se mění v teplo

$$W_{fa} = W_{fa1} + W_{fa2} + W_{fa3} + \dots$$

- součtu prací dynamických sil a momentů, která je potřebná při přerušovaném pracovním cyklu k rozběhu a brzdění hmot výstupních členů a členů s nimi spojenými

$$W_a = W_{a1} + W_{a2} + W_{a3} + \dots$$

Dle uvedeného výčtu prací bude celková práce motoru potřebná ke zhotovení výrobku v trvalém pracovním cyklu:

$$W_{\alpha} = \frac{W_p}{\eta} = \frac{W_u + W_{yz} + W_f + W_{fy} + W_{fn}}{\eta}$$

kde:

η ... střední účinnost přenosu energie mezi motorem a pracovním prostorem

Pro přerušovaný pracovní cyklus bude práce motoru potřebná ke zhotovení jednoho výrobku:

$$W_{cp} = W_{ct} + W_a + W_{fa} + \Delta W_{fn}$$

kde:

ΔW_{fn} ... přírůstek třecí práce při chodu naprázdno odpovídající rozdílu času pro chod naprázdno při přerušovaném a trvalém pracovním cyklu

Střední účinnost přenosu energie se mění dle charakteristiky tvářecího pochodu a je:

- při trvalém chodu $\eta_{ct} = \frac{W_u}{W_{ct}}$

- při přerušovaném chodu $\eta_{cp} = \frac{W_u}{W_{cp}}$

Pro trvalý pracovní cyklus účinnost přenosu energie lze napsat:

$$\eta_{ct} = \frac{W_u}{W_{ct}} = \frac{W_u}{\frac{W_u + W_{zs} + W_f + W_{fy} + W_{fn}}{\eta}} = \frac{\eta}{1 + \frac{W_{zs} + W_f + W_{fy} + W_{fn}}{W_u}} = \frac{\eta \cdot \eta_{fsz}}{1 + \frac{W_{fn}}{W_u} \cdot \eta_{fsz}}$$

kde: $\eta_{fsz} = \frac{W_u}{W_u + W_{zs} + W_f + W_{fy}}$ je účinnost přenosu energie při pracovním zdvihu.

Uvažujeme-li, že $W_u \gg W_{fn}$, tedy $\frac{W_{fn}}{W_u} \cdot \eta_{fsz} \rightarrow 0$, pak účinnost přenosu energie při trvalém pracovním cyklu je:

$$\eta_{ct} = \eta \cdot \eta_{fsz}$$

Přenos energie při pracovním zdvihu

Hnací moment M_k (hnací síla F) musí překonat odpory:

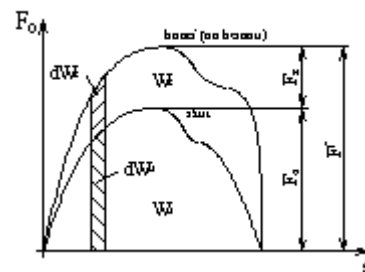
- proti plastické deformaci tvářeného tělesa
- proti pružným deformacím
- proti smykovému a čepovému tření

Vlivem odporů tření vzroste síla a tedy i potřebný moment na:

$$F^f = F_o + F_z, \quad \text{resp.} \quad M_k^f = M_k + M_z$$

třecí práce pak:

$$\begin{aligned} dW_u + dW_f &= F^f \cdot ds = (F_o + F_z) \cdot ds = \\ &= M_k^f \cdot d\psi = (M_k + M_z) \cdot d\psi \end{aligned}$$



Účinnost přenosu energie charakterizující ztráty třením bude:

$$\eta_f = \frac{dW_u}{dW_u + dW_f} = \frac{dF_o \cdot ds}{dF_o \cdot ds + dF_z \cdot ds} = \frac{1}{1 + \frac{F_z}{F_o}} = \frac{1}{1 + \frac{M_z}{M_o}}$$

je-li:

$$M_z = F_o \cdot p_k \quad \text{a} \quad M_o = F_o \cdot p'_k$$

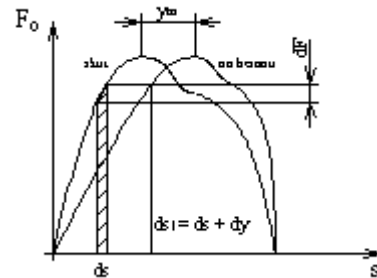
pak:

$$\eta_f = \frac{1}{1 + \frac{p'_k}{p_k}}$$

Vlivem pružení pracovního prostoru bude práce:

$$dW_{ty} = F^f \cdot ds = F^f \cdot (ds + dy) \quad - \text{práce hnací síly}$$

$$dW_u = F_o \cdot ds$$



Okamžitá účinnost přenosu energie:

$$\begin{aligned} \eta_{fz} &= \frac{F_o \cdot ds}{F^f \cdot (ds + dy)} = \frac{F_o}{F_o + F_z} \cdot \frac{ds}{ds + dy} \\ &= \frac{1}{1 + \frac{F_z}{F_o}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{dy}{ds}} = \frac{1}{1 + \frac{F_z}{F_o}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{1}{k} \cdot \frac{dF_o}{ds}} = \eta_f \cdot \eta_{fz} \end{aligned}$$

bylo dosaženo: $k = \frac{dF}{dy} \Rightarrow dy = \frac{dF_o}{k}$

Rozepsáním:

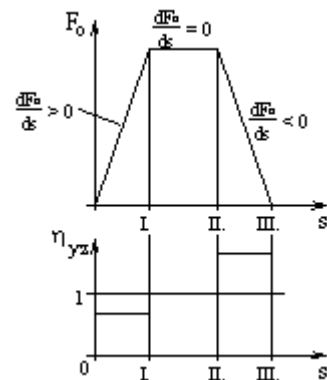
$$\eta_{fz} = \frac{1}{1 + \underbrace{\frac{F_z}{F_o}}_{\text{ztráty třením}} + \frac{1}{k} \cdot \underbrace{\frac{dF_o}{ds}}_{\text{ztráty pružením}} + \underbrace{\frac{F_z}{F_o} \cdot \frac{dF_o}{ds}}_{\text{ztráty třením vázané na pružení pracovního prostoru}} \cdot \frac{1}{k}}$$

V určitých úsecích pracovního zdvihu bude:

pro $\frac{dF_o}{ds} > 0$ $\eta_{fz} < 1$

$\frac{dF_o}{ds} = 0$ $\eta_{fz} = 1$

$\frac{dF_o}{ds} < 0$ $\eta_{fz} > 1$

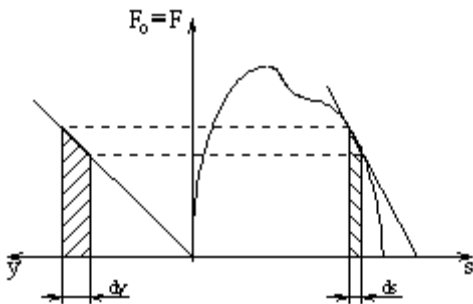


Oblast:

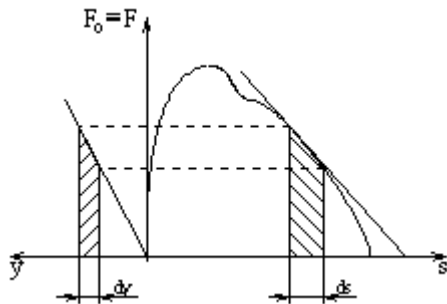
- I. část přiváděné energie se spotřebovává (akumuluje) na deformaci pracovního prostoru.
- II. energie se nepřivádí ani neodebírá, pracovní prostor se chová jako dokonale tuhý.
- III. akumulovaná energie se uvolňuje a o jejím využití tj. využití napružení pracovního prostoru rozhoduje poměr tuhosti tvářeného materiálu k tuhosti pracovního prostoru, tj.:

$$\frac{1}{k} \cdot \frac{dF_o}{ds} = \frac{k_o}{k}$$

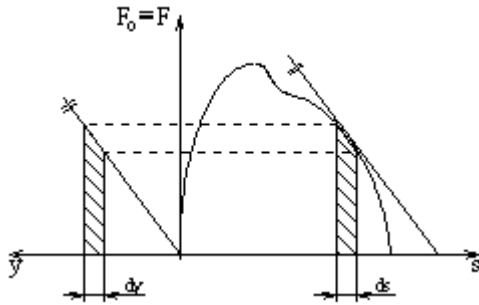
- Při průběhu kdy $k < k_o$, tj. $\frac{dF}{dy} > \frac{dF_o}{ds}$, $\frac{1}{k} \cdot \frac{dF_o}{ds} < 1$, $\eta_p > 1$ se energie akumulovaná v pracovním prostoru ztratí a přemění se v teplo či chvění - nežádoucí.



- Při průběhu kdy $k > k_o$, tj. $\frac{dF}{dy} > \frac{dF_o}{ds}$, $\frac{1}{k} \cdot \frac{dF_o}{ds} < 1$, $\eta_p > 1$ se energie akumulovaná v pracovním prostoru využije ke tváření (překonání odporů plastických deformací tvářeného tělesa).



- Při průběhu kdy $k = k_o$, tj. $\frac{dF}{dy} = \frac{dF_o}{ds}$, $\frac{1}{k} \cdot \frac{dF_o}{ds} = 1$, $\eta_p \rightarrow \infty$ nastane rovnovážný stav, kdy je akumulovaná energie právě využita k překonání odporů tření a zbytkových deformací tvářeného tělesa.



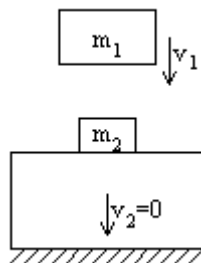
Ztráty pružením pracovního prostoru můžeme charakterizovat, známe-li charakter tuhosti pracovního prostoru k a tuhosti tvářeného materiálu k_0 .

Pro konstrukci tvářecích strojů plynou následující závěry:

- Pro stroje s nízkou tuhostí tvářeného materiálu k_0 , může být relativně nižší tuhost pracovního prostoru - tedy stroje s dlouhým užitečným zdvihem (hydraulické lisy).
- Pro stroje s vysokou tuhostí tvářeného materiálu k_0 máme počítat s vysokou tuhostí pracovního prostoru, tedy s krátkými užitečnými zdvihy a uzavřeným pracovním prostorem.

Tvářecí stroje pracující rázem

U tvářecích strojů pracujících rázem je přenos energie následující:



Beran o hmotě m_1 a rychlosti v_1 naráží na materiál a šabotu o hmotě m_2 a rychlosti $v_2 = 0$ takže kinetická energie beranu se zachytí v plastické deformaci tvářeného tělesa, spočívajícího na šabotě.

Poměry lze přirovnat k přímému rázu dvou volně se pohybujících těles.

Změna hybnosti (za předpokladu tváření dokonale plastického tělesa, kdy beran přilne k tělesu, aniž se odrazí) bude

$$m_1 \cdot v_1 = (m_1 + m_2) \cdot v_s$$

kde:

v_s ... společná rychlost těžiště soustavy po rázu

Energie, která se během rázu využije k plastické deformaci tvářeného tělesa a k pružné deformaci pracovního prostoru je dána rozdílem kinetických energií, tj.:

$$W_u + W_{pr} = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot v_1^2 - \frac{1}{2} \cdot (m_1 + m_2) \cdot v_s^2$$

kde:

W_{yr} ... energie pružných deformací je druhotně akumulovaná v pracovním prostoru a nevratná.

Vyloučením rychlosti $v_s^2 = \left(\frac{m_1}{m_1 + m_2} \cdot v_1 \right)^2$ a dosazením bude:

$$W_u + W_{yr} = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot v_1^2 \cdot \left[1 - (m_1 + m_2) \cdot \frac{m_1}{(m_1 + m_2)^2} \right] = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot v_1^2 \cdot \frac{m_2}{m_1 + m_2}$$

Za předpokladu, že síla F , vyvolávající plastickou deformaci plastického tělesa bude stálá, tj.:

$$F = F_o = k \cdot A = konst.$$

kde:

k ... přetvárný odpor

bude:

$$F = m_1 \cdot a_1 = m_2 \cdot a_2 = k \cdot A = F_o$$

kde:

$$a_1 = \frac{v_1 - v_s}{t} \quad - \text{zpoždění beranu}$$

$$a_2 = \frac{v_s}{t} \quad - \text{zrychlení šaboty}$$

za doby rázu:

$$t = \frac{v_1}{a_1 + a_2}$$

Dosadíme-li do rovnice $F_o = m_1 \cdot a_1 = m_2 \cdot a_2$ za $a_1 = \frac{k \cdot A}{m_1}$ a za, $a_2 = \frac{k \cdot A}{m_2}$ doba rázu bude:

$$t = \frac{v_1}{k \cdot A} \cdot \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2}$$

Doba rázu je přímo úměrná rychlosti a hmotám, nepřímo úměrná přetvárnému odporu a průřezu tvářeného tělesa.

Při tváření skutečných - nedokonale plastických těles, však dochází ke zpětnému odrazu beranu. Doba rázu je kratší a rázová síla se mění - roste od nuly do maxima a opět klesá k nule.

Energie odraženého beranu - ztrátová - se vyjadřuje pomocí koeficientu restituace K . Energetická bilance pak je:

$$W_u + W_{yr} = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot v_1^2 \cdot (1 - K^2) \cdot \frac{m_2}{m_1 + m_2}$$

koeficient restituce:

- $K = 0$ - pro dokonale plastická tělesa
- $K = 1$ - pro dokonale pružná tělesa
- $K = 0,3$ - kování za tepla
- $K = 0,5 \div 0,7$ - kování za studena

Účinnost přenosu energie při rázu

Účinnost přenosu energie při rázu je:

$$\eta = \frac{2 \cdot W_{\text{L}}}{m_1 \cdot v_1^2}$$

dosadíme za :

$$\frac{m_1 \cdot v_1^2}{2} = \frac{W_{\text{L}} + W_{\text{pr}}}{(1 - K^2) \cdot \frac{m_2}{m_1 + m_2}}$$

$$\eta = (1 - K^2) \cdot \frac{1}{1 + \frac{m_1}{m_2}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{W_{\text{pr}}}{W_{\text{L}}}} = \eta_{\text{r}} \cdot \eta_{\text{s}} \cdot \eta_{\text{pr}}$$

$\eta_{\text{r}} = 1 - K^2$ ztráty odrazem beranu, pro $K = 0,5$ je $\eta_{\text{r}} = 0,75$

$\eta_{\text{s}} = \frac{1}{1 + \frac{m_1}{m_2}}$ ztráta šabotová $\xi_{\text{s}} = (1 - \eta_{\text{s}}) \Rightarrow 0,17$ pro $\frac{m_2}{m_1} = (10 \div 20)$ $\eta_{\text{s}} = 0,83$

$\eta_{\text{pr}} = \frac{1}{1 + \frac{W_{\text{pr}}}{W_{\text{L}}}}$ ztráta pružením pracovního prostoru

8. Mechanické lisy

Mechanické lisy se využívají k přenosu energie mechanických převodových systémů. Základní pohon je klikový, ostatní jsou odvozené, kombinované. Dle použitého převodového systému lze dělit mechanické lisy na výstředníkové, klikové, kolenové, šroubové, hřebenové, atp.

Volba použitého převodového mechanismu závisí na charakteristickém tvářecím pochodu a délce zdvihu:

- krátký zdvih je $1 \div 3$ [mm],
- střední zdvih je $3 \div 20$ [mm],
- dlouhý zdvih je 100 a více [mm].

Podle velikosti jmenovité síly se mechanické lisy dělí na:

- lehké do 0,5 [MN] (50 [Mp]),
- střední $5 \div 50$ [MN] ($50 \div 500$ [Mp]),
- těžké nad 50 [MN] (500 [Mp]).

Podle tvaru stojanu jsou:

- jedno stojanové „C“,
- dvo stojanové „CC“,
- dvo stojanové uzavřené „O“,
- sloupové,
- a ostatní mechanické lisy.

Podle uspořádání hřídelů pohybového mechanismu s podélným a příčným uspořádáním vzhledem k čelní straně. Podle provedení stolu s nehybným a s ustavitelným stolem.

Podle polohy pohonu beranu se mechanické lisy dělí:

- vodorovné
- svislé - se spodním, s horním pohonem

Podle pracovního rozsahu se mechanické lisy dělí:

- univerzální - ke zpracování materiálů různými operacemi u různých výrobků,
- speciální - pro jednu operaci u různých výrobků,
- jednoúčelové - pro stejné operace na stejných výrobcích.

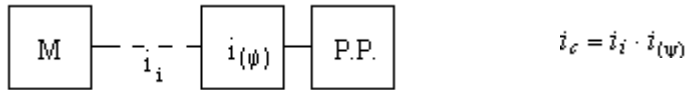
Kinematické schéma sestává z převodů sériově či paralelně řazených a z mechanismu s přímočarým vratným pohybem, který tvoří konečný převodový systém.

Hracím členem konečného převodového systému je klika nebo výstředník a výstupním členem je beran.

Pracovní cyklus je dán jednou otáčkou klikového hřídele, ze které se pouze část využije pro pracovní zdvih.

Stupeň využití času pracovního cyklu je obvykle nízký, proto se v pohonu užívá setrvačníku.

Celkový převodový poměr mezi motorem a beranem, tj. vstupním a výstupním členem, bude:



i_i konstantní převodové poměry, řemenové či ozubené, mezi motorem a klikovým hřídelem

$i(\psi)$.. proměnný převodový poměr mezi klikovým hřídelem a beranem. Určuje průběh základní síly, rychlosti podél dráhy beranu.

Volba mechanismu pohonu se řídí matematickým využitím základní síly lisu - průběh síly by měl co nejlépe odpovídat průběhu tvářecího odporu.

Pro docílení jednoduché konstrukce a výrobní tuhosti s vysokou účinností by měl mít použitý mechanismus co nejmenší počet členů. Základem konečných převodových systémů je čtyřkloubový mechanismus.

Základy výpočtu pohonu výstředníkových a klikových lisů

Velikost zdvihu:

- krátké - kalibrační ražení
- střední - vytlačování, stříhání
- dlouhé - hluboké tažení



$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot \dots \cdot i(\psi)$$

kde:

$i_1 \dots i_n$ - konstantní převod

$i(\psi)$ - proměnný převod - udává průběh základní síly

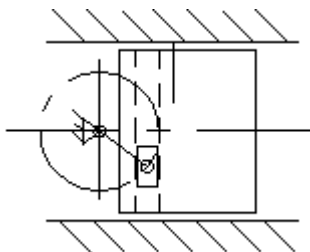
Základ lisů - čtyřkloubový mechanismus

1. Klikové lisy

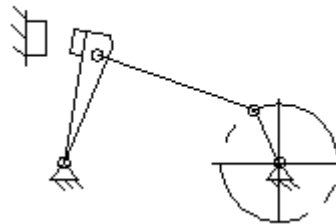
rrrp výstředníkové a klikové lisy
pro stříhání a objemové tváření



vodorovné kovací stroje a automaty



rrrr použití: tabulové nůžky, automaty na
zpracování plechů



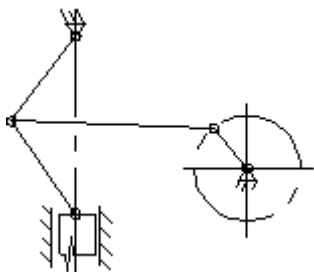
rrpr rotační kovací stroje



Vícečlenné mechanismy

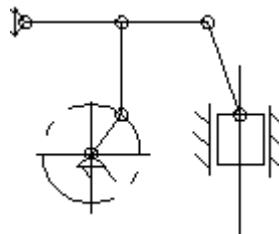
2. Kolenové lisy

rrrrrp razící a kalibrovací lisy
- velké síly na malém zdvihu a
malém kroučícím momentu



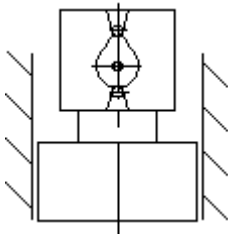
3. Kliko-pákové lisy

rrrrrrp tažné a hlubokotažné lisy
- velký zdvih při malé rychlosti beranu

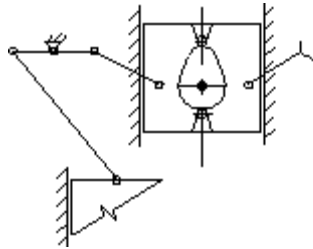


4. Mechanismy s klidovou polohou v úvratí - použití na přidržovače

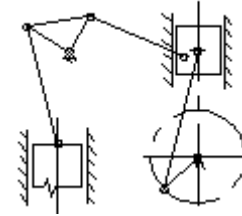
vačkový



vačko-pákový

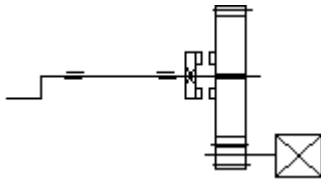


kliko-pákový

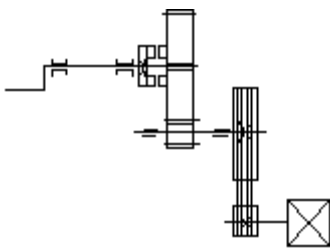


5. Konstantní převody

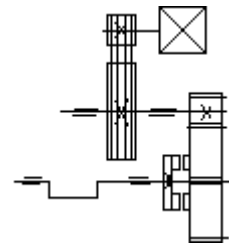
jednostupňový



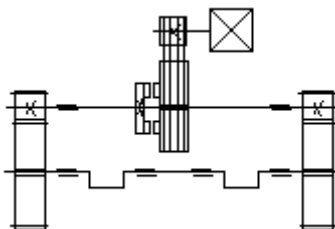
dvoustupňový příčný



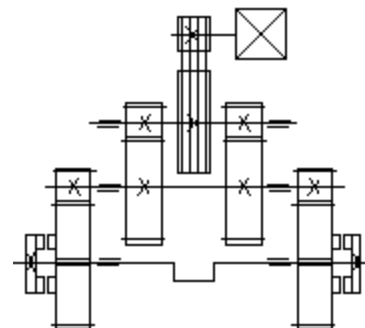
dvoustupňový podélný



oboustranný dvoubodový



třístupňový oboustranný pohon

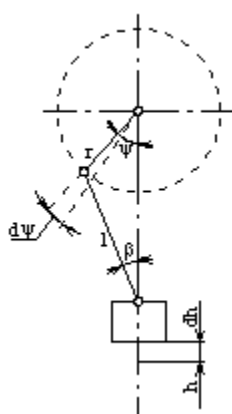


9. Kinematika pohonů

Kinematika klikového mechanismu

zdvih $h = f(\psi, \lambda)$

převod $\frac{dh}{d\psi}$



z geometrických poměrů:

$$h = r \cdot (1 - \cos \psi) + L \cdot (1 - \cos \beta)$$

$$r \cdot \cos \psi = L \cdot \cos \beta \Rightarrow \cos \beta = \frac{r}{L} \cdot \cos \psi$$

$$\cos \beta = \lambda \cdot \cos \psi$$

$$\sin^2 \beta + \cos^2 \beta = 1 \Rightarrow \sin \beta = \sqrt{1 - \cos^2 \beta}$$

$$\sin \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \cos^2 \psi}$$

$$\sin \beta = (1 - \lambda^2 \cdot \cos^2 \psi)^{\frac{1}{2}}$$

Substitute: $(1 - \lambda^2 \cdot \cos^2 \psi)^{\frac{1}{2}} \hat{=} (1 - x^2)^{\frac{1}{2}}$

Binomický rozvoj:

$$(1 - x^2)^{\frac{1}{2}} \hat{=} (1 + x_0)^n = 1 + \sum_{k=1}^n \binom{n}{k} \cdot (1^{n-k} \cdot x^k)$$

Binomický rozvoj pro dva členy:

$$(1 - x^2)^{\frac{1}{2}} \hat{=} 1 + \left(\frac{1}{2}\right) \cdot 1^{\frac{1}{2}-1} \cdot (-x^2)^1 + \left(\frac{1}{2}\right) \cdot 1^{\frac{1}{2}-2} \cdot (-x^2)^2 \Rightarrow 1 - \frac{1}{2} \cdot \lambda^2 \cdot \cos^2 \psi$$

Po dosazení:

$$h = r \cdot \left\{ (1 - \cos \psi) + \frac{1}{\lambda} \cdot \left(1 - 1 + \frac{1}{2} \cdot \lambda^2 \cdot \cos^2 \psi \right) \right\}$$

$$h = r \cdot \left\{ (1 - \cos \psi) + \frac{\lambda}{2} \cdot \cos^2 \psi \right\} \quad / : r, \frac{dh}{d\psi}$$

$$\frac{d}{d\psi} (\cos^2 \psi) = 2 \cdot \cos \psi \cdot (-\sin \psi) = -(2 \cdot \cos \psi \cdot \sin \psi)$$

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{dh}{d\psi} = \sin \psi + \frac{\lambda}{2} \cdot (2 \cdot \cos \psi \cdot \sin \psi) = i_{(\psi)} \quad \underbrace{r \cdot \left\{ \sin \psi + \frac{\lambda}{2} \cdot (2 \cdot \cos \psi \cdot \sin \psi) \right\}}_{\text{rameno } p_k^\psi} = \frac{dh}{d\psi}$$

Rychlost beranu: $v = \frac{dh}{dt} = \frac{dh}{d\psi} \cdot \frac{d\psi}{dt} = r \cdot i_{(\psi)} \cdot \omega$

$$v = r \cdot \omega \cdot \left\{ \sin \psi + \frac{\lambda}{2} \cdot (2 \cdot \cos \psi \cdot \sin \psi) \right\}$$

Zrychlení (zpoždění) beranu :

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{dh}{d\psi} \cdot \frac{d\psi}{dt} \right) = \frac{d}{dt} \left(\frac{dh}{d\psi} \right) \cdot \frac{d\psi}{dt} + \frac{dh}{d\psi} \cdot \frac{d}{dt} \left(\frac{d\psi}{dt} \right) = r \cdot [i(\psi)]' \cdot \omega + r \cdot i(\psi) \cdot \omega'$$

pro $\omega = konst.$ $\omega' = 0$

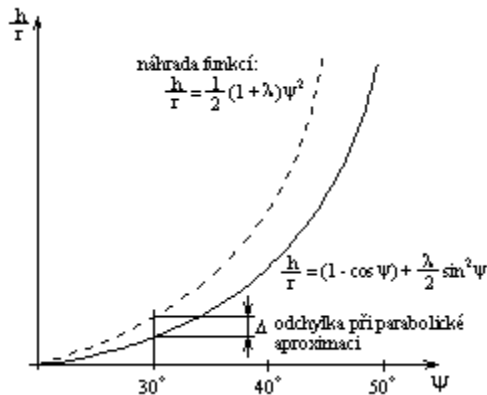
$$a = r \cdot \omega \cdot \left[\psi + \lambda \cdot (2 \cdot \psi) \right] \cdot \frac{d\psi}{dt} = r \cdot \omega^2 \cdot \left[\psi + \lambda \cdot (2 \cdot \psi) \right]$$

$$a = r \cdot \omega^2 \cdot \left[\psi + \lambda \cdot (2 \cdot \psi) \right]$$

Pro malé úhly $\psi \hat{=} 20^\circ \div 30^\circ$ tj. rozmezí α_j u $D_{\hat{u}}$ platí aproximace:

$$h \hat{=} \frac{1}{2} \cdot r \cdot (1 + \lambda) \cdot \psi^2 \quad \dots \text{ parabola}$$

$$i(\psi) \hat{=} (1 + \lambda) \cdot \psi \quad \dots \text{ přímka}$$



- zdvihová funkce $\frac{h}{r} = h(\psi)$ platí obecně pro různá λ

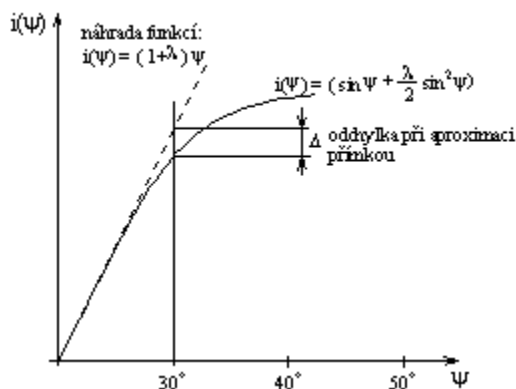
- násobíme-li r , získáme konstrukční hodnoty h , potřebné pro řešení klikového mechanismu

Chyba aproximace $\Delta = 0,2 \div 0,3$ [%] pro $\psi \leq 30^\circ$

$\lambda = 0 \div 0,25$

Obdobně aproximace převodové funkce:

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{dh}{d\psi} = i(\psi) \approx (1 + \lambda) \cdot \psi$$



- převodová funkce platí obecně, z grafu lze řešit pro různá λ .

- násobíme-li r a ω , lze určovat pro různá ψ rychlost beranu

Chyba aproximace $\lambda = 0,06 \div 0,25$ a pro $\psi \leq 20^\circ$

je $\Delta = 3 \div 3,6$ [%]

Jmenovitý zdvih

$h_j = r \cdot \left(1 - \alpha_j + \frac{\lambda}{2} \cdot 2 \alpha_j \right)$, kde je α_j jmenovitý úhel - úhel kliky, při kterém základní síla na beranu dosahuje jmenovité hodnoty.

Jmenovitá rychlost beranu

$$v_j = r \cdot \omega \cdot \left[\alpha_j + \frac{\lambda}{2} \cdot (2 \cdot \alpha_j) \right] = r \cdot \omega \cdot i(\alpha_j)$$

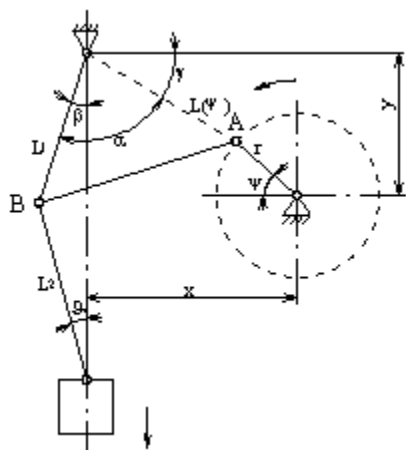
Jmenovitý úhel α_j je podle druhu lisu v rozmezí $5^\circ \div 90^\circ$:

α_j	Druh lisu	
5	výstředníkové lisy	
$\div 10$		
20	výstředníkové a klikové lisy	$F_j > 1600$ [MN]
30	výstředníkové a klikové lisy	$F_j < 1600$ [MN]
$40 \div 45$	vytlačovací lisy	
$70 \div 90$	tažné lisy	

Podle druhu lisu se λ volí v rozmezí $0,05 \div 0,3$:

λ	Druh lisu	
0,05	univerzální lisy	- střední zdvih
$\div 0,14$		
$0,15 \div 0,20$	univerzální lisy	- dlouhý zdvih
$0,18 \div 0,30$	tažné lisy	
$0,12 \div 0,30$	razící lisy	
$0,1 \div 0,2$	automaty	

Kinematika kolenového mechanismu



Z geometrie:

$$h = L_1 \cdot (1 - \sin \alpha) + L_2 \cdot (1 - \sin \beta)$$

pro $\lambda_1 = \frac{L_2}{L_1}$ po úpravě bude:

$$h = L_1 \cdot (1 - \sin \alpha) \cdot \left[1 + \lambda_1 \cdot \frac{1 - \sin \beta}{1 - \sin \alpha} \right]$$

$$L_1 \cdot \sin \alpha = L_2 \cdot \sin \beta \Rightarrow \sin \alpha = \frac{L_2}{L_1} \cdot \sin \beta$$

$$\sin \alpha = \sqrt{1 - \lambda_1^{-2} \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \lambda_1^2 \cdot \sin^2 \beta}$$

binomický rozvoj:

$$\left(1 - \lambda_1^2 \cdot \sin^2 \beta \right)^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \lambda_1^2 \cdot \sin^2 \beta + \dots \text{zanedbáme}$$

to znamená:

$$h = L_1 \cdot \left(1 - 1 + \frac{\lambda_1^2}{2} \cdot \sin^2 \beta \right) \cdot \left[1 + \lambda_1 \cdot \frac{1 - \sin \beta}{1 - 1 + \frac{\lambda_1^2}{2} \cdot \sin^2 \beta} \right]$$

Úhel β v závislosti na úhlu natočení kliky ψ :

$$X_A = x - r \cdot \cos \psi = r \cdot (\lambda_2 - \cos \psi) \quad \text{pro} \quad \lambda_2 = \frac{x}{r}$$

$$Y_A = y - r \cdot \sin \psi = r \cdot (\lambda_3 - \sin \psi) \quad \text{pro} \quad \lambda_3 = \frac{y}{r}$$

$$L_{(\psi)}^2 = X_A^2 + Y_A^2 = r^2 \cdot \underbrace{\left[(\lambda_2 - \cos \psi)^2 + (\lambda_3 - \sin \psi)^2 \right]}_{\Phi} = r^2 \cdot \Phi$$

Pomocí kosinové věty:

$$L^2 = L_{(\psi)}^2 + L_2^2 - 2 \cdot L_{(\psi)} \cdot L_2 \cdot \cos \alpha$$

$$\Rightarrow \cos \alpha = \frac{L_{(\psi)}^2 + L_2^2 - L^2}{2 \cdot L_{(\psi)} \cdot L_2} = \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{L_{(\psi)}}{L_2} + \frac{L_2 - L^2}{L_{(\psi)} \cdot L_2} \right] = \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{L_{(\psi)}}{L_2} + \frac{L_2}{L_{(\psi)}} \cdot \left(1 - \frac{L^2}{L_2^2} \right) \right]$$

pro $\lambda_4 = \frac{L}{L_2}$ a pro $\lambda_5 = \frac{r}{L_2}$ platí:

$$\cos \alpha = \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{r}{L_2} \cdot \sqrt{\Phi} + \frac{L_2}{r} \cdot \frac{1}{\sqrt{\Phi}} \cdot (1 - \lambda_4^2) \right] = \frac{1}{2} \cdot \left[\lambda_5 \cdot \sqrt{\Phi} + \frac{1 - \lambda_4^2}{\lambda_5} \cdot \frac{1}{\sqrt{\Phi}} \right]$$

Dle obrázku platí:

$$\beta = (\alpha + \gamma - 90^\circ) \Rightarrow \sin \beta = \sin(\alpha + \gamma - 90^\circ) = -\cos(\alpha + \gamma)$$

$$\sin \beta = -\cos \alpha \cdot \cos \gamma + \sin \alpha \cdot \sin \gamma$$

Z obrázku dále platí pro $\sin \gamma$ a $\cos \gamma$:

$$\gamma = \frac{Y_A}{\sqrt{X_A^2 + Y_A^2}} = \frac{\lambda_3 - \psi}{\sqrt{\Phi}}$$

$$\gamma = \frac{X_A}{\sqrt{X_A^2 + Y_A^2}} = \frac{\lambda_2 - \psi}{\sqrt{\Phi}}$$

Dosadíme do vztahu pro $\cos \beta$ a poté do vztahu:

$$h = L_1 \cdot \left(1 - 1 + \frac{\lambda_1^2}{2} \cdot \beta \right) \cdot \left[1 + \lambda_1 \cdot \frac{1 - \beta}{1 - 1 + \frac{\lambda_1^2}{2} \cdot \beta} \right]$$

Dostaneme závislost $h = f(\psi)$.

10. Síly a momenty

Výstředníkové a klikové lisy pracují relativně klidným chodem. Proto dynamické účinky (síly a momenty) bereme v úvahu pouze u některých rychloběžných strojů, zejména automatů.

Pro výpočet namáhání částí zjednodušeně uvažujeme, že síly a momenty zatěžující součásti pohonu jsou statické.

Uložení čepů, kloubů a hřídelů u středně těžkých lisů bývá kluzné. Proto odpory jsou řešené na smykové a čepové tření.

Základní síla lisu a kroutící moment na klikovém hřídeli

Základní síla lisu, jak byla již dříve definována je mezní statická síla, kterou může beran působit na tvářený materiál.

Při stanovení základní síly vycházíme z předpokladu, že hnací moment kroutící na klikovém hřídeli je konstantní $M_K = \text{konst.}$

Elementárnímu natočení kliky poloměru r o úhel $d\psi$ bude odpovídat elementární posuv beranu dh .

Z rovnosti vykonaných prací bude:

$$F_{(\psi)} \cdot dh = M_K \cdot d\psi$$

Základní síla lisu pak bude:

$$F_{(\psi)} = M_K \cdot \frac{d\psi}{dh} = M_K \cdot \frac{1}{r \cdot i(\psi)}$$

$$\frac{dh}{d\psi} = r \cdot i(\psi) \quad - \text{převodová funkce mechanismu}$$

Pokud $M_K = \text{konst.}$, pak odpovídá jmenovitému kroutícímu momentu $M_j = F_j \cdot r \cdot i(\alpha_j)$.

Dosadíme-li za tento moment do rovnice $F_{(\psi)}$, pak bude:

$$F_{(\psi)} = \frac{F_j \cdot r \cdot i(\alpha_j)}{r \cdot i(\psi)} = F_j \cdot \frac{i(\alpha_j)}{i(\psi)} = F_j \cdot \frac{\alpha_j + \frac{\lambda}{2} \cdot (2 \cdot \alpha_j)}{\psi + \frac{\lambda}{2} \cdot (2 \cdot \psi)}$$

Působí-li beran s daným průběhem základní síly na tvářený materiál vzniká v materiálu tvářecí odpor, zpětně působící na beran tak, že síly jsou v rovnováze .

$$|F_o| = F_{(\psi)}$$

Na klikovém hřídeli vznikne odporový kroutící moment:

$$M_o = r \cdot i(\psi) \cdot F_o = p_k^\psi \cdot F_o$$

p_k^Ψ označujeme jako ideální rameno kroutícího momentu (bez uvažování odporů proti pohybu).

Rameno se p_k^Ψ mění podle dráhy kliky ψ , odporová síla F_o je funkcí zdvihu (viz charakteristiky).

Se zahrnutím odporů proti pohybu bude odporový moment na klikovém hřídeli:

$$M_o^\Psi = \frac{M_o}{\eta_{\psi z}} = M_o \cdot \left[\left(1 + \frac{F_z}{F_o} \right) \cdot \left(1 + \frac{1}{k} \cdot \frac{dF_o}{ds} \right) \right]$$

$$\eta_{\psi z} = \frac{1}{1 + \frac{F_z}{F_o}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{1}{k} \cdot \frac{dF_o}{ds}}$$

Dosadíme-li do rovnice za $\frac{F_z}{F_o} = \frac{M_z}{M_o} = \frac{p_k^f \cdot F_o}{p_k^\Psi \cdot F_o} = \frac{p_k^f}{p_k^\Psi}$, kde p_k^f je rameno tření odporového momentu, pak:

$$M_o^\Psi = M_o \cdot \left(1 + \frac{p_k^f}{p_k^\Psi} \right) \cdot \left(1 + \frac{1}{k} \cdot \frac{dF_o}{ds} \right)$$

kde:

$(p_k^\Psi + p_k^f)$ označujeme jako rameno kroutícího momentu ~ odporového momentu.

Toto se mění dále i s pružením pracovního prostoru.

Vyjádření kroutícího momentu na klikovém hřídeli bývá obtížné vzhledem ke složitosti převodových funkcí jednotlivých mechanismů.

Maximální odporový moment na klikovém hřídeli a úhel kliky pro tento moment lze vypočítat z podmínky:

$$\frac{dM_o^\Psi}{d\psi} = 0$$

Konstruujeme-li stroj pro teoretickou obdélníkovou charakteristiku F_j, h_j pak v rovnici je a $\frac{dF_o}{ds} = 0$ jmenovitý moment na klikovém hřídeli řešíme (bez pružení pracovního prostoru):

$$M_j^f = F_j \cdot [p_k^\Psi + p_k^f] \quad , \quad \text{pro } \psi = \alpha_j \quad \sim \text{hnací moment.}$$

Úhel natočení kliky, kdy je maximální moment na klice lze ψ_m určit pro $\frac{dF_o}{ds} = 0$

$$M_o^\Psi = F_o \cdot [p_k^\Psi + p_k^f] \quad \text{tzn. bereme-li, že se třecí odpory nemění a tedy } p_k^f = \text{konst.}$$

Řešením extrému dostaneme:

$$\frac{d\psi_k^\Psi}{d\psi} = r \cdot \frac{di(\psi)}{d\psi} = r \cdot [\psi + \lambda \cdot (2 \cdot \psi)] = 0$$

řešíme: $2 \cdot \lambda \cdot \psi_m + \psi_m - \lambda = 0$

$$\psi_m = \frac{-1 + \sqrt{1 + 8\lambda^2}}{4\lambda} \Rightarrow \psi_m$$

ψ_m - úhel, při kterém je maximální rameno ρ_k^Ψ

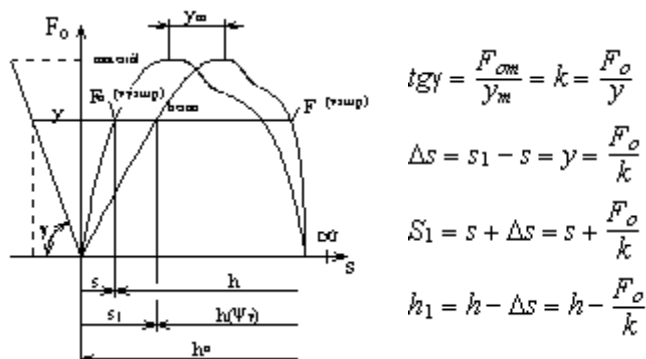
λ	0,1	0,2	0,3	0,4
ψ_m	84°	79°	74°	...

Při konstrukci tvářecího stroje vycházíme z typické operace - dané tvářecí charakteristikou. Tuto charakteristiku často zjednodušíme náhradou přímkami, takže v jednotlivých úsecích dráhy beranu je $\frac{dF_o}{ds} = k_o = konst.$

a $\rho_k^f = konst.$ také.

V úvahu je nutno ještě kromě pasivních odporů brát změnu dráhy kliky vlivem pružení pracovního prostoru.

A. Pro tvářecí charakteristiky s poklesem tvářecí síly (odporu) před dolní úvratí beranu např. (charakteristika střihání)



Skutečný zdvih k tváření materiálu:

$$h_{(\psi, y)} = h - \Delta s$$

Zdvihová funkce s pružením pracovního prostoru je u tohoto případu:

$$h_{(\psi, y)} = h - \frac{F_o}{k}$$

Při výpočtu $i(\psi)$ s pružením pracovního prostoru a tedy i momentu odporového s třecími odpory a pružením pracovního prostoru lze příklad řešit numericky (uspořádáním v tabulce) nebo graficko - početně.

Pro malé úhly natočení kliky lze užít zjednodušení:

$$h \doteq \frac{1}{2} \cdot r \cdot (1 + \lambda) \cdot \psi^2 \quad , \quad i(\psi) = (1 + \lambda) \cdot \psi$$

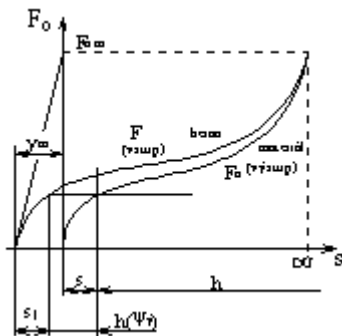
kde za úhel ψ dosadíme ψ_y , $\psi = \sqrt{\frac{2}{r \cdot (1 + \lambda)}} \cdot \sqrt{h}$:

$$\psi_y = \sqrt{\frac{2}{r \cdot (1 + \lambda)}} \cdot \sqrt{h - \frac{F_o}{k}}$$

Dále řešíme zvětšení ramene $p_k^\psi = (p_k^\psi)$ s pružením:

$$(p_k^\psi)_y = r \cdot i(\psi_y) = r \cdot (1 + \lambda) \cdot \psi_y = \sqrt{2 \cdot r \cdot (1 + \lambda)} \cdot \sqrt{h - \frac{F_o}{k}}$$

B. Pro tvářecí charakteristiky a stroje s maximem síly v dolní úvrati beranu (např. charakteristika ohýbání)



Podobnost:

$$\frac{y_m}{F_{cm}} = \frac{y}{F_{cm} - F_o}$$

$$\frac{y}{y_m} = \frac{F_{cm} - F_o}{F_{cm}}$$

$$\frac{F_{cm}}{y_m} = k$$

$$y = \frac{F_{cm} - F_o}{k}$$

$$s_1 = s - \Delta s + y_m = s + (y_m - y) = s + \left(\frac{F_{cm}}{k} - \frac{F_{cm} - F_o}{k} \right) = s + \frac{F_o}{k}$$

Zdvihová funkce:

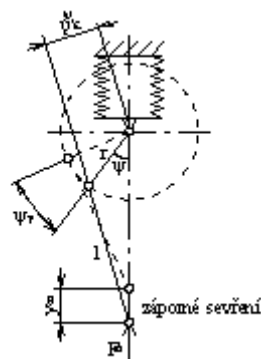
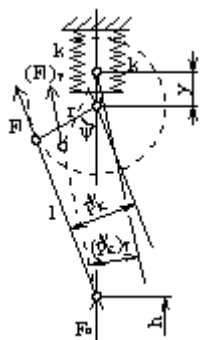
$$h(\psi_y) = h + y = h + \frac{F_{cm} - F_o}{k}$$

pro malé úhly $\psi_y = \sqrt{\frac{2}{r \cdot (1 + \lambda)}} \cdot \sqrt{h + \frac{F_{cm} - F_o}{k}}$

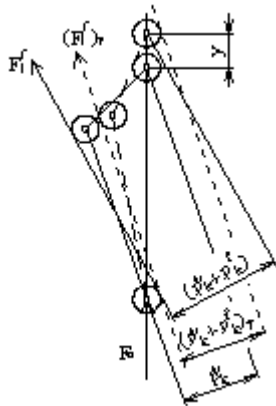
zvětšení ramene kroučícího momentu

$$(p_k^\psi)_y = r \cdot (1 + \lambda) \cdot \psi_y = \sqrt{2 \cdot r \cdot (1 + \lambda)} \cdot \sqrt{h + \frac{F_{cm} - F_o}{k}}$$

Vliv tuhosti na charakteristiku hnací síly:



- Pro charakteristiku s maximální F_0 před DÚ (rameno p_k^ψ se vlivem pružení pracovního prostoru zmenší, zároveň se zmenší i ψ).
- Pro charakteristiku s maximální F_0 v DÚ (rameno p_k^ψ a úhel ψ se zvětší).



$$h' = r \cdot [1 - \psi(\psi)] + \dots \Rightarrow \psi(\psi)$$

$$h' = r \cdot (1 - \psi) + \dots \Rightarrow \psi$$

$$h' = h - y = h - \frac{F_0}{k}$$

10.1 Metoda zjišťování odporového kroučícího momentu

1. Početně tabelováním funkce

Dáno: $F_o = f(s)$ tvářecí charakteristika
 c, p_k^f, r, L

A. Tvářecí charakteristika s maximem síly před dolní úvratí

Tabelováním funkce $F_o(h)$

F_o	s	h	$\frac{F_o}{k} = y$	$h - \frac{F_o}{k}$	ψ_y	ψ_y	p_k^ψ	p_k^f	M_o^f
[MN]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[rad]	[°]	[mm]	[mm]	[Nm]

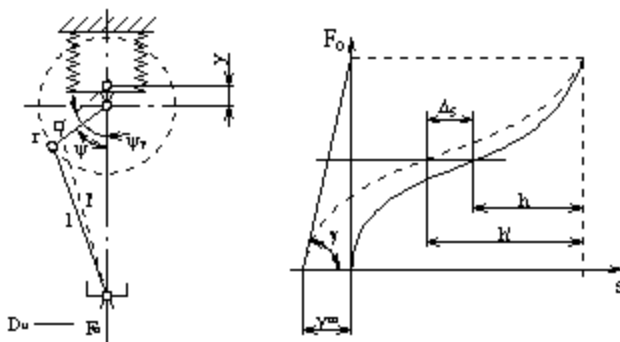
$$h - \frac{F_o}{k} = (1 - \psi_y) + \frac{\lambda}{2} \cdot 2 \psi_y$$

$$\psi_y = \sqrt{\frac{2}{r \cdot (1 + \lambda)}} \cdot \sqrt{h - \frac{F_o}{k}}$$

$$\left(p_k^\psi\right)_v = r \cdot i(\psi_y) = r \cdot \left[\psi_y + \frac{\lambda}{2} \cdot (2 \cdot \psi_y) \right]$$

$$M_o^f = F_o \cdot \left[\left(p_k^\psi\right)_v + p_k^f \right]$$

B. Tvářecí charakteristika s maximem síly v dolní úvratí, s kompenzací pružení pracovního prostoru:



$$\Delta s = \frac{F_{cm} - F_o}{k}$$

$$k = \operatorname{tgy} = \frac{y_m}{F_{cm}}$$

$$h^f = h + \frac{F_{cm} - F_o}{k}$$

$$F_o \quad s \quad h \quad \frac{F_{cm} - F_o}{k} \quad \psi_y \quad \psi_y \quad (p_k^\psi)_y \quad (p_k^\psi)_y + p_k^f \quad M_o^f$$

$$[\text{MN}] \quad [\text{mm}] \quad [\text{mm}] \quad [\text{mm}] \quad [\text{rad}] \quad [^\circ] \quad [\text{mm}] \quad [\text{mm}] \quad [\text{Nm}]$$

$$h + \frac{F_{cm} - F_o}{k} = r \cdot \left[(1 - \psi_y) + \frac{\lambda}{2} \cdot 2 \psi_y \right]$$

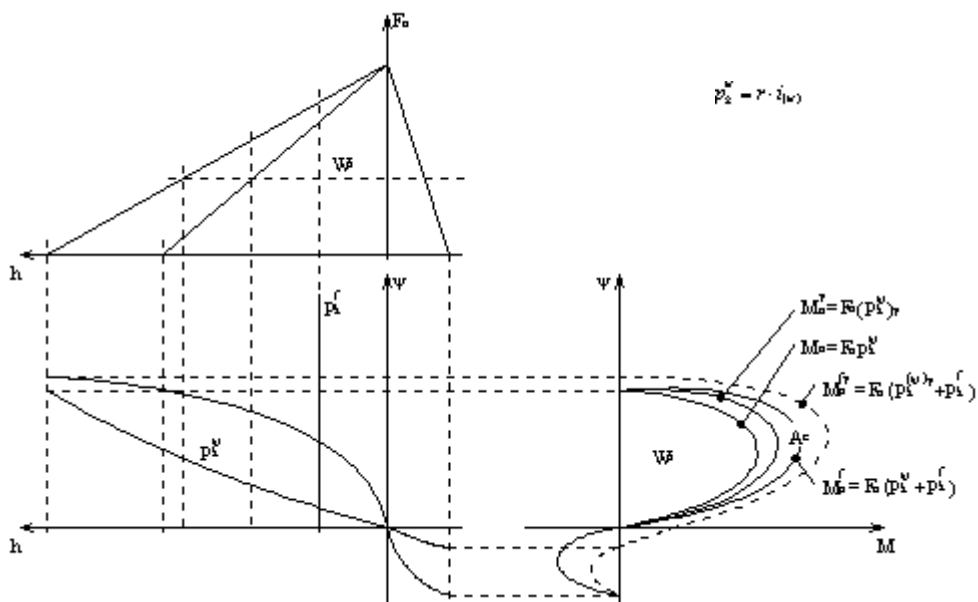
$$\psi_y = \sqrt{\frac{2}{r \cdot (1 + \lambda)}} \cdot \sqrt{h + \frac{F_{cm} - F_o}{k}}$$

$$(p_k^\psi)_y = r \cdot \left[\psi_y + \frac{\lambda}{2} \cdot (2 \cdot \psi_y) \right]$$

$$M_o^f = F_o \cdot \left[(p_k^\psi)_y + p_k^f \right]$$

2. Metoda graficko - početní

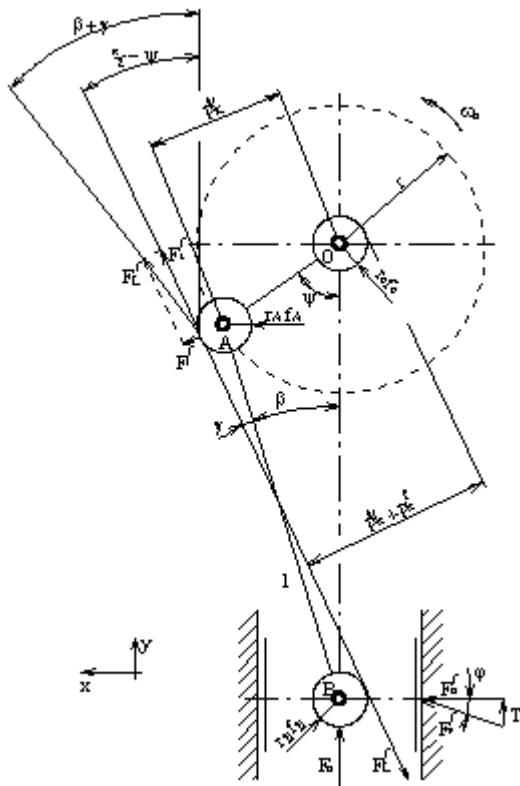
Dáno: $F_o = f(s)$



$$M_o^f = F_o \cdot (p_k^\psi + p_k^f) \quad M_o^f = F_o \cdot \left[(p_k^\psi)_y + p_k^f \right]$$

$$\text{účinnost} \quad \eta_\psi = \frac{W_u}{W_c}$$

10.2 Vyšetřování sil působících na jednotlivé elementy klikového mechanismu



F_L^f síla na ojnici
 F_r^f síla na klice radiální
 F_t^f síla na klice tečná

ψ úhel pootočení kliky
 β úhel mezi osou OB a ojnici
 γ úhel mezi ojnici a relativní osou nositelky sil
 φ třecí úhel $f_v = \operatorname{tg} \varphi$

Směr nositelek sil působících na jednotlivé členy je dán třecími kružnicemi. Síly a tečny musí být na té straně třecí kružnice, aby dávaly moment proti směru relativního otáčení ojnice vzhledem k čepu (třecí moment).

Rovnováha sil:

$$\text{směr } x: F_r^f \cdot \varphi - F_L^f \cdot (\beta + \gamma) = 0$$

$$\text{směr } y: F_r^f \cdot \varphi - F_L^f \cdot (\beta + \gamma) + F_o = 0$$

$$\text{z } x: F_r^f = F_L^f \cdot \frac{(\beta + \gamma)}{\varphi}$$

z y: dosazením:

$$F_L^f \cdot \varphi \cdot \frac{(\beta + \gamma)}{\varphi} - F_L^f \cdot (\beta + \gamma) + F_o = 0 \Rightarrow F_L^f \Rightarrow F_L^f$$

$$F_L^f = -F_o \cdot \frac{\varphi}{\varphi \cdot (\beta + \gamma) - \varphi \cdot (\beta + \gamma)} = F_o \cdot \frac{\varphi}{(\beta + \gamma + \varphi)} \quad \text{- síla v ojnici}$$

$$F_r^f = F_o \cdot \frac{(\beta + \gamma)}{(\beta + \gamma + \varphi)} \Rightarrow F_n^f = F_r^f \cdot \varphi \quad \text{- normální síla ve vedení}$$

rovnováha v klikovém čepu:

$$F_t^f = F_L^f \cdot \left[\beta + \gamma - \left(\frac{\pi}{2} - \psi \right) \right] = F_L^f \cdot (\beta + \gamma + \psi)$$

po dosazení za F_L^f : $F_B^f = F_o \cdot \frac{\varphi}{(\beta + \gamma + \psi)}$ ($\beta + \gamma + \psi$)
 $F_r^f = F_o \cdot \frac{\varphi}{(\beta + \gamma + \psi)}$ ($\beta + \gamma + \psi$)

Platí, že na $\angle \psi$ je závislý $\angle \beta$ a to tak, že:

$$\beta = \frac{r}{l} \cdot \psi = \lambda \cdot \psi$$

také $l \cdot \gamma = f_A \cdot r_A + f_B \cdot r_B \approx t g \gamma$

Budeme-li vyšetřovat odporový moment na klice (se třením) z rovnice elementárních prací:

zanedbáme

$$M_o^f \cdot d\psi = F_o \cdot dh + f_r \cdot F_n^f \cdot dh + f_B \cdot F_L^f \cdot r_B \cdot d\beta + f_A \cdot F_L^f \cdot r_A \cdot (d\psi + d\beta) + f_{o1} \cdot F_{o1} \cdot r_{o1} \cdot d\psi + f_{o2} \cdot F_{o2} \cdot r_{o2} \cdot d\psi$$

F_{o1}, F_{o2} - reakce v uložení hřídele (kliky)

Zanedbáme-li tření ve vedení beranu a za F_L^f dosadíme $f(F_o)$ pro malé úhly bude:

$$M_o^f = F_o \cdot \left(\frac{dh}{d\psi} \right) + f_s \cdot F_o \cdot \left[r_B \cdot \frac{d\beta}{d\psi} + r_A \cdot \left(1 + \frac{d\beta}{d\psi} \right) + r_o \right]$$

bude-li $F_{o1} = F_{o2} = \frac{F_o}{2}$ a $r_{o1} = r_{o2}$, f_s je střední součinitel tření $f_s = 0,04$

z rovnice

$$\beta = \lambda \cdot \psi \quad \text{diferencováním dostaneme} \quad \beta \cdot d\beta = \lambda \cdot \psi \cdot d\psi$$

$$\Rightarrow \frac{d\beta}{d\psi} = \lambda \cdot \frac{\psi}{\beta} \approx \lambda \cdot \frac{1}{\beta} \cdot \psi, \quad \text{pro malé úhly } \cos \beta = 1.$$

dosazením:

$$M_o^f = F_o \cdot \left\{ p_k^f + f_s \cdot [r_B \cdot \lambda \cdot \psi + r_A \cdot (1 + \lambda \cdot \psi) + r_o] \right\}$$

Označujeme rameno třecích odporů

$$p_k^f = f_s \cdot [r_A \cdot (1 + \lambda \cdot \psi) + r_B \cdot \lambda \cdot \psi + r_o]$$

maximální velikost ramene p_k^f bude pro $\psi = 1$, tj. $\psi = 0$.

$$P_k^f = f_s \cdot [r_A \cdot (1 + \lambda) + \lambda \cdot r_B + r_o], \quad \text{počítáme jako konstantní.}$$

Hodnoty středního součinitele tření f_s :

Druh lisu	f_s
Univerzální lisy	0,04 ÷ 0,05
Výstředníkové kovací	0,03 ÷ 0,04
Automaty	0,01 ÷ 0,03

Účinnost přenosu energie se třením lze řešit graficko - početně:

$$\eta_f = \frac{M}{M_f} = \frac{F_L^f}{F_f^f} \cdot \frac{P_k^{\psi}}{P_k^{\psi} + P_k^f}$$

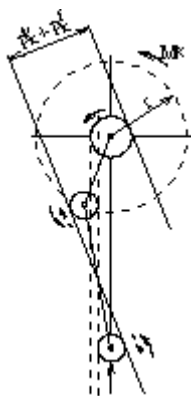
Zaklínování klikového mechanismu

Pro malé hodnoty úhlu ψ , kdy $\eta_f \sim 0,5$ tzn. $P_k^{\psi} = P_k^f$ je mechanismus samosvorný a úhel natočení kliky $\psi = \psi$ zaklínování mezný.

Jestliže u výstředníkového nebo klikového lisu dojde k přetížení (tzn. odpor materiálu vzroste přes tuhost pracovního prostoru a překonávají se pouze deformace pružení pracovního prostoru) a třeba i odporová síla přesáhne hodnotu jmenovité síly, moment na klikovém hřídeli nemůže být překonán momentem hnacím. Může pak dojít buď k poruše stroje (přeruší se pohon ve střížné pojistce, nebo začne prokluzovat spojka a hnací moment "klesne" na moment prokluzu spojky).

Když na beran současně působí odporová síla $F_o \neq 0$ a hnací moment je totožný s odporovým momentem, pak bude $M_o = 0$ rovnice rovnováhy porušena $M_o = F_o \cdot [P_k^{\psi} + P_k^f]$ a bude $P_k^{\psi} = -P_k^f$

Poněvadž absolutní hodnota ramene je vždy kladná, znamená to, že bude platit rovnováha $P_k^{\psi} - P_k^f = 0$ a rameno tvářecího odporu změnilo směr, nastane relativní elementární zpětný pohyb, což graficky odpovídá změně tečny, viz obrázek:



Dosadíme-li do rovnice $P_k^{\psi} = P_k^f$

$$r \cdot \left[\underbrace{P_k^{\psi}}_{\psi + \frac{\lambda}{2} \cdot (2 \cdot \psi)} \right] = f_s \cdot \underbrace{[r_A \cdot (1 + \lambda) + r_B \cdot \lambda + r_o]}_{P_k^f}$$

můžeme určit kritický úhel $\psi_{\zeta(\kappa\lambda)}$, při kterém se může mechanismus zaklínovat (tj. splňuje základní podmínku zaklínování).

Pro malé úhly lze psát, že: $\psi \approx \psi$

$$i_{(\psi)} = \psi \cdot (1 + \lambda)$$

$$\Psi_{\text{zaklínování mezný}} = \frac{p_k^f}{r \cdot (1 + \lambda)}$$

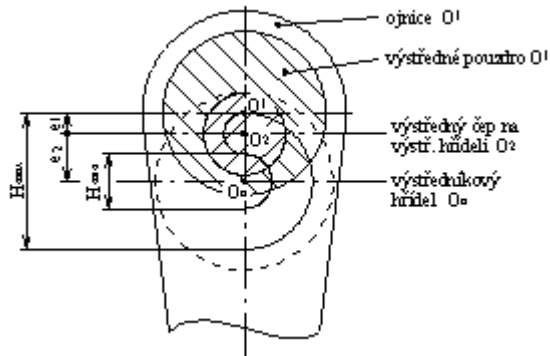
Moment, který musíme přivést na kliku pro uvolnění mechanismu v opačném směru je:

$$M_{\text{zaklínování}} = F_{\text{zaklínování}} \cdot (p_k^\Psi - p_k^f)$$

Úhel zaklínování lze zmenšit zmenšením ramene p_k^f což lze pouze intenzivnějším mazáním nebo volbou valivého uložení.

11. Stupňovitá regulace zdvihu a základní síly změnou zdvihu

Změna zdvihu a i změna základní síly závislé na poloměru zdvihu se provádí u lehkých a středních výstředníkových lisů pomocí dvojitého výstředníku.

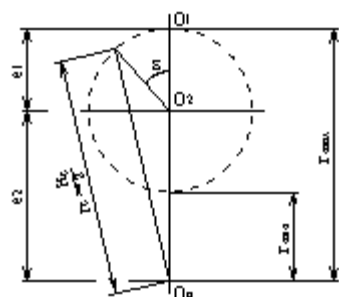


Ojnice je navlečena na výstředníkovém pouzdře, výstřednost lze měnit natáčením pouzdra na výstředníkovém čepu výstředníkového hřídele. Pouzdro je spojeno s hřídelem zubovou spojkou.

Poloměry výstřednosti ze zdvihu beranu H:

$$r = \frac{H}{2} = e_1 + e_2$$

$$r = \frac{H}{2} = e_2 - e_1$$



$$e_1 = \frac{H - H}{4}$$

$$e_2 = \frac{H + H}{4}$$

regulační rozsah: $a_H = \frac{H_{max}}{H}$

$$e_1 = \frac{H}{4} \cdot (a_H - 1)$$

$$e_2 = \frac{H}{4} \cdot (a_H + 1)$$

$$\frac{e_2}{e_1} = \frac{a_H + 1}{a_H - 1}$$

Změna poloměru zdvihu $r_e = \frac{H_e}{2}$ závisí na úhlu natočení výstředníkového pouzdra o úhel ϵ dle obrázku.

Pomocí kosinové věty:

čtverec strany trojúhelníka = součtu čtverců druhých dvou stran - dvojnásobek součinu těchto stran a kosinu úhlu jimi sevřeného

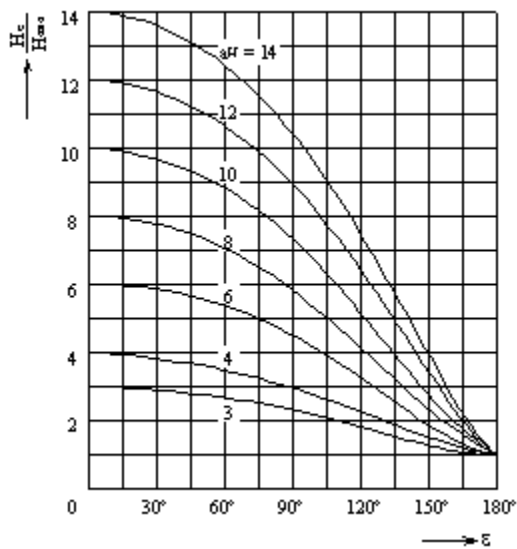
$$\left(\frac{H_e}{2}\right)^2 = e_2^2 + e_1^2 - 2 \cdot e_1 \cdot e_2 \cdot \cos(180 - \epsilon)$$

$$H_e^2 = 2^2 \cdot \left(\frac{H}{4}\right)^2 \cdot \left[(a_H+1)^2 + (a_H-1)^2 + 2 \cdot (a_H^2-1) \right] \cdot \varepsilon$$

$$H_e = \frac{H}{2} \cdot \sqrt{2 \cdot (a_H^2+1) + 2 \cdot (a_H^2-1)} \cdot \varepsilon$$

$$H_e = \frac{H}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(a_H^2+1) + (a_H^2-1)} \cdot \varepsilon$$

Úhel natočení výstředníkového pouzdra ε měníme stupňovitě dle počtu zubů zubové spojky spojujících pouzdro s výstředníkovým hřídelem, v rozsahu , viz. $\varepsilon = 0^\circ \div 180^\circ$ graf:



Je-li počet zubů spojky z , pak pro zvolený zdvih provedeme natočení o počet zubů p_z odpovídajících úhlu ε

$$p_z = \frac{z}{360^\circ} \cdot \varepsilon [^\circ]$$

Hodnoty úhlu natočení lze odečítat pro daný regulační rozsah a_H z grafu.

Se změnou zdvihu se mění současně i základní síla $F_{(\psi)}$ a rychlost beranu. Změní se totiž r i λ .

Z rovnice konstantního hnacího momentu:

$$M_j = F_j \cdot r \cdot i(\alpha_j) = konst.$$

$$F_{(\psi)} = F_j \cdot \frac{i(\alpha_j)}{i(\psi)}$$

Závislost základní síly na zdvihu H_e :

$$F_{(\psi)} = F \cdot \frac{H}{H_e} \cdot \frac{i_{(\psi)}}{i_{(\psi)}} = F \cdot \frac{H}{H_e} \cdot \frac{i_{(\psi)}}{i_{(\psi)}}$$

Po dosazení:

$$M_j = F_{(\psi)} \cdot \frac{H_e}{2} \cdot i_{(\psi)} = F \cdot \frac{H}{2} \cdot i_{(\psi)} = F \cdot \frac{H}{2} \cdot i_{(\psi)}$$

Regulační rozsah základní síly:

$$a_F = \frac{F}{F}$$

Regulační rozsah pracovního úhlu výstředníku:

$$a_{\psi} = \frac{i_{(\psi)}}{i_{(\psi)}} = \text{obvykle} = \frac{i\left(\frac{\pi}{2}\right)}{i(\alpha_{y1a, 2a, 3a})}$$

Rychlost beranu se mění v závislosti na zdvihu při $\omega_o = konst.$

$$v = \omega_o \cdot r \cdot i_{(\psi)} \Rightarrow \omega_o = \frac{v}{\frac{H_e}{2} \cdot i_{(\psi)}} = \frac{2 \cdot v}{H \cdot i_{(\psi)}} = \frac{2 \cdot v}{H \cdot i_{(\psi)}} = konst.$$

Pro regulační rozsah zdvihu platí:

$$a_H = \frac{H}{H} = \frac{v}{v} \cdot \frac{i_{(\psi)}}{i_{(\psi)}} = a_v \cdot a_{\psi} = a_F \cdot a_{\psi}$$

kde:

a_v ... regulační rozsah rychlosti beranu

U běžných výstředníkových lisů $a_H = (3, 5 + 12)$.

Regulační rozsah síly volíme z tvářecí charakteristiky a na volbu pracovních drah kliky $\psi = \alpha$, α .

$a_v = a_F$, protože:

$$a_H = \frac{H}{H} = \frac{F}{F} \cdot \frac{i_{(\psi)}}{i_{(\psi)}} = a_F \cdot a_{\psi}$$

$$a_H = \frac{H}{H} = \frac{v}{v} \cdot \frac{i_{(\psi)}}{i_{(\psi)}} = a_v \cdot a_{\psi}$$

Návrh rozsahu zdvihu lze provést též z typických tvářecích charakteristik na stroji předpokládaných např.:

- pro minimální zdvih H_{\min} lze brát typickou tvářecí charakteristiku s krátkým zdvihem - ražení, stříhání, kde pro užitečnou práci platí:

$$W_1 = k_{v1} \cdot s_1 \cdot F_o$$

$$s_1 = \frac{1}{2} \cdot H - y_m \Rightarrow H = 2 \cdot \left(\frac{W_1}{k_{v1} \cdot F_o} + y_m \right)$$

- pro maximální zdvih H_{\max} lze brát tvářecí charakteristiku se středním zdvihem - ohýbání

$$W_2 = k_{v2} \cdot s_2 \cdot F_o$$

$$s_2 = \frac{1}{2} \cdot H - y_m \Rightarrow H = 2 \cdot \left(\frac{W_2}{k_{v2} \cdot F_o} + y_m \right)$$

z toho pak:

$$a_H = \frac{H}{H} = \frac{W_2 \cdot k_{v1} + k_{v1} \cdot k_{v2} \cdot F_o \cdot y_m}{W_1 \cdot k_{v2} + k_{v1} \cdot k_{v2} \cdot F_o \cdot y_m}$$

12. Přenos energie

Jak bylo v předchozím uvedeno, při stanovení práce potřebné k vykonání pracovního cyklu se vychází z tvářecí charakteristiky. Tj. určí se práce při pracovním zdvihu A_u . Dále pro přerušovaný pracovní cyklus, práce dynamických momentů potřebných k rozběhu beranu a ostatních členů s beranem pevně spojených a práce pro vyrovnání ztrát při chodu naprázdno.

Při praktickém vyšetřování práce při pracovním zdvihu lze vycházet ze vztahu:

$$W_c = \int_{h_u} \frac{F_o}{\eta_{\beta z}} \cdot dh = \int_{h_u} F_o \cdot \left(1 + \frac{p_k^f}{p_k^y}\right) \cdot \left(1 + \frac{1}{k} \cdot \frac{dF_o}{ds}\right) \cdot dh = W_u + W_f + W_{fy} + W_{yz}$$

Velikost celkové práce jednoduše určíme z aproximované tvářecí charakteristiky:

- graficko - početně,
- početně,
- tabelárním zpracováním.

Pak:

$$\eta_{\beta z} = \frac{W_u}{W_c} = \eta_f \cdot \eta_y = \frac{1}{1 + \frac{p_k^f}{p_k^y}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{1}{k} \cdot \frac{dF_o}{ds}}$$

Celkovou práci lze též vyjádřit vztahem:

$$W_c = \int_{\psi_y} M_{\psi}^{\beta} \cdot d\psi_y = \int_{\psi_y} F_o \cdot \left[\left(p_k^{\psi}\right)_y + p_k^f \right] d\psi_y$$

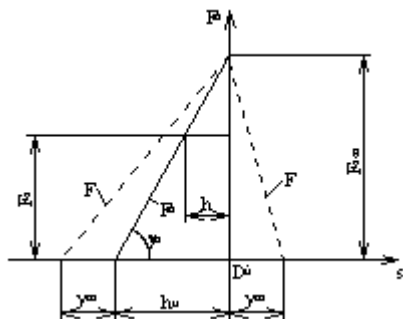
Pro malé úhly kliky $\psi \leq 20^\circ$ lze dle charakteristiky dosadit za:

$$\left(p_k^{\psi}\right)_y = r \cdot (1 + \lambda) \cdot \psi_y = \sqrt{2 \cdot r \cdot (1 + \lambda)} \cdot \sqrt{h - \frac{F_o}{k}}$$

$$\left(p_k^{\psi}\right)_y = r \cdot (1 + \lambda) \cdot \bar{\psi}_y = \sqrt{2 \cdot r \cdot (1 + \lambda)} \cdot \sqrt{h + \frac{F_{cm} - F_o}{k}}$$

Při stanovení celkové práce výpočtem postupujeme následovně:

Mějme příklad ražení dle obrázku:



$$k_o = \operatorname{tg} \gamma_o = \frac{F_{cm}}{h_u} \Rightarrow k_o \cdot h_u = F_{cm}$$

$$\text{tvářecí síla: } F_o = F_{cm} - k_o \cdot h$$

$$\left(p_k^{\psi}\right)_y = \sqrt{2 \cdot r \cdot (1 + \lambda)} \cdot \sqrt{1 + \frac{k_o}{k}} \cdot \sqrt{h}$$

V první fázi pracovního zdvihu, při pohybu kliky do dolní úvrati bude práce:

$$W_c = \int F_o \cdot \left(1 + \frac{p_k^f}{p_k^w}\right) \cdot \left(1 + \frac{1}{k} \cdot \frac{dF_o}{ds}\right) dh$$

po dosazení a úpravě:

$$W_c = \left(1 + \frac{k_o}{k}\right) \cdot \int_0^{h_u} (F_{cm} - k_o \cdot h) \cdot \left|1 + \frac{p_k^f}{\left(\frac{p_k^w}{p_k}\right)}\right| dh$$

$$\Rightarrow \frac{A_c}{1 + \frac{k_o}{k}} = \int_0^{h_u} (F_{cm} - k_o \cdot h) \cdot \left(1 + \frac{p_k^f}{\sqrt{2 \cdot r \cdot (1 + \lambda)} \cdot \sqrt{1 + \frac{k_o}{k}} \cdot \sqrt{h}}\right) dh$$

řešením integrálu a dosazením za $h_u \cdot k_o \approx F_{cm}$, $\int \sqrt{x} = \frac{2}{3} \cdot x^{\frac{3}{2}}$, $\int \frac{1}{\sqrt{x}} = 2 \cdot x^{-\frac{1}{2}}$ dostaneme:

$$\frac{W_c}{1 + \frac{k_o}{k}} = \frac{1}{2} \cdot F_{cm} \cdot h_u + \frac{2 \cdot \sqrt{2}}{3} \cdot \frac{p_k^f \cdot F_{cm}}{\sqrt{r \cdot (1 + \lambda)}} \cdot \frac{\sqrt{h_u}}{\sqrt{1 + \frac{k_o}{k}}}$$

$$W_c = \underbrace{\frac{1}{2} \cdot F_{cm} \cdot h_u}_{W_u} + \underbrace{\frac{1}{2} \cdot F_{cm} \cdot y_m}_{W_{yz}} + \underbrace{\frac{2 \cdot \sqrt{2}}{3} \cdot \frac{p_k^f \cdot F_{cm}}{\sqrt{r \cdot (1 + \lambda)}} \cdot \sqrt{h_u + y_m}}_{W_f + W_{fy}} =$$

$$= W_u + W_{yz} + W_f + W_{fy}$$

Ve druhé fázi pracovního zdvihu při vypružování pracovního prostoru bude:

$$W_c'' = \int_0^{\psi_{ym}} F \cdot (p_k^f - p_k^w) d\psi_y$$

dosadíme-li za $F = F_{cm} \cdot \left(1 - \frac{y}{y_m}\right) \approx F_{cm} \cdot \left[1 - \left(\frac{\psi_y}{\psi_{ym}}\right)^2\right]$ a za $p_k^w = r \cdot (1 + \lambda) \cdot \psi_y$, bude:

$$W_c'' = F_{cm} \cdot \int_0^{\psi_{ym}} \left[1 - \left(\frac{\psi_y}{\psi_{ym}}\right)^2\right] \cdot [p_k^f - r \cdot (1 + \lambda) \cdot \psi_y] d\psi_y$$

$$W_c'' = \frac{2}{3} \cdot p_k^f \cdot F_{cm} \cdot \psi_{ym} - \frac{1}{4} \cdot r \cdot (1 + \lambda) \cdot F_{cm} \cdot \psi_{ym}^2$$

dosadíme-li za $\psi_{ym} = \sqrt{\frac{2 \cdot y_m}{r \cdot (1 + \lambda)}}$, bude:

$$W_c'' = \frac{2 \cdot \sqrt{2}}{3} \cdot \frac{p_k^f \cdot F_{cm}}{\sqrt{r \cdot (1 + \lambda)}} \cdot \sqrt{y_m} - \underbrace{\frac{1}{2} \cdot F_{cm} \cdot y_m}_{W_y''}$$

$$W_c'' = W_{fy}'' - W_y''$$

Celková práce k vykonání pracovního zdvihu bude:

$$W_c = W_c' + W_c'' = W_u + W_y' + W_f' + W_{fy}' + W_{fy}'' - W_y''$$

$$W_c = \frac{1}{2} \cdot F_{cm} \cdot h_u + \frac{2 \cdot \sqrt{2}}{3} \cdot \frac{p_k' \cdot F_{cm}}{\sqrt{r} \cdot (1 + \lambda)} \cdot \left(\sqrt{h_u + y_m} + \sqrt{y_m} \right)$$

Střední účinnost pracovního zdvihu pak:

$$\eta_{\text{st}} = \frac{W_u}{W_c} = \frac{1}{1 + \frac{4 \cdot \sqrt{2}}{3} \cdot \frac{p_k'}{\sqrt{r}(1+\lambda)} \cdot \frac{1}{h_u} \cdot \sqrt{h_u + y_m} + \sqrt{y_m}} = \frac{1}{1 + \frac{4 \cdot \sqrt{2}}{3} \cdot \frac{p_k'}{\sqrt{r}(1+\lambda)} \cdot \frac{\sqrt{1 + \frac{y_m}{h_u}} + \sqrt{\frac{y_m}{h_u}}}{\sqrt{h_u}}}$$

Účinnost pracovního zdvihu je nestabilní a mění se s parametry tvářecího pochodu. Ztráty nezávislé na pracovním zdvihu jsou poměrně stálé při pracovním zdvihu.

Za kliku beranu se přivádí od motoru energie na udržení rovnoměrného chodu setrvačnicku ω_0 . Tato energie je dána ztrátami třecích momentů v ložiskách. Po zapnutí spojky započne pracovní cyklus tím, že se uvádí do pohybu hmoty jež rozbíhají beran a jsou s ním pevně spojené.

Energie potřebná k rozběhu hmot je rovna práci:

$$W_a = \frac{1}{2} \cdot J_{sp} \cdot \omega_{sp}^2$$

kde:

J_{sp} ... hmotový moment setrvačností všech hmot redukováný na hřídel spojky

ω_{sp} ... úhlová rychlost spojkového hřídele

Rozběhový moment spojky vzrůstá postupně v závislosti na čase - je dán rozdělením poměrů hotových momentů setrvačnosti hnací a hnané části. Ztráty třením při zapnutí prokluzové (třecí) spojky budou přibližně:

$$W_{fa} = \underbrace{(1 + 1,25)} \cdot W_a = \left(\frac{1 + 1,25}{2} \right) \cdot J_{sp} \cdot \omega_{sp}^2$$

součinitel ztrát prokluzem

Při rozběhu soustavy "tuhou" (bezprokluzovou) spojkou, je energie menší o ztráty prokluzem, avšak přistupuje ráz, který mění část rázové energie v škodlivý hluk a chvění.

Ztráty při chodu naprázdno jsou dány třecími odpory v uloženích. Tyto ztráty lze v praxi přibližně vyšetřit z doběhu stroje. Práce při chodu naprázdno u jednoho pracovního cyklu bude:

$$W_{fn} = \frac{1}{2} \cdot \frac{J \cdot \omega_0^2}{n_s}$$

kde:

J ... hmotový moment setrvačnosti soustavy redukováný na hřídel setrvačnicku

ω_0 ... úhlová rychlost setrvačnicku na počátku

n_x ... počet otáček naměřený od počátku vypnutí pohonu (elektromotoru) do zastavení setrvačnicku

- hmotový moment setrvačnosti beranu o ojnice činí $10 \div 30$ [%] momentu setrvačnosti setrvačnicku.

- počet otáček při doběhu $n_x \approx 16 \div 24$

Energetické bilance z praktických měření mohou být udány v tabulkách.

Pro univerzální výstředníkové lisy:

W_u	W_f	W_{fy}	$\frac{W_{\alpha} + W_{f\alpha}}{\eta_m}$	W_{fn}	W_c
užitečná práce	ztráty třením	tření při pružení prac. prostoru	ztráty při zapnutí spojky	ztráty naprázdno	celková práce
1	0,6 ÷ 1,2	0 ÷ 0,3	0,3 ÷ 0,8	0,5 ÷ 1	2,4 ÷ 4,5

13. Práce elektromotoru a setrvačnicku

V průběhu pracovního zdvihu dodává energii současně motor a setrvačnick. Během chodu naprázdno a při přestávkách je úbytek energie doplňován elektromotorem. Podíl energie motoru a energie setrvačnicku na pracovním zdvihu se mění v závislosti na:

- stupni využití pracovního cyklu $k_t = \frac{t_p}{t_c}$,

- dynamice pohonu, tj. přípustném skluzu otáček setrvačnicku v .

S rostoucím (větším) stupněm využití pracovního cyklu a nižším skluzem v bude větší podíl energie záviset (dodáván) od motoru, při nižším stupni využití pracovního cyklu a větším skluzu v bude větší podíl energie dodávat setrvačnick.

Při stanovení výkonu elektromotoru a velikosti setrvačnicku je třeba vzít v úvahu zejména tedy:

- druh pracovního cyklu a tedy stupeň využití času k_t ,
- velikost poměrného skluzu otáček v ,
- maximální možné využití pohonu při mezních parametrech tvářecího pochodu.

Jmenovitý výkon elektromotoru [kW] při přerušovaném pracovním cyklu bude:

$$P_j = (1, 2 \div 1, 6) \cdot \left(\frac{W_c}{1000 \cdot t_c} \right) = (1, 2 \div 1, 6) \cdot \left(\frac{W_u + W_f + W_{f2} + \frac{W_a + W_{f0}}{\eta_{re}}}{1000 \cdot t_c} \right) \quad \text{zkontrolovat}$$

součinitel $k = (1, 2 \div 1, 6)$ se volí podle počtu využitelných zdvihů n_v podle tabulky:

n_v [min ⁻¹]	< 15	15 ÷ 30	> 30
k	1,2	1,3	1,4 ÷ 1,6

za t_c (čas pracovního cyklu) můžeme dosadit:

$$t_c = \frac{60}{k_n \cdot n_o}$$

kde:

$$k_n = \frac{n_v}{n_o}$$

...stupeň využití počtu zdvihů, je udáván v tabulkách
 pro jednostranné lisy $k_n = 0,3 \div 0,75$,
 pro trvalý pracovní cyklus $k_n = 1$.

Setrvačnick dodává energii při pracovním zdvihu. Při tomto zdvihu by se práce odporových sil měla rovnat práci vykonané elektromotorem a setrvačnickem:

$$W_c = W_M + W_S$$

kde:

W_M ... práce motoru

W_S ... práce setrvačnicku

$$\Rightarrow W_S = \frac{W_c}{1 + \frac{W_d}{W_r}} = \frac{W_u}{\eta_{\text{př}} \cdot \omega_o^2 \cdot Z} \cdot \frac{1}{1 + \frac{W_d}{W_r}} = \frac{1}{2} \cdot J_S \cdot \omega_o^2 \cdot Z$$

Hmotný moment setrvačnosti:

$$J_S = \frac{2 \cdot W_u}{\eta_{\text{př}} \cdot \omega_o^2 \cdot Z} \cdot \frac{1}{1 + \frac{W_d}{W_r}}$$

(0,6 ÷ 0,9)

Podíl práce motoru a setrvačnicku $\frac{W_M}{W_S}$ závisí na stupni využití pracovního cyklu:

$$\frac{W_M}{W_S} = \frac{k_t}{1 - k_t} \quad , \text{ pro } k_t = 0,3 \div 0,4 \text{ je } \frac{W_M}{W_S} = 0,667$$

$$\frac{1}{1 + \frac{W_d}{W_r}} = 1 - k_t \approx 1 - \frac{\alpha_p}{2 \cdot \pi} = 0,75$$

kde:

α_π ... pracovní úhel kliky

Po ukončení pracovního zdvihu je třeba urychlit setrvačnicku na původní jmenovité otáčky n_o a to v čase .

$$t_n = t_c - t_p$$

U pomaloběžných lisů pracujících s nízkým stupněm využití pracovního cyklu k_t s velkým setrvačnickem a relativně malým výkonem elektromotoru je třeba prověřit hnací moment elektromotoru, zda postačí k urychlení setrvačnicku v požadovaném čase. To znamená, že by měla být splněna rovnice: $M_h - M_o = J \cdot \frac{d\omega}{dt}$

moment hnací - moment odporový = změna energie rotujících hmot spojených se setrvačnickem

Po integraci je hnací moment:

$$M_h = \frac{J \cdot \omega_o \cdot v}{t_n} + M_o \leq M_{MS}$$

kde:

M_{MS} ... střední moment motoru z momentové charakteristiky

Pokud neznáme momentovou charakteristiku, lze použít pro stanovení středního momentu výraz:

$$M_{MS} = \frac{M_k}{m+1} \cdot \left(\frac{v}{v_k} \right)^m$$

kde:

$M_k = 2,75 \cdot M_j$... klopný moment

$v = 0,12 \div 0,2$... skluz

$v_k = 0, 2 \div 0, 4$... skluz při klopném momentu

$m = 0, 4 \div 0, 5$... exponent

Výkon elektromotoru stanovujeme se zřetelem na využití stroje:

- pracuje-li stroj s přerušovaným pracovním cyklem, bude jmenovitý výkon elektromotoru

$$P_j^p = k \cdot \left(\frac{W_u}{\eta_{\text{přs}}} + W_{\text{fm}} + \frac{W_a + W_{\text{fa}}}{\eta_m} \right) \cdot \frac{K_n \cdot n_o}{1000 \cdot 60}$$

$$k = 1, 2 \div 1, 6$$

a hmotový moment setrvačnicku

$$J_s = \frac{2 \cdot W_u}{\omega_o^2 \cdot \eta_{\text{přs}} \cdot Z} \cdot \frac{1}{\left(1 + \frac{W_a}{W_g}\right)}$$

- Pracuje-li stroj s trvalým pracovním cyklem, bude jmenovitý výkon

$$P_j^t = k \cdot \left(\frac{A_u}{\eta_{\text{přs}}} + A_{\text{fm}} \right) \cdot \frac{m}{1000 \cdot 60}$$

$$J_s = \frac{2 \cdot A_u}{\omega_o^2 \cdot \eta_{\text{přs}} \cdot Z} \cdot \frac{1}{\left(1 + \frac{A_a}{A_g}\right)}$$

- Pracuje-li stroj s trvalým i přerušovaným pracovním cyklem, stanovíme výkon elektromotoru pro přerušovaný pracovní cyklus se stupněm využití zdvihů $k_n = 0,5$.

Vliv otáček na výkon elektromotoru a velikost setrvačnicku

Vezmeme-li poměr mezi jmenovitým výkonem motoru a momentem setrvačnosti setrvačnicku pro trvalý chod

lisu

$$\frac{P_j}{J_s} = \frac{k}{4 \cdot \pi \cdot 1000} \cdot \left(1 + \frac{W_{\text{fm}}}{W_{\text{jsu}}} \cdot \eta_{\text{přs}} \right) \cdot \frac{1}{\left(1 + \frac{W_a}{W_g}\right)} \cdot \omega_o^3 \cdot Z$$

Zachováme-li $J_s = \text{konst.}$, bylo by třeba při změně otáček (rychloběžnosti) měnit výkon se třetí mocninou změny otáček. To je nevýhodné, prakticky u elektromotoru nemožné. Proto měníme-li chod a otáčky, ponecháváme $P = \text{konst.}$, což znamená že poklesne stupeň využití setrvačnicku $Z = v \cdot (2 - v)$ s třetí mocninou otáček.

Pracuje-li stroj trvale s malým využitím výkonu elektromotoru $k_p = \frac{P}{P_j} < 1$, lze zvýšit otáčky setrvačnicku

$$n \quad \omega_1 = \frac{\omega_o}{\sqrt[3]{k_p}}$$

14. Dynamický rozbor pohonu

Při dynamickém rozboru pohybu tvářecího stroje, nesledujeme pohyb jednotlivých hmotných členů. Využíváme okolnosti, že mezi jednotlivými členy je známá kinematická vazba. V tomto případě lze jednotlivé síly, momenty i tuhostní konstanty soustředit na jeden člen tvářecího stroje, jehož pohyb je stále stejný. Náhradním členem nejčastěji může být (bývá) klikový hřídel nebo setrvačnick (rotor elektromotoru).

Velikost náhradních hmot, sil a momentů se stanoví z podmínky, že energie (kinetická i potenciální) zůstává u náhradní soustavy stejná jako v původním uspořádání. Náhradní uspořádání hmot a momentů (sil) nazýváme redukcí. Pohybová rovnice náhradního uspořádání je i pohybovou rovnicí celé soustavy.

Vyjádříme-li celkovou energii soustavy a tedy kinetickou energii náhradního členu bude:

$$W_{kin} = \frac{1}{2} \cdot J \cdot \omega^2$$

kde:

J ... hmotový moment setrvačnosti redukovaný (náhradního členu)

ω ... úhlová rychlost (závislá na čase) měnící \Rightarrow se

Derivací dostaneme okamžitý výkon:

$$\frac{dW}{dt} = J \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2} \cdot \left(\frac{dJ}{dt}\right) = P$$

Dosadíme-li za okamžitý výkon $P = M_{\dot{\varphi}_m} \cdot \omega$ a za derivaci času $\frac{d\psi}{dt} = \frac{d\psi}{\omega}$, pak moment na klikovém hřídeli bude:

$$M_{\dot{\varphi}_m} = J \cdot \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dJ}{d\psi} = M_1 - M_2$$

kde:

M_1 ... moment na náhradním členu s konstantní složkou setrvačných hmot.

M_2 ... moment na náhradním členu s proměnlivou složkou setrvačných hmot.

Uvažujeme-li, že náhradní člen koná přímočarý pohyb, pak ze změny kinetické energie dostaneme dynamickou sílu.

$$W = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2$$

$$\frac{dW}{dt} = P_a = m \cdot v \cdot \frac{dv}{dt} + \frac{v^2}{2} \cdot \frac{dm}{dt} \quad \frac{dt}{dt} = \frac{dh}{v}$$

$$F_a = \frac{P}{v}$$

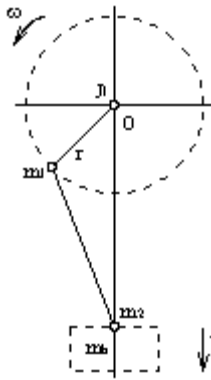
$$F_a = m \cdot \frac{dv}{dt} + \frac{v^2}{2} \cdot \frac{dm}{dh} = F_H - F_o$$

kde:

F_H ... hnací síla na náhradní člen

F_0 ... odporová síla

Při stanovení velikosti dynamického momentu M_a u klikových lisů a redukcí na klikový hřídel nahrazujeme ojnici dvěma hmotnými body m_1 a m_2 . J_1 je moment setrvačnosti rotujících členů soustavy k ose hřídele o .



Rovnice rovnováhy z rovnosti kinetických energií:

$$\frac{1}{2} \cdot J_r \cdot \omega^2 = \frac{1}{2} \cdot (J_1 + m_1 \cdot r^2) \cdot \omega^2 + \frac{1}{2} \cdot (m_2 + m_b) \cdot v_b^2$$

$$v_b = r \cdot i(\psi) \cdot \omega$$

redukovaný moment setrvačnosti soustavy:

$$J_r = \underbrace{J_1 + m_1 \cdot r^2}_{J_s} + (m_2 + m_b) \cdot r^2 \cdot i^2(\psi)$$

konst.

po derivaci rovnice:

$$\frac{dJ_r}{d\psi} = 2 \cdot (m_2 + m_b) \cdot r^2 \cdot i(\psi) \cdot \frac{di(\psi)}{d\psi}$$

řešíme dynamický moment dosazením do rovnice:

$$M_a = M_{\dot{a}m} = J \cdot \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dJ}{d\psi}$$

Pak bude dynamický moment:

$$M_a = \left[\underbrace{J_1 + m_1 \cdot r^2}_{J_s} + \underbrace{(m_2 + m_b)}_{m_B} \cdot r^2 \cdot i^2(\psi) \right] \cdot \frac{d\omega}{dt} + (m_2 + m_b) \cdot r^2 \cdot \omega^2 \cdot i(\psi) \cdot \frac{di(\psi)}{d\psi}$$

$$J_s = J_1 + m_1 \cdot r^2 \quad ; \quad m_B = m_2 + m_b$$

Po úpravě lze psát:

$$M_a = J_s \cdot \frac{d\omega}{dt} + m_B \cdot r^2 \cdot i^2(\psi) \cdot \frac{d\omega}{dt} + m_B \cdot r^2 \cdot \omega^2 \cdot i(\psi) \cdot \frac{di(\psi)}{d\psi}$$

Bude-li redukovaný člen výstředný hřídel, pak:

$$J_s = \underbrace{J_1}_{\text{rotující hmota na}} + \underbrace{m_1}_{\text{hmoty výstředníku}} \cdot r^2 = \frac{G_s \cdot D^2}{4 \cdot g} \quad \text{- z tabulek}$$

kde G_s - je tíha setrvačnicku

$$\frac{d\omega}{dt} = \varepsilon_s = \text{konst.}$$

Tedy dynamický moment:

$$M_{a2} = \underbrace{\frac{G_s \cdot D^2}{4 \cdot g} \cdot \varepsilon_s}_{M_{a1}} + \underbrace{\frac{G_B}{g} \cdot r^2 \cdot i_{(\psi)}^2 \cdot \varepsilon_s \cdot \left(1 + \frac{\omega^2}{\varepsilon_s} \cdot \frac{1}{i_{(\psi)}} \cdot \frac{d i_{(\psi)}}{d \psi}\right)}_{M_{a2}}$$

Poměr dynamických momentů:

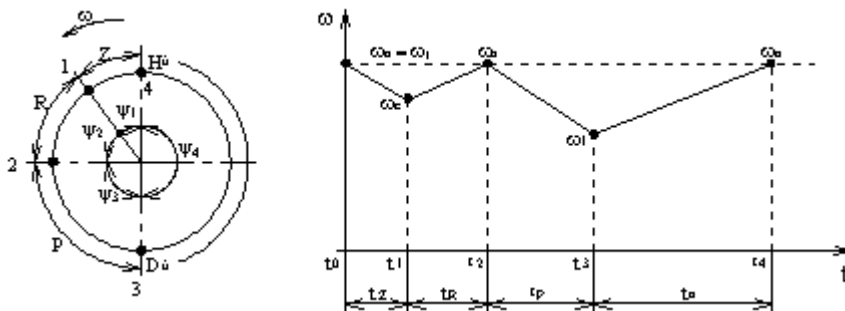
$$\frac{M_{a2}}{M_{a1}} = 4 \cdot \frac{G_B}{G_s} \cdot \left(\frac{r}{D}\right)^2 \cdot i_{(\psi)} \quad \text{kde } G_B \text{ - je tíha beranu}$$

Pro mechanické lisy s těžkým setrvačnickem, kde $G_s \gg G_B$ a $D \gg r$, $M_{a1} \gg M_{a2}$ bude složka dynamického momentu M_{a2} je zanedbatelná.

Při výpočtu pohonu běžných výstředníkových a klikových lisů předpokládáme:

- že proměnlivá složka dynamického momentu M_{a2} , plynoucí ze spojení hmot proměnlivým převodem, $i_{(\psi)}$ je zanedbatelná (pro těžký setrvačnick)
- hnačí a odporové momenty jsou v jednotlivých fázích konstantní, rovné středním
- ztráty odporu proti pohybu v průběhu pracovního cyklu jsou konstantní

Vycházíme z rozdělení pracovního cyklu na čtyři části:



1. $W_1 = \frac{1}{2} \cdot I_1 \cdot (\omega_0^2 - \omega_c^2) = \frac{1}{2} \cdot I_2 \cdot \omega_c^2 \hat{=} W_{fz}$
2. $W_2 = \frac{1}{2} \cdot I_1 \cdot (\omega_c^2 - \omega_0^2) \hat{=} W_a$
3. $W_3 = \frac{1}{2} \cdot I_1 \cdot (\omega_0^2 - \omega_1^2)$
4. $W_4 = \frac{1}{2} \cdot I_1 \cdot (\omega_1^2 - \omega_0^2)$

- V úseku pracovního cyklu ψ_1 , se vykoná záběr spojky. Spojka prokluzuje, spotřebovaná práce se mění v teplo. V bodě 1. se spojí kotouč spojky se setrvačником tak, že skončí prokluz a obě části se budou otáčet stejnou úhlovou rychlostí.
- V úseku pracovního cyklu ψ_2 nastává rozběh spojky, resp. rozběh hmot spojených (hnaných) na nominální otáčky, tj. na úhlovou rychlost ω_0 . Přívod energie by měl odpovídat takové velikosti, aby nominálních otáček výstředníkového hřídele bylo dosaženo před zahájením pracovní části zdvihu.
- V úseku pracovního cyklu ψ_3 se vykoná vlastní tváření. Vlivem spotřeby práce zatížením beranu odporovou silou od materiálu poklesne úhlová rychlost ω_0 na ω a odebírá se energie z pohonu, respektive ze setrvačniku a motoru.
- Ve zbývající části cyklu ψ_4 , tj. běh naprázdno, se zvedá beran do výchozí polohy, pokrývají se ztráty třením a zpětně se doplňuje energie do akumulátoru, respektive do setrvačniku.

Pro vyjádření rovnováhy spotřeby energie platí pro pracovní úsek zdvihu:

$$W_3 + W_4 = 0$$

$$W_3 = \frac{1}{2} \cdot I \cdot (\omega_0^2 - \omega_1^2) = W_{setrv.} \cdot Z = (M_{HB} - M_Z - M_u) \cdot \psi_3$$

ve zbývajícím úseku:

$$W_4 = \frac{1}{2} \cdot I \cdot (\omega_1^2 - \omega_0^2) = (M_{HA} - M_Z) \cdot \psi_4$$

Dosazením do rovnice rovnováhy:

$$(M_{HB} - M_Z - M_u) \cdot \psi_3 + (M_{HA} - M_Z) \cdot \psi_4 = 0$$

$$M_{HB} \cdot \psi_3 + M_{HA} \cdot \psi_4 = M_Z \cdot \psi_3 + M_Z \cdot \psi_4 + M_u \cdot \psi_3$$

Pro $M_{krot.} \hat{=} M_{HB}$ - střední hnací moment platí:

$$M_{HB} = M_u \cdot \frac{\psi_3}{\psi_3 + \psi_4} + M_Z$$

S určitou dovolenou nepřesností lze kontrolovat průběh středního hnacího momentu motoru dle vztahu:

$$M_{HB} = M_u^y \cdot \underbrace{\frac{\psi_3}{\psi_3 + \psi_4}}_{= 0,8}$$

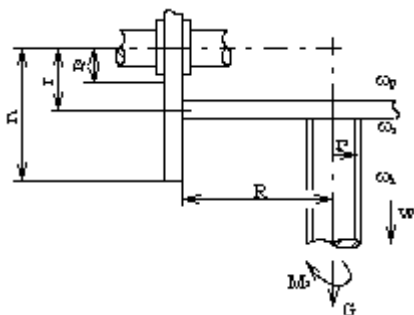
15. Základ výpočtu šroubových lisů třecích

Pracovní cyklus šroubových lisů se skládá ze tří fází:

- spouštění (rozbíhání) beranu - setrvačnik se roztáčí působením síly na obvod
- pracovní zdvih beranu - pohybová akumulovaná energie se přeměňuje v práci užitečnou W_u , práci pružných deformací pracovního prostoru W_y a práci odporů proti pohybu W_{fy} .
- Zvedání beranu, tj. roztočení setrvačniku v opačném smyslu a tažení beranu do původní polohy.

Výpočet základních parametrů provedeme za předpokladu:

- že součinitel tření mezi setrvačnikem a hnacím kotoučem je konstantní,
- že nositelka reakce mezi hnacím kotoučem a setrvačnikem je tečnou setrvačniku (zanedbáme pohyb ve směru beranu),
- že styk hnacího kotouče se setrvačnikem je bodový (zanedbává se šířka přímkového styku).



Pohybová rovnice pro:

1. spouštění (I. fáze)

$$M_S + M_G = J \cdot \frac{d\omega_s}{dt}$$

$$\text{zrychlující moment } M_S = F_t \cdot R$$

$$\text{moment tíhových sil } M_G = G \cdot r_s \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \varphi)$$

působící přes závit o poloměru r_s , úhel stoupání α , třecí úhel φ .

Moment potřebný k rozběhu setrvačniku se stanoví z podmínky, že obvodová rychlost hnacího kotouče v_k , odpovídá (rovná se) obvodové rychlosti setrvačniku (tj. pohyb je konán bez prokluzu).

Dosadíme do první rovnice za $\frac{d\omega_s}{dt}$, tj. odvozením kinematické závislosti mezi elementárním úhlem pootočení setrvačniku $d\psi$ a dráhou dr beranu podle obrázku:



$$\frac{s}{2\pi} = \frac{dr}{d\psi} \Rightarrow d\psi = \frac{2 \cdot \pi}{s} \cdot dr$$

s - stoupání šroubu

$$\frac{d\psi}{dt} = \omega_s = \frac{v_s}{R}; \quad d\omega_s = \frac{dv_s}{R}$$

V rovnici rovnováhy $M_S + M_G = J \cdot \frac{d\omega_s}{dt}$

$$\frac{d\psi}{dt} = \frac{d\psi}{\omega_s} = \frac{2 \cdot \pi}{s} \cdot \frac{dr}{\omega_s} = \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{s \cdot v_s} \cdot dr$$

$$\frac{d\omega_s}{dt} = \frac{s \cdot v_s}{2 \cdot \pi \cdot R^2} \cdot \frac{dv_s}{dr} \quad \text{dosazení do rovnice rovnováhy}$$

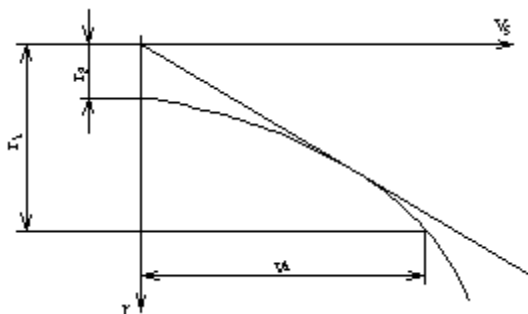
$$M_S + M_G = J \cdot \frac{s}{2 \cdot \pi \cdot R^2} \cdot \frac{v_s \cdot dv_s}{dr} \Rightarrow dr = \left(\frac{J \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot R^2} \right) \cdot \frac{1}{(M_S + M_G)} \cdot v_s \cdot dv_s$$

po integraci:

$$r = \left[\frac{J \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot R^2} \cdot \frac{1}{M_S + M_G} \right] \cdot \frac{v_s^2}{2} + konst.$$

$$r = \frac{J \cdot s \cdot v_s^2}{4 \cdot \pi \cdot R^2 \cdot (M_S + M_G)} + r_p \quad \text{počáteční podmínky: } r = r_p; v_s = 0 \Rightarrow konst. = r_p$$

Závislost mezi obvodovou rychlostí setrvačnicku v_s a velikostí poloměru styku na hnacím kotouči r je parabolická:



Potřebný rozběhový moment M_S (zrychlující) lze stanovit z podmínky, aby se pro konečnou polohu beranu $r = r_k$ shodovala obvodová rychlost setrvačnicku s obvodovou rychlostí kotouče.

$$(r_k - r_p) = \frac{J \cdot s \cdot v_k^2}{4 \cdot \pi \cdot R^2} \cdot \frac{1}{M_S + M_G} \Rightarrow M_S$$

$$M_S = \frac{J \cdot s \cdot v_k^2}{4 \cdot \pi \cdot R^2 \cdot (r_k - r_p)} - M_G$$

Práce na urychlení setrvačnicku

$$W_s = M_S \cdot \psi = M_S \cdot \frac{r_k - r_p}{s} \cdot 2 \cdot \pi = \frac{J}{2} \cdot \left(\frac{v_k^2}{R^2} \right) - M_G \cdot \frac{2 \cdot \pi}{s} \cdot (r_k - r_p)$$

kde:

$$\psi = \frac{v_k - r_p}{s} \cdot 2 \cdot \pi$$

Pro výpočet doby zdvihu upravíme rovnici:

$$dt = \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{s} \cdot \frac{dr}{v_s} \Rightarrow dr = \frac{s \cdot v_s}{2 \cdot \pi \cdot R} \cdot dt$$

- dosadíme za dr do rovnice:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{dv_s}{dt} \cdot \frac{1}{R}$$

a po dosazení do rovnice rovnováhy:

$$M_S + M_G = J \cdot \frac{dv_s}{dt} \cdot \frac{1}{R} \Rightarrow dv_s$$

$$dv_s = (M_S + M_G) \cdot \frac{R}{J} \cdot dt \quad \text{pro počáteční podmínky: } v_s = 0 \\ \text{při } t = 0$$

$$\text{bude } dv_s = (M_S + M_G) \cdot \frac{R}{J} \cdot dt$$

Pro původní podmínku $r = r_k$ a zdvih $H = r_k - r_p$ bude doba zdvihu z rovnice:

$$r = \frac{J \cdot s \cdot v_s^2}{4 \cdot \pi \cdot R^2 \cdot (M_S + M_G)} + r_p$$

$$\text{dosazením } t_1 = 2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \pi \cdot J \cdot H}{s \cdot (M_S + M_G)}} \quad \text{- doba zdvihu}$$

2. Přeměna energie v pracovní (druhé) fázi zdvihu beranu

Pro přeměnu energie v pracovní (druhé) fázi zdvihu beranu lze psát rovnici zachování energie:

$$W = \frac{1}{2} \cdot J \cdot \omega_k^2 = W_u + W_y + W_f$$

kde:

J_S ... moment setrvačníku

$\omega_k = \omega_s$... úhlová rychlost v okamžiku styku beranu s tvářeným materiálem

V rovnici:

$$W_u = k_v \cdot F_{cm} \cdot h_u \quad \text{- užitečné práce}$$

$$W_y = \frac{1}{2} \cdot \frac{F_{cm}^2}{k} \quad \text{- práce pružných deformací}$$

$$W_f = (1 - \eta_f) \cdot W \quad \text{- kde } \eta_f = \eta_s \cdot \eta_v$$

$$\eta_v = 0,85 \div 0,95 \quad \text{- účinnost ve vedení beranu}$$

$$\eta_s = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} \quad \text{- účinnost šroubu}$$

Po dosazení do rovnice $W = W_u + W_y + W_f$ dostaneme:

$$\eta_f \cdot W = k_v \cdot F_{cm} \cdot h_u + \frac{1}{2} \cdot \frac{F_{cm}^2}{k}$$

Maximální působící síla $F_{cm} \equiv F_m$ bude z rovnice:

$$F_m = k \cdot \left(\sqrt{\frac{2 \cdot W \cdot \eta_f}{k} + k_v^2 \cdot h_u^2} - k_v \cdot h_u \right)$$

$$F_m^2 + 2 \cdot k \cdot k_v \cdot h_u \cdot F_m - 2 \cdot k \cdot \eta_f \cdot W = 0$$

$$F_m = \frac{1}{2} \cdot \left(-2 \cdot k \cdot k_v \cdot h_u \pm \sqrt{(2 \cdot k \cdot k_v \cdot h_u)^2 + 4 \cdot 2 \cdot k \cdot \eta_f \cdot W} \right)$$

$$F_m = \left(\sqrt{\frac{2 \cdot \eta_f \cdot W}{k} + k_v^2 \cdot h_u^2} - k_v \cdot h_u \right) \cdot k = k \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot W \cdot \eta_f}{k}}$$

3. Zdvih beranu do původní polohy (třetí fáze celého cyklu)

Pro zdvih beranu do původní polohy (třetí fáze celého cyklu) bude rovnice soustavy:

$$M_S - M_G = J \cdot \frac{d\omega_s}{dt}$$

Moment tíhových sil:

$$M_G = G \cdot r_s \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)$$

po dosazení:
$$\frac{d\omega_s}{dt} = \frac{s}{\lambda \cdot \pi \cdot R^2} \cdot \frac{v_s \cdot dv_s}{dr}$$

$$M_S - M_G = \frac{J \cdot v_s \cdot s}{\lambda \cdot \pi \cdot R^2} \cdot \frac{dv_s}{dr}$$

po integraci dostaneme:

$$r = r_k - \frac{J \cdot s \cdot v_s^2}{4 \cdot \pi \cdot R^2 \cdot (M_S - M_G)}$$

Práce na zvednutí:

$$W_s = M_S \cdot \psi = M_S \cdot \frac{r_k - r_p}{s} \cdot 2 \cdot \pi$$

Vše uvažujeme se zanedbáním ztrát prokluzem. Ve skutečnosti jsou ztráty mezi setrvačником a hnacím kotoučem (při zvedání) ještě větší než při spouštění.

Potřebný výkon hnacího elektromotoru [kW] při rozběhu setrvačniku je:

$$P = \frac{W_s}{t_1 \cdot \eta} = \frac{M_S \cdot \frac{r_k - r_p}{s} \cdot 2 \cdot \pi}{t_1 \cdot \eta_f \cdot \eta_k}$$

kde:

W_s ... práce potřebná k urychlení setrvačniku

η_k ... ztráty prokluzem, $\eta_k = 0,6 \div 0,7$

Nevýhody třecích pohonů

- nepřesná dávka energie W ,
- značné ztráty třením,
- ztráty využití stroje prostoji při výměně třecích bandáží.

Výhody třecích pohonů

- zdvih se nemusí nastavovat velmi přesně,
- třecí lisy jsou levnější a přesnější nežli buchary,
- mají nízkou dotykovou rychlost a vysokou životnost nástrojů.

V konstrukci třecích lisů převládají nové směry:

- bronzová matice v beranu pohybuje přímo beranem,
- je použit reverzační motor přes ozubení nebo je motor přímo na vřetení (rotor = setrvačnick),
- kotvové šrouby jsou hydraulicky předepínány,
- vedení beranu je ve tvaru X, výška : šířce = 2 : 1,
- třecí spojka, která prokluzuje při dosažení jmenovité síly,
- otáčky lze nastavit pomocí tachodynamu na vřetení.

Možnosti výroby:

- kování křížových kloubů, kleští, synchronních kroužků převodovek, ventilátorů, lopatek turbín.

Výkonnost při kování lopatek 2 : 3 údery za minutu, drsnost $R_a = 12 \text{ } [\mu\text{m}]$, zmetkovitost menší než 1%, opakovatelná přesnost značně větší než u mechanických lisů.

Vyráběné typy lisů firmy Weingarten SRN:

PJ	100 ÷ 180	$F_j = 200$	[Mp]
PJ	200 ÷ 480	$F_j = 400$	[Mp]
PZI	710	$F_j = 710$	[Mp]
PZI	850	$F_j = 850$	[Mp]
PZI	1 120	$F_j = 1 120$	[Mp]
PZS	850	$F_j = 850$	[Mp]
PZS	900	$F_j = 900$	[Mp]
PZS	1 600	$F_j = 1 600$	[Mp]

16. Pohony

Hřídele

Hnané a předloňové hřídele jsou nejčastěji z materiálu 12050.

Výpočtová schémata: předpoklad nosník na dvou kloubových podporách, zatížený silami v místech přenosu energie od ozubených kol, případně ojnice.

Podle celkového schématu a rychloběžnosti se stanovují převodové poměry a rozměry kol, pastorků a řemenic. Ze známého momentu na výstředníkovém hřídeli se počítají momenty na dalších hřídelích. Provede se předběžný výpočet motoru a setrvačnicku.

Nejlépe graficky se provede schéma zatížení hřídelů ve dvou rovinách (vertikální a horizontální), průběhy ohybových a kroučících momentů. Kontroluje se zatížení a průřez v nebezpečných místech. Kontrolujeme na cyklické zatížení, a tuhost.

$$M_i = \frac{M_{kh}}{i \cdot \eta} \quad ; \quad \begin{array}{ll} \text{kluzné uložení} & \eta = 0,96 \\ \text{valivé uložení} & \eta = 0,98 \end{array}$$

kde:

M_{kh} ... kroučící moment na klikovém hřídeli

i ... převodový poměr

Předběžný návrh hřídelů - nejmenší průměr d je:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2 \cdot \tau_d}}$$

Ozubené převody

Ozubené převody bývají u lisů jednostupňové (někdy až třístupňové), jednostranné nebo oboustranné.

převodové poměry směrem od motoru: $i_1 < i_2 < i_3$
 $2 \div 2,5 \quad 3 \div 4 \quad 5 \div 8$

Výroba	- ozubená kola s přímými zuby	- stupeň přesnosti IT3
	- pro síly větší než 20 [MN] se šípovými zuby	- stupeň přesnosti IT2
	- velká kola - ocel na odlitky 42 2661,	$\sigma_p = 600 + 700$ [MPa]
	- pastorky - ocel 12 061,	$\sigma_p = 750 + 950$ [MPa]

Provádí se pevnostní kontrola dle ČSN.

Převody klínovými řemeny

převodový poměr $i = 6 \div 11$ u jednostupňových
 $i = 2 \div 5$ u vícešupňových

napětí v jednom řemeni $\sigma_r = 1,2 + 1,5$ [MPa]

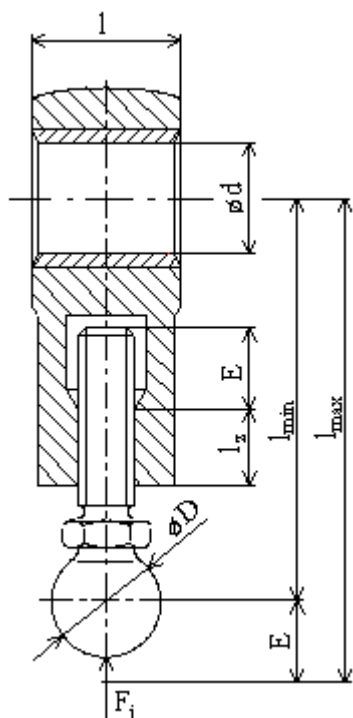
zatížení hřídele od řemenů $F_r = 2 \cdot \sigma_r \cdot S_r \cdot z$, kde z je počet řemenů

Ložiska

U pomaloběžných typů bývají kluzná ložiska - bronzové pánve, jejich dovolený měrný tlak je $20 \div 30$ [MPa].

U předlohových hřídelů volíme valivá uložení, vzhledem k velkému zatížení dvouřadá, naklápěcí nebo soudečková ložiska. Pro trvanlivostní výpočet se počítá se středním zatížením.

Ojnice



Ojnice přenáší sílu z klikového hřídele na beran.

Spojení s beranem:

- kulovým čepem - lehké a střední lisy
 - válcovým čepem - těžké lisy
- (válcový čep co nejkratší)

Ojnice lehkých a středních typů lisů jsou dvojdílné, přestavitelné. Změna délky ojnice l_{\min} až l_{\max} umožňuje přesné nastavení pracovní polohy nástroje.

Pro spojení jednotlivých částí ojnice se užívá lichoběžníkový nebo pilový závit. Závit musí být pojištěn aby se při chodu neuvolňoval.

Ke spojení šroubu a ojnice - závit o délce l_z - omezení dle dovoleného tlaku v závitech:

$p_D = 40$ [MPa] - litina

$p_D = 80$ [MPa] - ocel

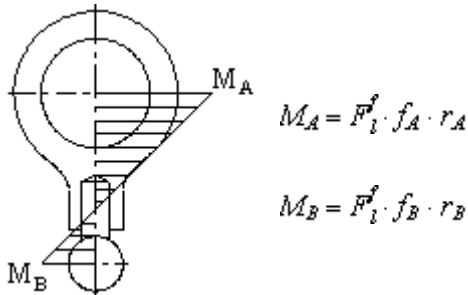
Závit	lichoběžníkový	}	pojištění proti uvolnění (rozříznutí a stáhnutí)
	pilový - pro větší tlaky		

Kulový beranový čep - dle dovoleného tlaku $p_D = 65$ [MPa]

Ojniční oko $\frac{l}{d} = 1$, dovolený tlak $p_D = 25 \div 30$ [MPa]

zatížení ojnice silou F_i respektive F_j
kovací lisy $2 \cdot F_j$

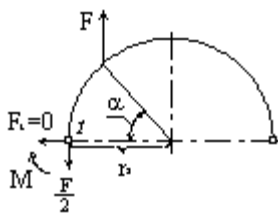
Ojnice je kromě na vzpěr namáhána na ohyb, kde na koncích působí momenty:



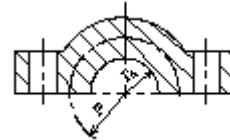
$$M_A = F_i^f \cdot f_A \cdot r_A$$

$$M_B = F_i^f \cdot f_B \cdot r_B$$

Ojniční oko (hlava) je namáháno dynamickou silou. Na víko při zpětném zdvihu beranu působí síla, vytvářející moment uprostřed:



$$M = \frac{F}{2} \cdot \left(r_s - \frac{r_A}{2} \right)$$



Hlavu uvažujeme jako křivý prut s okrajovou podmínkou, že úhel ohybové čáry v místě *I* je nulový.

Tělo ojnice bývá litinové (42 24 28), ocelolitinové (42 26 61) nebo ocelové (11 600).

Berany

Vzhledem ke skutečnosti, že berany jsou výstupními členy, jsou na ně kladeny zvýšené nároky na:

- tuhost v ohybu a tlaku
- malou váhu (vzhledem k dynamickým účinkům)
- dokonalé vedení pro zajištění vzájemné polohy částí nástroje.

Pro spolehlivou funkci beranu, zvláště při výstředném zatížení tvářecí silou je rozhodující poměr délky vedení beranu k jeho šířce.

Bývá doporučeno:

- lisy s jedním výstředníkem (jednobodové)

$$\frac{L_v}{B} = 1,4 \div 2,5$$

- lisy se dvěma výstředníky (dvoubodové)

$$\frac{L_v}{B} = 0,4 \div 0,5$$

- kovací lisy

$$\frac{L_v}{B} = 2,5 \div 3$$

kde:

L_v ... délka vedení

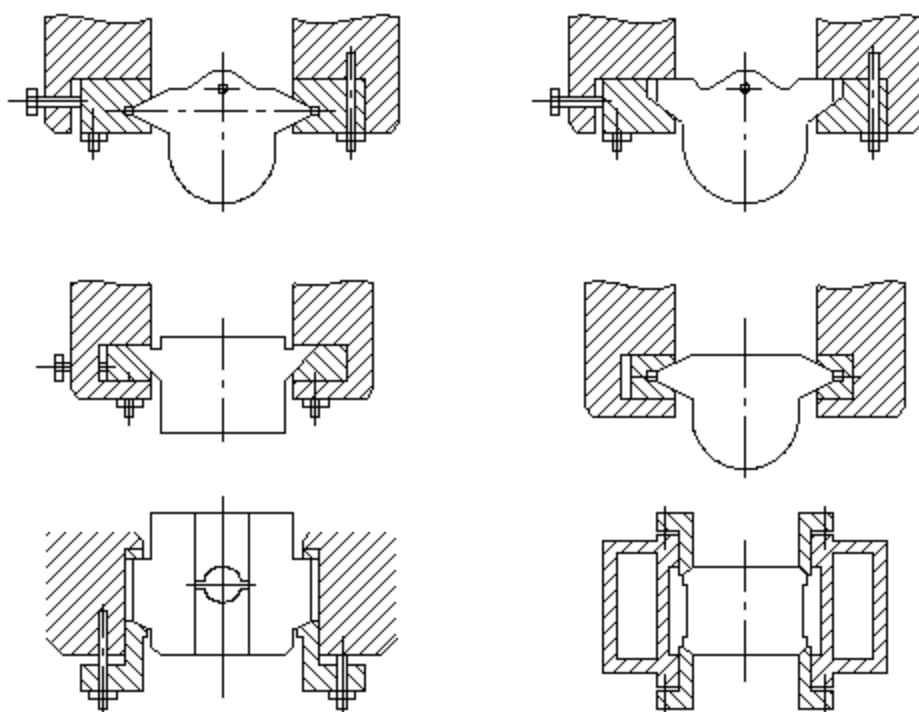
B ... šířka vedení

U lisů, kde může být často značné výstředné zatížení volíme dva výstředníky a ojnice, aby nemuselo být vedení tak dlouhé.

Aby byla dobrá pohyblivost beranu ve vedení, musí mít vedení beranu v rovině rovnoběžné s osou klikového hřídele určitou vůli.

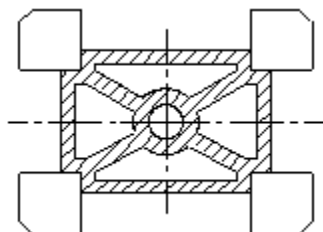
V rovině kolmé k této rovině musí být vedení téměř bez vůle, neboť zachycuje složku osové síly ojnice.

Různé typy vedení jsou znázorněny na následujícím obrázku:



Berany se dělají z litiny nebo ocelolitiny pro větší tlaky. Beran kontrolujeme na ohyb a průhyb u dvojbodových typů. Napětí nemá překročit 30 [MPa] u litiny a 60 [MPa] u ocelolitiny, měrný tlak ve vedení má být

$$p_D = 2 \div 3 \text{ [MPa]}.$$



U přesných lisů jsou dlouhé vodící dráhy, tažné lisy mají vedení nástrojů např. pouze přes beran. Vedení pak je nejméně ve 4 ÷ 8 vodících drahách, uložení se používá jehlové s jehlami v klecích bez vůle (ložiska INA).

Spojky

Spojují klikový (výstředníkový) hřídel s hnacím ústrojím lisu. Dle druhu spojovacího ústrojí lze rozlišit spojky:

- Pozitivní (pevné, tuhé, bezprokluzové)
 - s otočným klínem
 - zubové
 - čepové
- Třecí (poddajné, prokluzové)
 - kuželové
 - lamelové (jednolamelové ÷ vícelamelové)

Podle způsobu ovládní:

- s mechanickým,
- pneumatickým,
- hydraulickým ovládním.

Na spojky jsou kladeny tyto požadavky:

- Spolehlivé působení (záběr i rozpojení musí být naprosto spolehlivé, co nejkratší),
- Spojka musí bezpečně přenášet jmenovitý moment. Úhel prokluzu třecí spojky musí být vzhledem k oteplování v dovolených mezích. Ráz při záběru pozitivní spojky má být pokud možno tlumený.
- Řídící ústrojí musí umožnit seřízení na přerušovaný či automatický pracovní cyklus.
- Ovládací a řídicí ústrojí musí být jištěno proti:
 - opakování přerušovaného pracovního cyklu (pojistka proti opakování zdvihu),
 - nežádoucímu seřízení lisu na automatický pracovní cyklus,
- Naprosto spolehlivé působení pojistného systému při minimálním seřizování a údržbě.

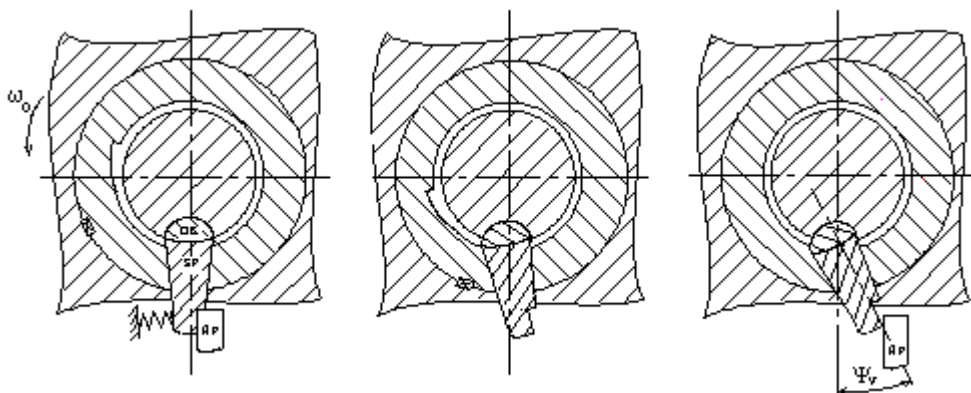
Pozitivní spojky

Umísťují se výhradně na výstředníkovém (klikovém) hřídeli.

Podle použitého spojovacího ústrojí jsou pozitivní spojky:

- s otočným klínem,
- zubové,
- čepové.

Ad. a) Spojka s otočným klínem



Spojovací ústrojí se sestává z:

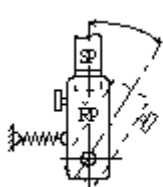
- otočného klínu OK (opracovaného z válcového čepu, mat. 16 250),
- drážky v ocelovém pouzdře setrvačníku,
- spouštěcího palce SP (pevně spojeného s otočným klínem),
- servopružiny a narážek.

Otočný klín je vsazen mezi hřídel s setrvačnick.

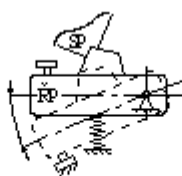
Řídící ústrojí se sestává z:

- řídicího palce ŘP,
- servopružiny
- a narážek k omezení zdvihu řídicího palce.

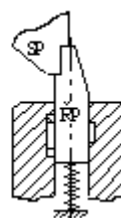
Možná provedení řídicího ústrojí:



otočný řídicí palec



sklopný řídicí palec



posuvný řídicí palec

Časové zpoždění spojky proti signálu v ovládacím zařízení:

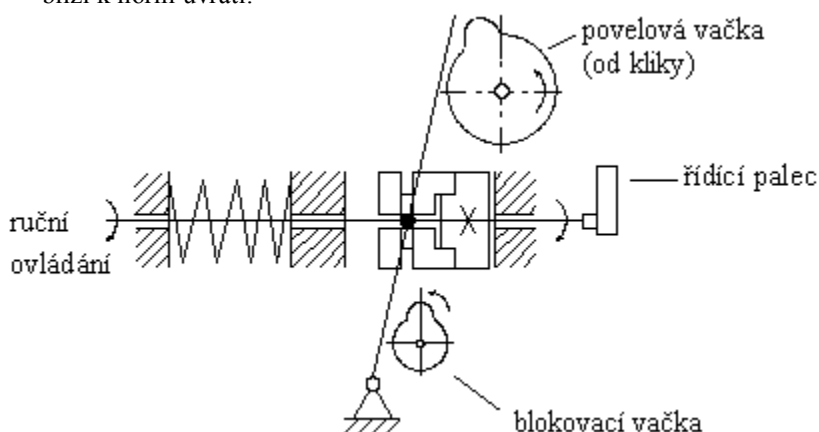
$$\Delta t = \frac{2 \cdot \pi}{p \cdot \omega_o} \quad , \quad \text{kde } p \dots \text{ počet drážek v pouzdře setrvačníku}$$

Čas k vypnutí spojky (vytočení otočného klínu ze záběru o úhel Ψ_v):

$$t_v = \frac{2 \cdot \pi}{\omega_o}$$

Pojistné ústrojí

- vkládá se mezi ovládací a řídicí ústrojí, vypíná spojku nezávisle na ovládacím zařízení v době, kdy se beran blíží k horní úvratí.



Součásti spojky s otočným klínem jsou při pracovním zdvihu namáhány:

- odporovým kroutícím momentem M_o
- při rozběhu dynamickým momentem M_d

Pro výpočet a kontrolu spojky se bere v úvahu vždy větší moment z obou uvedených.

Dynamický moment:

$$M_d = \omega_o \cdot \sqrt{\frac{J_1 \cdot J_2}{J_1 + J_2}} \cdot \frac{1}{e_k}$$

$$e_k = \frac{2 \cdot L}{G \cdot J_p}$$

kde:

- J_1 ... hmotový moment setrvačnosti hnací soustavy
- J_2 ... hmotový moment setrvačnosti rozběháváných hmot
- L skrucovaná délka (výstředníkového respektive spojkového hřídele)
- G modul pružnosti ve smyku
- J_p ... polární moment setrvačnosti

pro $J_1 \gg J_2$ lze psát:

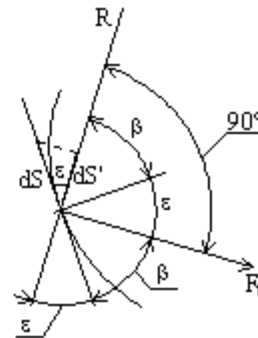
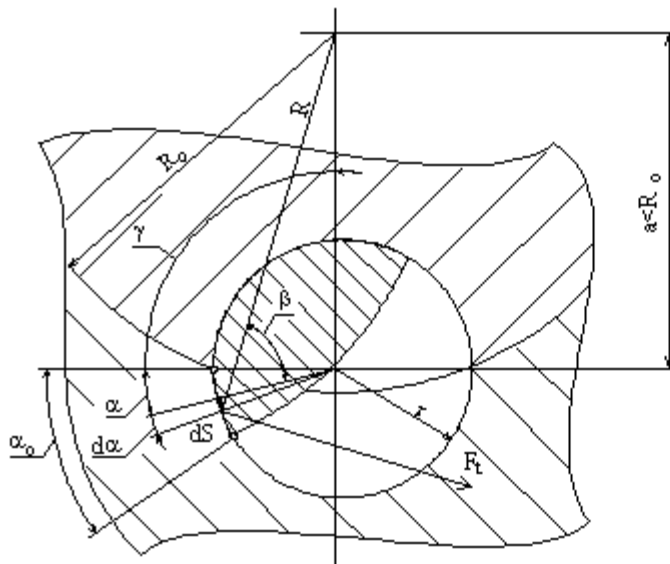
$$M_d = \omega_o \cdot \sqrt{\frac{J_2}{e_k}}$$

Otočný klín se konstruuje na měrný tlak ve styčné ploše klínu a pouzdra setrvačnicku. Elementární kroutící moment přenášený otočným klínem bude:

$$dM_{sp} = p_s \cdot R \cdot dS$$

kde:

- p_s ... dovolený měrný tlak (200 ÷ 250) [MPa]
- R poloměr tečné síly
- dS ... element plochy



$$dS' = L_k \cdot r \cdot \beta \cdot d\alpha - (\text{kolmý průmět plochy k } F_t)$$

$$\beta = \frac{a}{R} \cdot (\gamma + \alpha) \quad - \text{ sinová věta}$$

$$\gamma = \frac{r^2 + a^2 - R_0^2}{2 \cdot r \cdot a} \quad - \text{ kosinová věta}$$

Po dosazení bude moment:

$$dM_{sp} = p_s \cdot L_k \cdot r \cdot a \cdot (\gamma + \alpha) d\alpha$$

Integraci v rozmezí $\alpha < 0; \alpha_0 >$ dostaneme:

$$M_{sp} = p_s \cdot L_k \cdot r \cdot a \cdot [\gamma - (\gamma + \alpha_0)] \Rightarrow$$

Měrný tlak ve styčné ploše klínu:

$$p_s = \frac{M_{sp}}{r \cdot L_k \cdot a \cdot [\gamma - (\gamma + \alpha_0)]}$$

kde:

M_{sp} ...moment na spojce - dosazuje se větší z momentů M_d, M_o

Bereme:

$$\frac{L_k}{r} = 6 \quad (5,5 \div 7) \quad ; \quad a < R_0$$

Otočný klín se vyrábí z chromniklové oceli tř. 16 250.5 zušlechtěné na tvrdost 50 ÷ 55 HRC. Drážka v setrvačniku je vytvořena v pouzdře ze zušlechtěné oceli o tvrdosti 300 ÷ 500 HB, $p = 200 \div 250$ [MPa].

Ad. b) Zubová spojka

Zubová spojka je činností obdobná spojce s otočným klínem. Při výpočtu kontrolujeme měrný tlak v zubech .

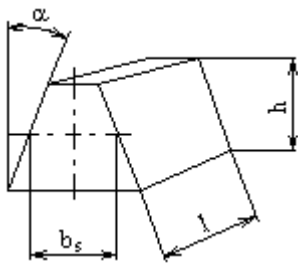
$$p_{\text{dov}} = 200 \div 250 \text{ [MPa]}$$

Zuby se dělají z legované oceli (chromniklové) a jsou zušlechťeny na tvrdost 300 ÷ 350 HB. Při výpočtu předpokládáme, že kroutící moment přenáší (2/3 ÷ 3/4) celkového počtu zubů. Zubová spojka může přenášet větší kroutící moment.

Rázové namáhání při zapínání ovlivňuje možnost použití. Dle tvaru zubů a velikosti setrvačných hmot použití maximálně pro obvodové rychlosti do 0,8 [ms⁻¹]. Nejčastěji se používají zuby lichoběžníkové z čela s úhlem boků

$$\alpha = 3 \div 6^\circ, \text{ poměr výšky zubů k délce:}$$

$$\frac{h}{l} = 0,4 \div 0,8$$



Dynamický rázový moment při zapnutí:

$$M_K = \omega_o \cdot \sqrt{\frac{1}{e_k} \cdot \frac{I_1 \cdot I_2}{I_1 + I_2}} \quad [\text{Nm}]$$

kde:

$$\frac{1}{e_k} = \frac{G \cdot J_p}{2 \cdot L} \quad [\text{Nm} \cdot \text{rad}^{-1}] \dots \text{ tuhost v kroucení}$$

Zuby kontrolujeme na ohyb a na otláčení. vycházíme z předpokladu, že síla od momentu působí v polovině délky zubu na středním poloměru.

Ohyb:
$$\sigma_o = \frac{3 \cdot M \cdot h}{R_s \cdot l \cdot b_s^2 \cdot z} \leq \sigma_D = (15 \div 25) \text{ [MPa]}$$

Otláčení.
$$p = \frac{M}{R_s \cdot h \cdot l \cdot z} \leq p_D = 30 \text{ [MPa]}$$

Výhody při použití pozitivních spojek:

- malé odpory při zapínání a vypínání spojky,
- jednoduché, zpravidla mechanické ovládání,
- nevyžadují časté údržby a seřizování.

Nevýhody při použití pozitivních spojek:

- značné rázy při zapínání a vypínání (použití proto maximálně do 2 [MN]),
- časové zpoždění zapnutí spojky může způsobit úraz obsluhy,
- spojka neumožňuje zastavení beranu v libovolné poloze (vypnutí),
- nelze pomocí spojky pootočit výstředníkovým hřídelem při seřizování a uvolňování beranu při zaklínování v opačném směru.

Třecí spojky a brzdy

Konstrukce je odvislá od jejich polohy, vzájemného spojení, velikosti kroutícího a brzdného momentu, použitého systému pohonu k zapínání a vypínání (mechanickém, hydraulickém, pneumatickém, apod.), na systému ochlazování.

Výhody použití třecích spojek:

- umožňují získat různý pracovní cyklus stroje, lze rychle a bezpečně přemísťovat beran a nasazovat nástroj v krátkém zdvihu,
- u klikového lisu umožňují zvětšit počet otáček u hlavního hřídele a tedy i počet zdvihů beranu, poněvadž nedochází jako u tuhé spojky k omezení na velikost rázového zatížení v okamžiku zapnutí spojky,
- je možné zvětšit velikost kroutícího momentu přenášeného spojkou zvýšením velikosti přitlačné síly (zvláště důležité pro vyvedení klikového lisu ze zakousnutí),
- je možné provést vypnutí spojky pod zatížením (při přetížení lisu, což u tuhé spojky nelze).

Nevýhody třecích spojek:

- zařízení spojky je složité, rozměrné, dražší než u tuhých spojek,
- značná energie se při zapnutí spotřebuje na prokluz a teplo - zvyšují se provozní ztráty,
- je nutná častější údržba seřizování

Třecí spojky

Třecí spojky se používají se častěji, umísťují se na předlohovém či výstředníkovém hřídeli. Lze je použít u rychloběžných typů lisů, mají větší rozměry, přenášejí však větší kroutící moment. Odstraňují všechny nevýhody pozitivních spojek, jsou však nákladnější a vyžadují častější údržbu a seřizování.

Nejčastěji se užívají spojky ovládané pneumaticky, dále pak hydraulicky a elektromagneticky.

Vzhledem k velkým kroutícím momentům se běžně používá lamelových spojek pracujících za sucha.

Při výpočtu vycházíme z maximálního odporového momentu M_O na klikovém hřídeli, který musí spojka bezpečně přenést:

$$M_{sp} = k \cdot \frac{M_O}{\eta \cdot i_c}$$

kde:

k ... součinitel bezpečnosti, $k = 1,1 \div 1,35$

η ... účinnost převodů

i_c ... celkový převodový poměr mezi spojkou a výstředníkovým hřídelem

Moment přenášený spojkou bude:

$$M_{sp} = p_{str} \cdot A \cdot R_s \cdot f \cdot m$$

kde:

p_{str} ... měrný tlak na třecích plochách, $p_{str} = 0,3 \div 0,6$ [MPa]

A ... plocha tření

R_s ... střední poloměr třecí plochy

f ... součinitel tření

m ... počet třecích ploch

Při určování rozměrů třecích ploch je též rozhodující požadovaná životnost třecího materiálu, která závisí na tepelném zatížení spojky.

Tepelné zatížení spojky je charakterizováno množstvím třecí práce na jednotku plochy za minutu:

$$K = \beta_s \cdot \frac{W_t}{A} \cdot C_z \cdot n_o = \beta_s \cdot \frac{J_r \cdot (\omega_o^2 - \omega_e^2)}{2 \cdot A} \cdot C_z \cdot n_o$$

kde:

$$\beta_s = (1,05 \div 1,1)$$

- pro spojky na klikovém (výstředníkovém) hřídeli

$$\beta_s = (1,25 \div 1,35)$$

- pro spojky na předlohovém hřídeli

J_{sp} ... hmotový moment setrvačnosti hmot, které spojka rozbíhá

ω_{sp} ... úhlová rychlost rozbíhaných hmot

A ... třecí plocha

C_z ... součinitel hustoty spínání

pro: $n_o \sim 20 \div 40$

$$C_z = 0,5 \div 0,65$$

$25 \div 60$

$$0,55 \div 0,7$$

:

$70 \div 110$

$$0,3 \div 0,45$$

K ... součinitel tepelného zatížení, $K = 3 \div 10$

Návrh rozměrů spojky provádíme předběžně s ohledem na průměr spojkového hřídele d :

$$\text{vnitřní poloměr} \quad R_2 = (1,6 \div 1,8) \cdot d$$

$$\frac{R_1}{R_2} = (2 \div 1,4)$$

$$\text{tloušťka lamel} \quad t = 0,1 \cdot (R_1 - R_2)$$

Oteplení spojky

KONTROLA

- W [J] - energie na spojce ztracená třením - přeměněná v teplo
- n_z [min^{-1}] - počet zapnutí za min Mo. Cz - (souč. hustoty spínání)
- A m^2 - vnější plocha spojky. t.j. plocha sdílející teplo do okolí
- t_s $^{\circ}\text{C}$ - teplota povrchu spojky
- t_0 $^{\circ}\text{C}$ - teplota okolí

= SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA $\text{J m}^{-2} \text{s}^{-1} \text{ } ^{\circ}\text{C}^{-1}$

v - OBVODOVÁ RYCHLOST. [ms^{-1}]

α – SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA [$\text{J m}^{-2} \text{s}^{-1} \text{ } ^{\circ}\text{C}^{-1}$]

v	0	5	10	15	20	25
α	3,9	20,3	39,6	43,9	53,4	62

Rovnice rovnováhy

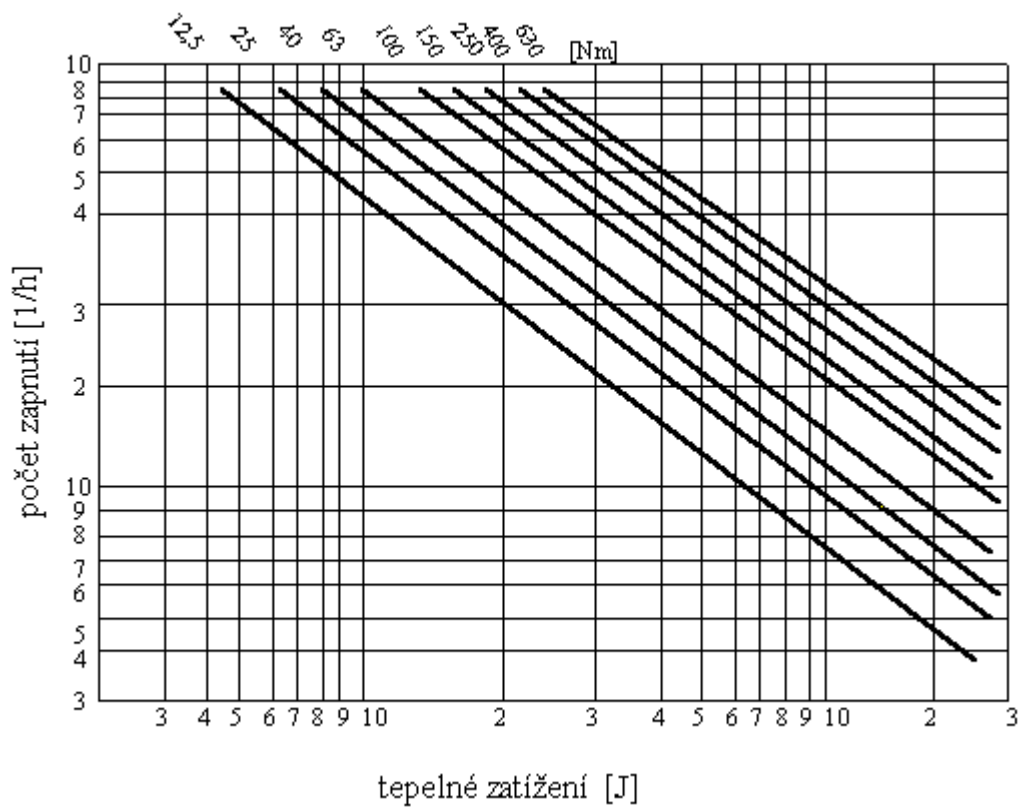
$$W \frac{ms}{60} = \alpha \cdot A \cdot (t_s - t_0)$$

Požadavek $\Delta t \leq \frac{W \cdot ms}{60 \cdot \alpha \cdot A}$ Max. 80°C

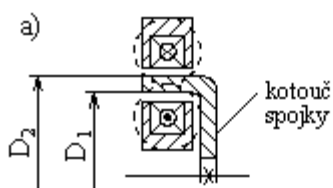
Měrný tepelný výkon (= množství tepla připadající na plochu cm^2 za hodinu)

$$Q = (0,23 \div 2,3) [\text{Wcm}^{-2}]$$

nebo max. teplota na cívce spínací $t_c = 90^{\circ}\text{C}$



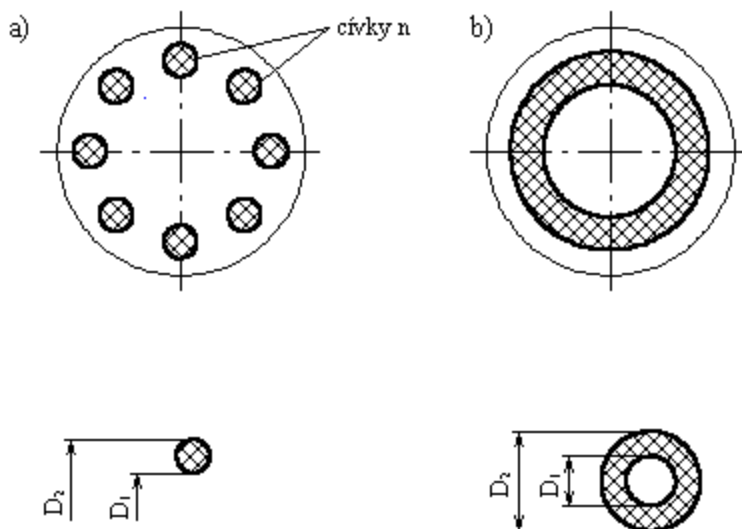
Elektromagnetické spojky



Indukční spojky - vhodné pro vysoké otáčky, jsou napájené stejnosměrným proudem.

Síla magnetu se projevuje jako přítlačná síla na plochu.

Dva možné případy uspořádání jsou uvedeny na obrázku:



$$A = n \cdot \frac{\pi \cdot (D_2 - D_1)^2}{4}$$

$$A = 2 \cdot \frac{\pi \cdot (D_2^2 - D_1^2)}{4}$$

Měrný tažný tlak:

$$p_t = \frac{1}{0,8 \cdot \pi} \cdot \frac{B^2}{g \cdot 10^6} \quad [MPa]$$

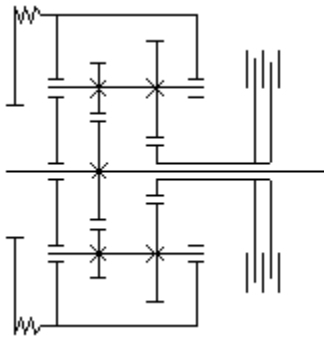
Přibližně je na jednotku plochy měrný tažný tlak $(1,6 \div 2)$ [MPa], při zvětšení vzduchové mezery měrný tažný tlak klesá až na $(0,4 \div 0,8)$ [MPa]. Pokud je spojka napájena střídavým proudem, je měrný tažný tlak poloviční.

Moment:

$$M_{sp} = R_s \cdot p_t \cdot A$$

Dvourychlostní spojky

Dvourychlostní spojky se používají pro zkrácení chodu naprázdno (zdvih beranu) a tedy zvyšují produktivitu stroje. Příklad konstrukčního řešení je uveden na obrázku:



Brzdy

Požadavky:

- Spolehlivá funkce
- Mžikové sepnutí
- Přiměřený úhel doběhu
- Nesoučasná činnost se spojkou
- Snadné seřízení a údržba
- Přiměřené oteplení

Druhy:

- čelist'ové
- pásové
- kuželové
- lamelové

Práce na brzdě:

$$W_B = M_B \cdot \varphi \cdot \bar{\Psi}_B = \frac{1}{2} \cdot I_B \cdot \omega_B^2$$

kde: $\bar{\Psi} = \frac{2 \cdot \pi}{360} \cdot \Psi_B^o$

Brzdňý moment:

$$M_B = F_B \cdot f \cdot R_s \cdot m$$

$$M_B = k \cdot \frac{M_o}{\eta \cdot i_c}$$

Přítlačná síla na lamelách brzdy:

$$F_B = \frac{M_B}{f \cdot R_s \cdot m}, \text{ kde střední poloměr } R_s = \frac{2}{3} \cdot \frac{(R^3 - r^3)}{(R^2 - r^2)}$$

$$F_B = n_p \cdot F_{1p} + F_{1cm}$$

kde:

- n_p ... počet pružin
- F_{1p} ... síla předepnutí pružiny
- F_{lam} ... síla k předepnutí lamel (odpor)

$$F_{kzm} = T_{Z1} + T_{Z2} + T_{pístu}$$

kde:

- T_{Z1} ... tření vnitřního ozubení, $T_{Z1} = F_{O1} \cdot f_Z$, $F_{O1} = \frac{M_B}{r_{1ozub}}$
- T_{Z2} ... tření vnějšího ozubení, $T_{Z2} = F_{O2} \cdot F_Z$, $F_{O2} = \frac{M_B}{r_{2ozub}}$
- $T_{pístu}$... tření pístu

$$\psi_B = \psi_{kzlp} \cdot i_{převodu}$$

$\psi_{kzlp} =$	8 ÷ 15°	- pomaloběžné stroje	10 ÷ 100	[min ⁻¹]
	30 ÷ 60°	- rychloběžné stroje	100 ÷ 300	[min ⁻¹]
	100 ÷ 180°	- vysokorychlostní stroje	500 ÷ 1400	[min ⁻¹]

Měrný tlak na obložení:

$$p = \frac{F_B}{A} \leq (0,25 \div 0,5) \text{ [MPa]}$$

kde:

$$A \text{ ... plocha tření, } A = \pi \cdot (R^2 - r^2)$$

Rychlostní součinitel (pro odvod tepla z obložení):

$$p \cdot v_s = (2 \div 6) \text{ [MPa]}$$

kde:

$$v_s \text{ ... obvodová rychlost, } v_s = \omega \cdot R_s = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \cdot R_s$$

Potřebný tlak vzduchu pro pneumatické ovládání brzdy:

$$p_v = \frac{F_B + F_{oc} + F_{kzm}}{A_p} < 0,45 \text{ [MPa]}$$

kde:

- F_B ... přítlačná síla brzdy
- F_{oc} ... celková síla pružin pro odbrzdění
- F_{lam} ... síla pasivních odporů pro přesunutí lamel
- A_p ... plocha pístu brzdy

Kovokeramické materiály s vyšším koeficientem tření $f =$ až 0,6 se z důvodu hlučnosti a zanášení nepoužívají.

Pásová brzda

Pásová brzda se používá maximálně do otáček $n = 150 \div 170$ [min^{-1}] a momentu $M = 20$ [kNm].

Měrný tlak v pásu:

$$p = \frac{F \cdot e^{f\alpha}}{D \cdot B}$$

kde:

α ... úhel opásání v [rad], $\alpha = (4 \div 6)$ [rad]

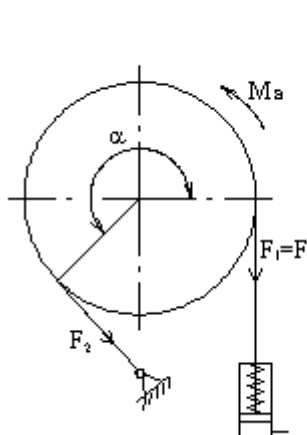
B ... šířka pásu, volíme $(0,3 \div 0,4)D$ nebo $(0,6 \div 0,9) d_0$

d_0 ... průměr hřídele v ložiscích

p ... měrný tlak, ferodo na ocel $(0,6 \div 1,2)$ [MPa],

nižší pro $n > 180$ [min^{-1}]

vyšší pro $n < 180$ [min^{-1}]



Síly:

$$F_1 = F_2 \cdot e^{f\alpha} \Rightarrow F_2 = \frac{F_1}{e^{f\alpha}}$$

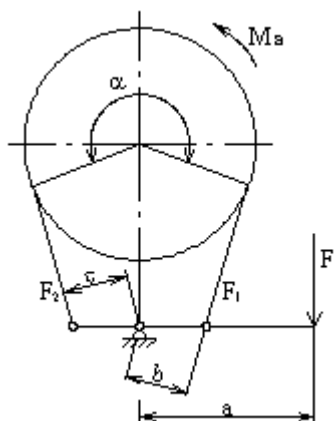
Momenty:

$$M_B - F_1 \cdot \frac{D}{2} + F_2 \cdot \frac{D}{2} = 0$$

$$\Rightarrow M_B = F_1 \cdot \frac{D}{2} \cdot \left(1 - \frac{1}{e^{f\alpha}}\right)$$

$$M_B = F \cdot \frac{D}{2} \cdot \left(\frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha}}\right)$$

Jiné uspořádání:



Síly:

$$F \cdot a = F_1 \cdot b - F_2 \cdot c$$

$$F_1 = F \cdot \frac{a \cdot e^{f\alpha}}{b \cdot e^{f\alpha} - c}$$

Momenty:

$$M_B = F_1 \cdot \frac{D}{2} \cdot \left(\frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha}}\right)$$

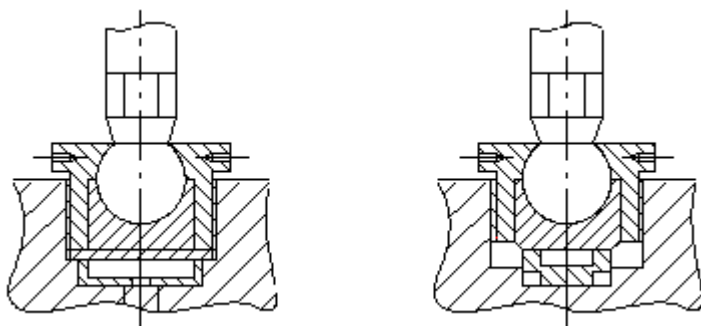
$$M_B = F \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{a \cdot (e^{f\alpha} - 1)}{b \cdot e^{f\alpha} - c}$$

17. Pojistná zařízení

Pojistná zařízení chrání pohybové ústrojí lisu proti přetížení (překročení jmenovité síly na beranu). Poněvadž k překročení jmenovité (přípustné) odporové tvářecí síly může dojít pouze v blízkosti dolní úvrati, kdy je rameno odporového momentu malé, byla by nepostačující ochrana pojistkou proti přetížení kroutícím momentem a provádí se ochrana proti přetížení jmenovitou silou v beranu.

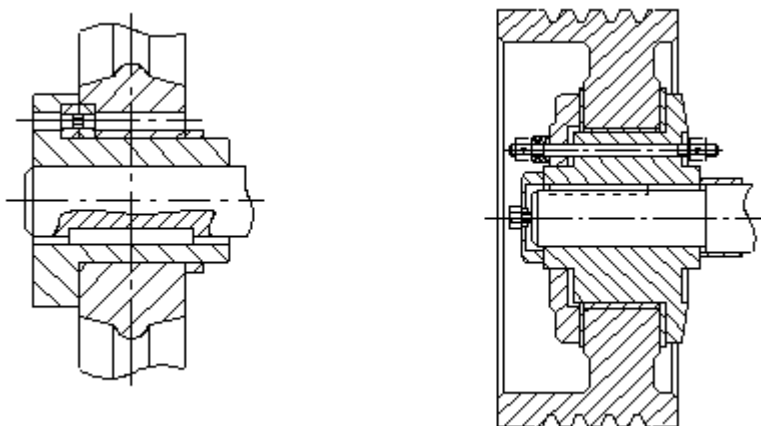
U tažných lisů s velkým pracovním zdvihem odporová síla stoupá pozvolna avšak vzhledem k velkému ramenu se může překročit jmenovitý kroutící moment aniž se překročila velikost maxima jmenovité odporové síly. Proto pak provádíme i pojistku proti přetížení kroutícím momentem.

Pojistka proti překročení jmenovité síly - je obvykle střížná, zabudovaná v beranu.



Při konstrukci je třeba pamatovat na snadnou vyměnitelnost.

Pojistka proti překročení maximálního jmenovitého kroutícího momentu je střížná (střížný kolík) nebo třecí.



Střížné pojistky se dimenzují tak, aby k přestřížení došlo při přetížení stroje o 25%. K výrobě je nutno použít speciálního legovaného materiálu o vysoké pevnosti, aby nemohly být za provozu nahrazeny pojistkami z pevnějšího materiálu, čímž by ztratily svůj význam.

18. Stojany

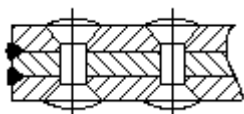
Rozdělení:

- otevřené: C tvar - přístupné ze tří stran - jednostránkové
- CC
- uzavřené: O tvar - dvoustránkové - dvoustránkové

celistvé - jednolitě, lehké a střední konstrukce

dělené - těžké typy - zvlášť stůl

litinové - těžší, lepší útlum

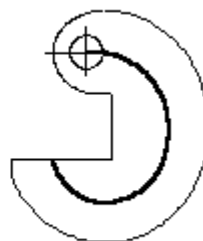
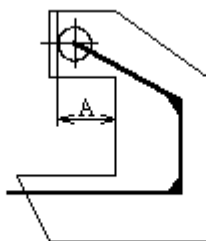
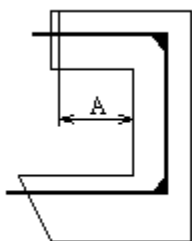


svařované - lépe tlumí chvění

Požadavky na stojan:

- Tuhost
- Dynamická stabilita
- Snadný odvod výlisků
- Malá tíha a malá půdorysná plocha

Jednostránkové:



A ... vyložení

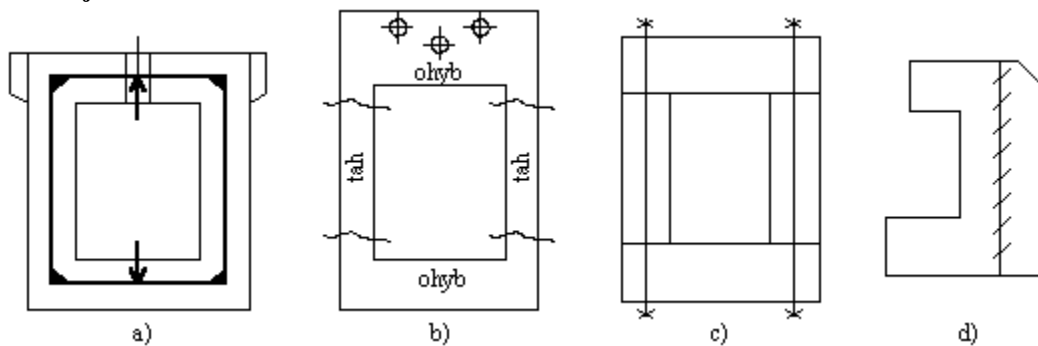
Stojan:

- s přímou stojnou
- s šikmou stojnou
- se zakřivenou stojnou

Vyložení A:

- a), b) přímý nosník
- c) křivý prut (hák)

Dvoustožanové:



Stojan:

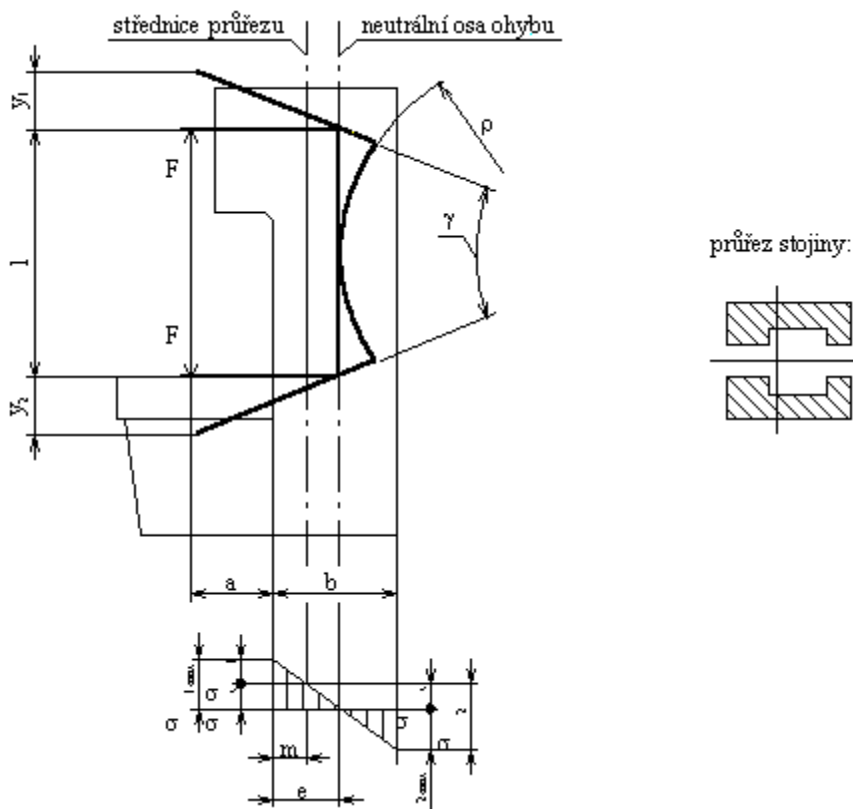
- a, b) celistvý
- c) dělený
- d) svařovaný

Náhrada:

- rám
- řezy a rozdělení při pádu na tah a ohyb
- jako b) s uvažování předepjatých šroubů

Výpočet otevřených stojanů typu C

- stojan s přímou stojnou



- Základní předpoklady
- náhrada přímými (křivými) pruty,
 - čára spojující těžiště průřezu - střednice - je rovinná křivka,
 - hřídel uvažujeme jako přímý nosník, stůl dokonale tuhý zátěžná síla leží v rovině souměrnosti stojanu.

Zakřivení neutrální osy - poloměr $\rho \approx \frac{1}{r} = \frac{M}{E \cdot J}$

$$\rho = \xi \cdot \frac{E \cdot J}{M}$$

kde:

ξ ... součinitel tvaru stojanu, $\xi = 0,7 \div 1,3$

E ... modul pružnosti, pro ocel $E = 2,1 \cdot 10^5$ [MPa]

pro litinu $E = 8 \div 12 \cdot 10^4$ [MPa]

J ... moment setrvačnosti průřezu

M ... ohybový moment

Ohybový moment:

$$M = F \cdot (a + m)$$

Úhel:

$$\gamma = \frac{L}{\rho} = \frac{L + y_1 + y_2}{\rho + a + e} \Rightarrow$$

\Rightarrow celková deformace:

$$y = y_1 + y_2 = \frac{L \cdot (a + e)}{\rho}$$

Tuhost stojanu v místě působící síly:

$$k_r = \frac{F}{y} = \frac{F \cdot \rho}{L \cdot (a + e)}, \text{ po dosazení za } \rho \text{ a } M:$$

$$k_r = \frac{E \cdot J}{(a + e) \cdot (a + m) \cdot L}$$

Poloha neutrálné osy ohybu:

$$e = b \cdot \frac{\sigma_t + \sigma_{a1}}{\sigma_{a1} + \sigma_{a2}} = b \cdot \frac{\sigma_1}{\sigma_1 + \sigma_2}$$

Pro ohybové napětí:

$$\sigma_1 = \frac{M \cdot m}{J} \hat{=} \frac{M}{w}$$

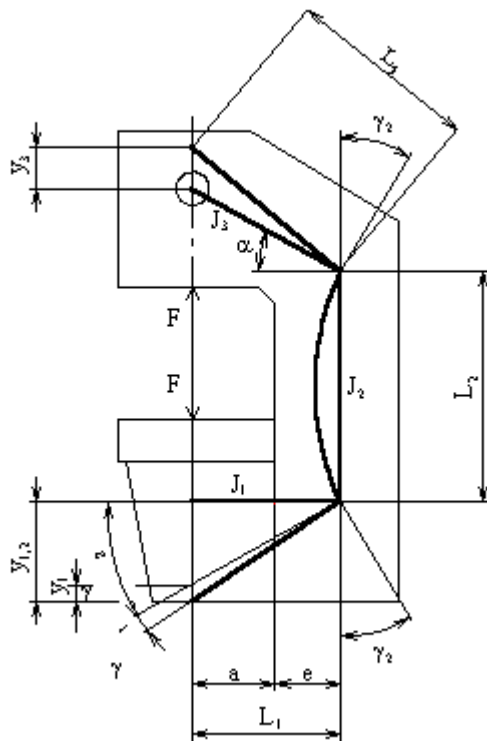
$$\sigma_2 = \frac{M \cdot (b - m)}{J}$$

Tahové napětí:

$$\sigma_t = \frac{F}{A}, \text{ kde } A \dots \text{ plocha průřezu}$$

Dosazením spočteme polohu neutrálné osy e a celkovou tuhost rámu k_r .

- Stojan se šikmou stojnou a příčně uspořádaným hřídelem



Deformace rámu (mezi stolem a hřídelem) je dána součtem dílčích deformací. Uvažujeme pouze deformace vznikající ohybem a tahem:

$$y_1 = \frac{F \cdot (a+e)^3}{3 \cdot E \cdot J_1} \quad \text{ohyb spodního prutu}$$

$$y_2 = \frac{F \cdot L_2}{E \cdot S_2} \quad \text{tah}$$

$$y_3 = \frac{F \cdot L_3^3}{3 \cdot E \cdot J_3} \cdot 2\alpha + \frac{F \cdot L_3}{E \cdot S_3} \cdot 2\alpha \quad \text{kombinace tah + ohyb}$$

$$\left. \begin{array}{l} F_{skut} = F \cdot \alpha \\ y = y_{skut} \cdot \alpha \end{array} \right\} \uparrow \left. \begin{array}{l} F_{skut} = F \cdot \alpha \\ y = y_{skut} \cdot \alpha \end{array} \right\} \uparrow$$

Odpovídající úhlová natočení:

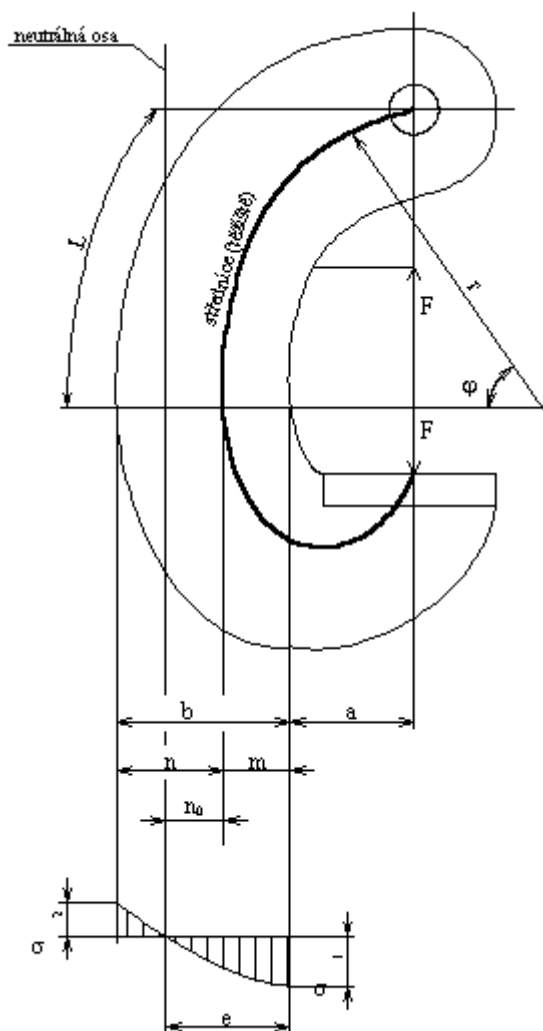
$$\gamma_1 = \frac{F \cdot (a + e)^2}{2 \cdot E \cdot J_1}$$

$$\gamma_2 = \frac{F \cdot (a + e) \cdot l_2}{2 \cdot E \cdot J_2}$$

Celková deformace:

$$y = y_1 + y_2 + y_3 + L_1 \cdot \gamma_2 + L_3 \cdot \gamma_2 \quad \alpha$$

- Zakřivený stojan (u naklápacích lisů)



Rozložení napětí je hyperbolické

$$\sigma_1 = \frac{F}{A} + \frac{M}{r \cdot A} + \frac{M \cdot r}{J} \cdot \frac{m}{r - m}$$

$$\sigma_2 = \frac{F'}{A} + \frac{M}{r \cdot A} - \frac{M \cdot r}{J} \cdot \frac{b-m}{r+(b-m)}$$

Za $\frac{F'}{A} + \frac{M}{r \cdot A}$ dosadíme $\frac{F'}{A}$

Dostaneme:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{F'}{A} + \frac{M}{J} \cdot \frac{m}{1 - \frac{m}{r}} \\ \sigma_2 &= \frac{F'}{A} - \frac{M}{J} \cdot \frac{n}{1 + \frac{n}{r}} \end{aligned} \right\} \sigma = \frac{F'}{A} + \frac{M}{J} \cdot \frac{1}{\frac{1}{r} - \frac{1}{n}} = 0$$

Vzdálenost neutrálné osy ke střednici průřezu plyne z podmínky $\sigma = 0$

$$\frac{1}{n_0} = \frac{1}{r} + \frac{A \cdot M}{F' \cdot J} \Rightarrow e = n_0 + m$$

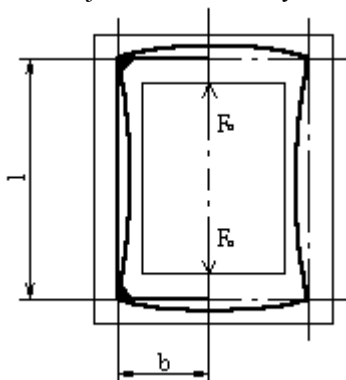
Původní zakřivení neutrálné osy se zvětší na:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{r + n_0} + \frac{M}{\xi \cdot E \cdot I}$$

kde:

ξ ... součinitel tvaru, $\xi = 1,2$

Výpočet uzavřených rámu typu „O“ celistvých - jednoose souměrných

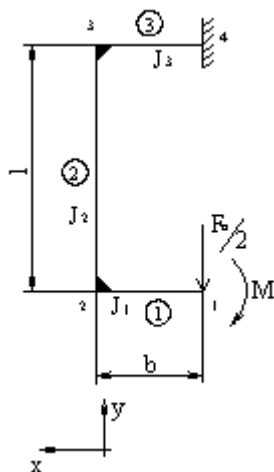


Provádíme zjednodušení náhradou prutovou soustavou v těžišti průřezu

$$\varphi = \frac{\delta U}{\delta M} = 0 \quad , \text{ v místě vetknutí } = 0$$

$$U = \frac{M^2(x)}{2 \cdot E \cdot J} \cdot l = \frac{1}{EI} \int_0^l M(x) \cdot dM(x) \cdot dx$$

$$\varphi = \frac{\delta U}{\delta M} = 2 \cdot \frac{M \cdot dM \cdot l}{2 \cdot E \cdot J} = \left(\frac{M}{E \cdot J} \cdot l \right)$$



Pro zjednodušené schéma stojanu:

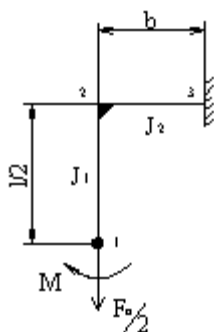
$$\varphi = \frac{1}{EJ_1} \cdot \int_0^l \left(M + \frac{F_0}{2} \cdot x \right) dx +$$

$$+ \frac{1}{EJ_2} \cdot \int_0^l \left(\frac{F_0}{2} \cdot b + M \right) dy +$$

$$+ \frac{1}{EJ_3} \cdot \int_b^0 \left(\frac{F_0}{2} \cdot x + M + \frac{F_0}{2} \cdot \frac{b}{2} \right) dx$$

Z podmínky v místě 4, kde $j = 0$, vyšetříme staticky neurčitý moment.

- dvouose souměrných



Dle zjednodušeného schématu stojanu

$$\varphi = \frac{1}{EJ_1} \cdot \int_0^{l/2} M \cdot dy + \frac{1}{EJ_2} \cdot \int_0^{l/2} \left(M + \frac{F}{2} \cdot x \right) dx = 0$$

Uvedená zjednodušení výpočtů předpokládají poměrně štíhlý rám (příčné průřezy proti délkovým jsou malé), rozměry příčných průřezů jsou konstantní (neuvažujeme otvory, žebra, apod.), nevyskytují se tvarové nespojitosti - nesouměrnosti průřezu (střednice průřezu jsou přímkové).

Zajímavý typ konstrukce celistvého rámu typu „O“ představuje hydraulický lis firmy CARBOX Švédsko.

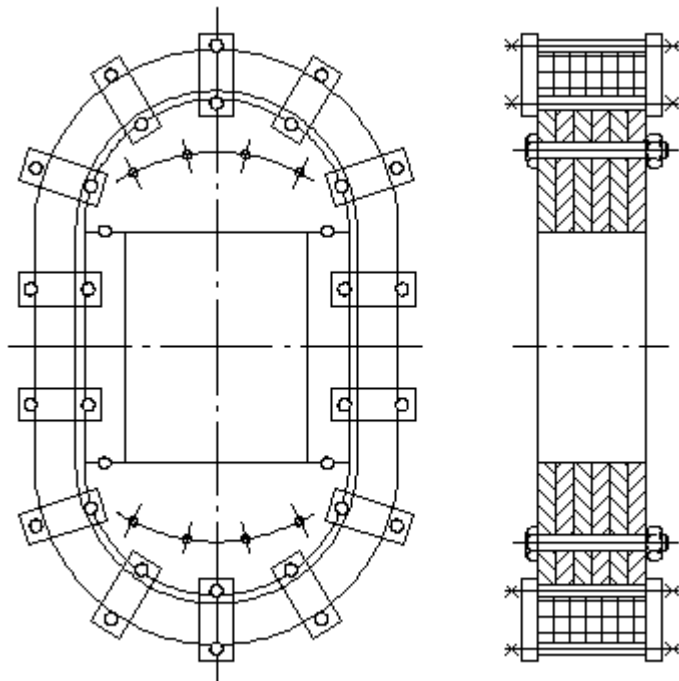
Stojan je dle obrázku tvořen ocelovými pláty vysoké pevnosti, které jsou spojeny v sendvičové formě v polokruzích a jsou mezi sebou rozděleny sloupy. Maximální průchod je 1,85 [m] na výšku, šířka až 3 [m]. Laminátová sendvičová konstrukce je na obvodě zpevněna navinutím ocelového drátu průřezu 1 x 4 [mm] a pevnosti $\sigma_{kt} = 1700$ [MPa].

Drát lze navinovat při konečné montáži lisu zvláštním zařízením, délka navinutého drátu je cca 500 [km]. Pláty jsou spojeny šrouby, třmeny provádí stažení drátu v axiálním směru a zároveň umožňují navinutí drátu na celou šířku stojanu, aniž by zde vznikl např. vrubový účinek.

Tato laminátová konstrukce nejen že snese vysoká zatížení, navíc má tu výhodu, že žádný díl nemusí vážit více nežli 10 [t], takže se odstraní dopravní problémy při manipulaci v konečné montáži.

Je zde i úspora materiálu, plný stojan stejné tuhosti z ocelolitiny by dle odhadů firmy CARBOX vážil 3x více nežli uvedená laminátová konstrukce.

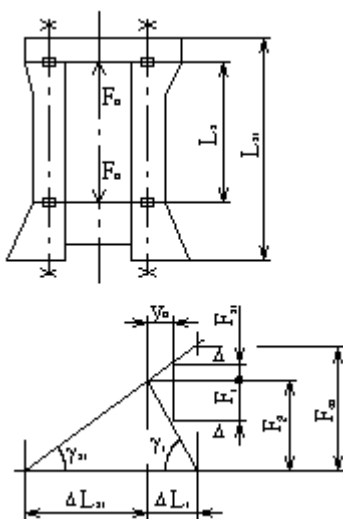
Maximální lis firmy CARBOX je s tímto stojanem 80 000 [t].



Výpočet předepjatých dělených uzavřených rámu typu „O“

Při výpočtu předepjatých rámu je nutné stanovit předpětí kotevních šroubů spojujících základ, stůl se stojanem a příčnicí.

Kotevní šrouby se užívají k předepnutí i celistvých rámu, čímž se odlehčuje stojanům od tahového napětí a zvyšuje se jejich tuhost.



Předepnutí je působením předepínací síly F_p ve šroubech, které se prodlouží vlivem této síly o ΔL_{ST} , zatímco stojny, příčnicka a stůl se stlačí (tlakově předepnou) o ΔL_T dle obrázku.

Úhrnná tlaková deformace rámu ΔL_T se sestává z deformace stojny, příčnicka a stolu tlakem a deformace stykové ve styku stojny příčnicí a stolem, tedy:

$$\Delta L_T = \Delta L_S + \Delta k_{ST}$$

kde:

ΔL_S ... tlaková deformace stojny a příčnicka

Δk_{ST} ... styková deformace

Při předpětí silou F_p tuhost rámu v tlaku vylpne z rovnice:

$$\frac{\Delta L_r}{F_p} = \frac{\Delta L_s}{F_p} + \frac{\Delta k_{st}}{F_p} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \frac{1}{k_r} = \frac{1}{k_s} + \frac{1}{k_{st}}$$

Při zatížení rámu vnější silou v pracovním prostoru F_o dle obrázku bude zatížení předepjatého šroubového spoje:

$$F_{on} = \frac{F_o}{n}$$

kde:

n ... počet šroubů předepínajících stojan

Působením síly F_{on} na šroub dojde k deformaci (natažení) šroubu o hodnotu y_n a uvolnění stojny o hodnotu y_n dle obrázku předpětí. Z grafu předpětí je vidět, že se zatížení rozdělí na šroub a stojan tak, že zatížení šroubu vzroste o hodnotu ΔF_{sr} a zatížení stojny se sníží z F_p o hodnotu ΔF_r .

Celková deformace:

$$y_n = y_{sr} = y_r$$

Celkové zatížení:

$$F_{on} = \Delta F_{sr} + \Delta F_r$$

Celková tuhost:

$$k = \frac{F}{y} \Rightarrow \frac{F_{on}}{y_n} = \frac{\Delta F_{sr}}{y_n} + \frac{\Delta F_r}{y_n}$$

$$k = k_{sr} + k_r$$

kde:

$$k_{sr} = t g \gamma_{sr} = \frac{F_p}{\Delta L_{sr}} \quad \text{- tuhost šroubu}$$

$$k_r = t g \gamma_r = \frac{F_p}{\Delta L_r} \quad \text{- tuhost rámu v tlaku}$$

Mezná síla vnějšího zatížení je taková síla, při které klesne zatížení stojin v tlaku na nulu, tj. dle obrázku:

$$F_m = F_p + \Delta L_r \cdot k_{sr} = F_p \cdot \left[1 + \underbrace{\left(\frac{1}{k_s} + \frac{1}{k_{st}} \right)}_{\frac{1}{k_r}} \cdot k_{sr} \right]$$

$$F_m = F_p \cdot \frac{k_r + k_{sr}}{k_r} =$$

Pro Hookův zákon

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L} = \frac{\sigma}{E} = \frac{F}{A \cdot E} \Rightarrow \Delta L = \frac{F \cdot L}{A \cdot E}$$

vyplývá tuhost šroubu

$$k_{sr} = \frac{F_p}{\Delta L_{sr}} = \frac{A_{sr} \cdot E_{sr}}{L_{sr}}$$

a tuhost stojny (se zanedbáním stykové tuhosti je přibližně tuhost rámu)

$$k_r \hat{=} k_s = \frac{A_r \cdot E_r}{L_r}$$

Vliv předpětí šroubů na celkovou tuhost dostaneme dosazením dílčích tuhostí do rovnice výsledné tuhosti tj.:

$$k = k_{sr} + k_r = \frac{A_{sr} \cdot E_{sr}}{L_{sr}} + \frac{A_r \cdot E_r}{L_r}$$

pro předpokládané zjednodušení: $L_{sr} = L_r$ je celková tuhost:

$$k = \frac{A_{sr} \cdot E_{sr} + A_r \cdot E_r}{L_{sr}}$$

Z tohoto výsledku vyplývá:

- Pokud budou stojny a šrouby ze stejného materiálu $E_{sr} = E_r$, bude tuhost předepjatých stojin stejná jako tuhost stojin nepředepjatých, jejichž průřez je zvětšen o hodnotu průřezu šroubů.

- Jsou-li stojny a šrouby z různého materiálu - legované ocelové šrouby a litinové stojny $E_{sr} \gg E_r$, dosáhne se předpětím úspory materiálu, protože pro součin $S \cdot E$ je průřezová plocha S tím menší čím větší je modul pružnosti E . Použití kotevních šroubů má tedy se zřetelem k úspoře váhy význam i pro rámy celistvé.

- Použitím předepjatých šroubů lze zvýšit tuhost rámu vždy, pokud je velká i styková tuhost a tedy k_{sr}, k_s . Toho lze docílit jemným opracováním stykových ploch nebo provedením rámu celistvého (bez stykových dělicích ploch).

- Kotevní šrouby kontrolujeme proměnlivým zatížením kolísajícím mezi $F_{min} = F_p$ (předepínající silou) a $F_{max} = F_m$ (meznou silou).

Napětí v jádře se počítá na F_{max} , kde pro oceli o pevnosti σ_{pt} (600 ÷ 700) [MPa] volíme dovolené napětí $\sigma_{\Delta} = 150$ [MPa]. Dále se u šroubů kontroluje měrný tlak v závitech a měrný tlak mezi maticí a stojanem.

Tento tlak nemá překročit hodnotu $p_{dov} = 50$ [MPa]. Závít se předepisuje jemný řady A.

- Předpětí ve šroubech se docíljuje jejich utážením za tepla, kde počítáme o kolik °C je nutné šroub ohřát, má-li se jeho délka prodloužit o ΔL_{sr} .

$$(t - t_0) = \Delta t = \frac{\Delta L_{sr}}{\beta \cdot L_{sr}} \quad \text{kde} \quad \beta = 12 \cdot 10^{-5} \quad [1/^\circ\text{C}]$$

Vzhledem k postupu montáže pro přesné nastavení předeprnutí šroubů počítáme potřebný úhel natočení matice, který se spočte:

$$\varphi = \xi \cdot \frac{2 \cdot \pi}{s} \cdot \Delta L_{sr}$$

kde:

- ξ ... součinitel nerovnosti dosedacích ploch, $\xi = 1,3$
- s ... stoupání závitu
- ΔL_{sr} ... prodloužení šroubu

Šroub se nejdříve smontuje za studena a po dotažení se označí poloha matice proti šroubu. Po ohřátí šroubu se znovu matice dotahuje a pro dané předpětí musí být ryska matice proti rysce šroubu natočena o úhel φ .

19. Podobnostní mechanismus

Funkční podobnost konstrukce strojů

Zkoumáme-li nějakou část obráběcího stroje tvaru nosníku namáhavého ohybem, průhyb je dán:

$$y = \xi \cdot \frac{F \cdot l^3}{E \cdot I}$$

kde:

ξ ... koeficient závislý na způsobu uložení a umístění síly

Vezmeme-li délku l za vztahný rozměr, pak lze moment setrvačnosti průřezu vyjádřit s pomocí součinitele ν jako:

$$I = \nu \cdot l^4$$

z toho je průhyb nosníku:

$$y = \xi \cdot \frac{F \cdot l^3}{E \cdot \nu \cdot l^4} = \frac{F}{E \cdot \nu \cdot l} \cdot \xi$$

a dále tuhost:

$$k = \frac{F}{y} = \frac{F}{\xi \cdot \frac{F}{E \cdot \nu \cdot l}} = \frac{E \cdot \nu \cdot l}{\xi}$$

Tuhost $k = \frac{E \cdot \nu}{\xi} \cdot l$ je přímo úměrná porovnávacímu délkovému rozměru.

Tuhost tedy není objektivním kritériem jakosti obráběcího stroje. To ztěžuje porovnávání podobných řešení, protože větší díl nebo stroj je tužší nežli geometricky podobná konstrukce menších rozměrů. Proto je výhodné redukovat tuhost na konstrukci jednotkových rozměrů. Tuto tuhost (náležející stroji s jednotkovými porovnávacími rozměry) nazveme koeficientem jakosti K_a .

$$K_a = \frac{k}{E \cdot l}$$

Za porovnávací rozměr můžeme zvolit např. u soustruhu točnou délku nebo výšku hrotů. Koeficient jakosti je bezrozměrné číslo, které závisí pouze na tvaru konstrukce a rozložení (umístění) sil. Koeficient jakosti je objektivním kritériem s hlediska tuhosti konstrukce. Dvě geometricky podobné konstrukce mají, bez ohledu na velikost, stejný koeficient jakosti.

Koeficient jakosti umožní i srovnávání principiálně různých konstrukcí se stejnou funkcí. Takto získané kritérium nazveme **kritérium funkční podobnosti**. Pro konstruktéra je zajímavý poměr funkčního kritéria a hmotnosti konstrukce. V našem případě je to poměr tuhosti a hmotnosti $\frac{k}{m}$, kde:

m ... hmotnost zkoumaného nosníku, $m = \rho \cdot A \cdot l$

ρ ... měrná hmotnost materiálu

A ... plocha průřezu, lze vyjádřit v závislosti na vztahném rozměru

l ... délka

$$A = s \cdot l^2$$

kde:

s ... bezrozměrný součinitel

Pak hmotnost $m = \rho \cdot s \cdot l^3$, a poměr $\frac{k}{m}$:

$$\frac{k}{m} = \frac{E \cdot \nu \cdot l}{\xi} \cdot \frac{1}{\rho \cdot s \cdot l^3} = \frac{1}{\xi} \cdot \frac{E}{\rho} \cdot \frac{\nu}{s} \cdot \frac{1}{l^2}$$

Funkční podobnost lisů

Problematika lisů se od problematiky obráběcích strojů liší tím, že u lisů máme omezující podmínky dvě:

- tuhost a pevnost.

$$\text{tuhost: } k = \frac{E \cdot \nu}{\xi} \cdot l$$

kde:

l ... vztažný rozměr lisu - v našem případě vzdálenost osy klikového hřídele od stolu lisu

ξ ... konstanta zatížení

ν ... konstanta tvaru

Potřebný průřez nosných částí rámu lisu:

$$A = s \cdot l^2 = \frac{F \cdot n_b}{\sigma_p}$$

kde:

F ... jmenovitá síla lisu F_j

σ_p ... pevnost materiálu

n_b ... součinitel bezpečnosti

Z toho:

$$l = \sqrt{\frac{F \cdot n_b}{\sigma_p \cdot s}}$$

Dosadíme do rovnice tuhosti:

$$k = \frac{E \cdot \nu}{\xi} \cdot \sqrt{\frac{F \cdot n_b}{\sigma_p \cdot s}} = \kappa \cdot \sqrt{F}$$

Tuhost je úměrná odmocnině jmenovité síly, tento vztah se shoduje s experimentálně zjištěným. Vyžaduje se celková tuhost lisu:

$$k = 6 \cdot \sqrt{10 \cdot F_j}$$

Tuhost stojanu:

$$k_s = 16 \cdot \sqrt{10 \cdot F_j} \quad , F \text{ [kN]} , \text{ tuhost [kN mm}^{-1}\text{]}$$

Pro konstruktéra je důležitým ukazatelem hmotnost, což je:

$$m = \rho \cdot s \cdot l^3$$

dosazením za:

$$l = \sqrt{\frac{F \cdot n_b}{\sigma_p \cdot s}}$$

bude:

$$m = \frac{\rho \cdot n_b}{\sigma_p} \cdot \sqrt{\frac{n_b \cdot F^3}{s \cdot \sigma_p}} = m_o \cdot \sqrt{F^3}$$

Poměr tuhosti a hmotnosti:

$$\frac{k}{m} = \frac{E \cdot \nu}{\xi} \cdot \sqrt{\frac{n_b \cdot F}{s \cdot \sigma_p}} \cdot \frac{\sigma_p}{n_b \cdot \rho} \cdot \sqrt{\frac{s \cdot \sigma_p}{n_b \cdot F^3}} = \frac{\kappa \cdot \sqrt{F}}{m_o \cdot \sqrt{F^3}}$$

$$\frac{k}{m} = \frac{E \cdot \nu \cdot \sigma_p}{\rho \cdot \xi \cdot n_b \cdot F}$$

Ani tuhost, ani poměr tuhosti a hmotnosti nejsou objektivními kritérii, protože závisí na jmenovité síle.

Uvedením do bezrozměrného tvaru dostaneme koeficient jakosti lisu.

$$k_a = \frac{k}{E} \cdot \sqrt{\frac{\sigma_p}{F}}$$

Koeficient hospodárnosti lisu:

$$k_e = \frac{k}{m} \cdot \frac{\rho \cdot F}{E \cdot \sigma_p} = \frac{\nu}{\xi \cdot n_b}$$

Požadavky na tuhost se zvyšují.

Poměr $\frac{k}{m}$ je v tomto případě nepřímo úměrný l^2 (čtverci vztažného rozměru). To znevýhodňuje konstrukce s velkými rozměry.

Proto ani tento ukazatel není objektivním kritériem jakosti obráběcího stroje. Abychom mohli porovnávat konstrukce s různými rozměry musíme vyloučit vztažný rozměr. Proto abychom mohli vyjádřit ukazatel v bezrozměrné formě, vyloučíme materiálové konstanty E a ρ . Definujeme koeficient hospodárnosti (efektivnosti) konstrukce:

$$k_e = \frac{k}{m} \cdot \frac{\rho}{E} \cdot l^2 = \frac{\nu}{\xi \cdot s}$$

kde:

ξ ... součinitel způsobu zatížení

ν ... součinitel momentu průřezu $\nu = \frac{I}{l^4}$

s ... bezrozměrný součinitel plochy průřezu $s = \frac{A}{l^2}$

Koeficient hospodárnosti k_e je bezrozměrné číslo - čím je jeho hodnota větší, tím je konstrukce hospodárnější (nejhospodárnější konstrukcí je prut namáhaný tahem, kde $k_e = 1$).

Koeficient jakosti a koeficient hospodárnosti můžeme stejně vypočítat pro soustavu či celý stroj. Do hmotnosti započítáme pouze hmotnost nosných částí.

Koeficient jakosti a koeficient hospodárnosti, určené na základě minimální tuhosti stroje společně s ovlivňující čarou odchylky od geometrického tvaru obrobku, dávají objektivní pohled na statické vlastnosti obráběcího stroje.

Po dynamickou tuhost je možné zvolenou metodu vypracovat bezrozměrná kritéria dynamické jakosti.

Hlavní konstrukční zásady tvářecích strojů

Při konstrukci tvářecích strojů je nutné dodržovat určitá hlediska ekonomická, technická a společenská.

Též je nutné vzít v úvahu základní vztahy výrobce a uživatele.

Uživatel	Výrobce	
nákup - požadované parametry (p)	jmenovité parametry (p_j)	} projektant
technologie - parametry výrobního procesu	míra využití - ekonomický rozbor	
mechanik - podmínky využití	spolehlivost zařízení - konstrukce	} konstruktér
	podmínky optimálního využití	
přejímka, technickoekonomické a právní podklady	výroba	- výrobní technolog

Na základě vzájemných vztahů je vytvářen provozní režim stroje. Ekonomická hlediska berou v úvahu maximální výkony stroje při minimálních nárocích na investice a energie, při spolehlivém provozu a dostačující trvanlivosti.

Technická hlediska určují rozměry a tuhost částí, výrobitelnost součástí, lacinou výrobu a montáž.

Společenská hlediska berou na zřetel estetiku, bezpečnost práce a konstrukce, minimální hlučnosti, ochranu před přetížením, usnadnění fyzické práce mechanizací a automatizací.

Hodnocení estetiky konstrukce tvářecích strojů.

Při neustálém zdokonalování techniky, dokonalosti strojů a výrobků je nutné sledovat i zvyšování estetické úrovně výrobků.

Návrhem estetického tvaru se zabývají výtvarníci. U návrhu konstrukce stroje k zabezpečení funkce a vzhledu stroje je nutná spolupráce konstruktéra s výtvarníkem. Výtvarníkův návrh vychází z praxe tj. potřeb a charakteru výrobního procesu.

Základní činitelé estetického návrhu jsou:

- harmonie hmot
- vyváženost hmot
- horizontální a vertikální členění hmot, které vyzdvihuje či zmenšuje dojem hmotnosti.

Základem estetického návrhu lisu je správně esteticky řešený tvar stojanu. Předpokladem pro vyřešení dobrého tvaru lisu je správná organizace vnitřního uspořádání mechanismu pohonu a převody.

Konstrukce lisů a tvářecích strojů pouze z hlediska funkčního bez přihlídnutí k estetice nemá žádný význam jako nelze spoléhat na dodatečné tvarové úpravy. Neuspořádaný prostor funkčních částí stroje nelze zakrýt vzhledovým krutem a když, tak se otázky tvaru již omezují pouze na úpravu krytu a ne na úpravu estetiky lisu.

Určování celkového tvaru musí být systematické a to tak, aby se zlepšovali zejména tvary, které nejvýrazněji působí na vzhled.

Základní obrysy tvářecího stroje by měli být upraveny do ladných linií podle charakteru materiálu z kterého jsou vyrobeny. Jednotlivé části stroje je nutné dimenzovat podle jejich významu a funkce.

Plochy by měly být děleny do rovnoměrných částí při zachování nepřerušeno celkového dojmu. Tvar lisu by neměl být zbytečně členitý, pokud to nevyžaduje funkce nebo vzájemný estetická vzhled více ploch.

Těžiště stroje musí být vyvážené vzhledově, tj. hmotné rozdělení musí působit rovnoměrně ke středu, velké hmoty vysunuté do prostoru či viditelné podpory budí dojem labilnosti a působí nepříznivě na estetický dojem. Zvláště výrazné je to u lisu vysokého s malou základovou plochou.

Každý použitý materiál má své charakteristické tvarování, s kterým je nutno při konstrukci počítat.

U odlitků je možné volit větší zaoblení a plynulé přechody. U svařenců je základem tvaru geometrická plošnost a hranatost tvaru.

Ke zlepšení vzhledu lze užít dekorativních lišt a pásků, různé tónování barev jednotlivých částí stroje.

Konstruktér při vlastním projektu musí pamatovat jak na vzhledovou stránku, tak i ergonomická a technická hlediska, aby se jeho návrh přiblížil dokonale syntéze techniky a estetiky jež dává výraz kulturní úrovně i stroji.

20. Zkoušení lisů

Účelem zkoušek lisů je prověření rozměrových a výkonových parametrů ovládajících, pojistných a bezpečnostních zařízení a dále ověření výpočtů a výpočtových metod.

Zkoušený lis musí být vybaven základní dokumentací, návodem k obsluze a předběžnými technickými podmínkami. Musí být řádně ustaven na základ, vyrovnán do správné polohy vodováhou, připojen na elektrickou síť, na rozvod vzduchu a zbaven ochranných krytů, které nejsou důležité pro zkušební provoz. Ve vodících plochách musí být seřizena předepsaná vůle.

Během zkušebního chodu musí být stroj bohatě mazán, aby se z kluzných ploch odplavovaly nečistoty a třísky.

Kontroluje se trvalý a přerušovaný chod, funkce mazání, funkce elektrického, pneumatického, pojistného a bezpečnostního zařízení.

Během zkušebního chodu se měří zejména:

- příkon hnacího elektromotoru - trvalé zvyšování příkonu svědčí o zadírání. Je-li příkon větší než u strojů tohoto typu, jde o montážní a výrobní závady.
- oteplení spojky a brzdy při maximálním přístupném počtu sepnutí za minutu, oteplení ložisek a kluzných částí.
- spotřeba tlakového vzduchu na jedno sepnutí spojky a pokles provozního tlaku při maximálním počtu sepnutí. Vliv poklesu tlaku na vlastnosti lisu.
- doba zapnutí a vypnutí spojky, doběh beranu při různých počátečních polohách kliky.
- maximální výkon a maximální síla, při trvalém a přerušovaném chodu.
- celková účinnost stroje a energetická bilance pracovního cyklu.

Za klidu stroje se měří geometrická přesnost a tuhost. Při kontrole geometrické přesnosti se prověřuje zejména rovinnost upínací plochy stolu a její rovnoběžnost s upínací plochou beranu ve dvou směrech vzájemně kolmých. Dále se kontroluje kolmost pohybu smykadla k upínací ploše stolu, rovnoběžnost otvoru pro upnutí nástroje v beranu s pohybem beranu a radiální i axiální házení setrvačnicku.

Při měření statické tuhosti se vyšetřuje zejména tuhost pracovního prostoru, tuhost mechanismu a tuhost stojanu.

K zatěžování pracovního prostoru se užívá mechanických siloměrů a hydraulických zvedáků. Mechanické siloměry se používají třmenové, kroužkové nebo válečky. Hydraulické zvedáky se užívají do tlaku 2 500 [Mp] při tlaku oleje 600 [kp/cm²].

Měření deformací se provádí použitím úchylkoměrů jednak z nezávislé základny, jednak mezi jednotlivými členy stroje.

Měření absolutních deformací je značně náročné, proto se tato měření provádí pouze u prototypů.

21. Bezpečnost práce

Konstrukce lisu a jeho vybavení, stav, seřízení a údržba musí být taková, aby účelným způsobem zabránily úrazům.

Pro bezpečnou práci musí být zajištěna či označena důležitá místa, definována např.:

- **Nebezpečný pracovní prostor** - prostor vymezený velikostí a pohybem nástroje i přidržovače, nebo upínacího zařízení, včetně prostoru pro manipulaci s materiálem v nejbližší blízkosti nástroje a přidržovače.
- **Pracovní prostor nástroje** - prostor, který je určen rozměry a pohybem nástroje a jeho vybavením.
- **Tlačná místa** - místa kde mezi dvěma součástmi vzniká tlak, nebo kde se k sobě přibližují za chodu lisu na nebezpečnou vzdálenost jednotlivé části stroje a nástroje.
- **Střížná místa** - místa kde se vedle sebe pohybují dvě různé součásti nástroje nebo stroje, kde se vedle součásti nehybně pohybuje i část pohyblivá tak, že hrany přejíždějí proti sobě v těsné blízkosti.
- **Nebezpečná místa** - všechna tlačná a střížná místa u lisu, nástrojů zvláště v pracovním prostoru, která mohou být příčinou úrazu, nejsou-li chráněna.

Dále musí být zajištěno:

- **nežádoucí zapnutí spojky** za kliku motoru, např. u lisů, kde k spuštění může dojít ovládním spouštěcího zařízení při vypnutém motoru, tzn. první fáze zapnutí spojky. Zapnutí spojky se pak samočinně dokončí uvedením hnacího motoru do chodu, takže pak beran vykoná jeden nečekaný a proto nebezpečný zdvih.
- **předčasné sáhnutí do pracovního prostoru** - tj. v údobí mezi zapnutím mechanismu a dokončením zdvihu.
- **zařízení spouštění**, spouštěcí skříň - aby ji nemohla otevřít a užít nepovolaná osoba.

Základní podmínkou pro bezpečnost práce je spolehlivá funkce spojky a brzdy, která zaručuje zastavení beranu v horní úvrati i když obsluha lisu ponechá pedál či ruční ovládání v poloze pro zapnutí spojky.

U pozitivních spojek je to provedeno mechanicky v horní úvrati beranu, kdy se odpojí spojka.

Pneumatické spojky třecí, musí být uspořádány tak, aby tlakovým prostředím byla spojka zapínána a pružinami vypínána. Pružiny, na jejichž funkci závisí vypnutí spojky v horní úvrati beranu mají být tlačné, nikoliv tažné nebo zkrutné.

I v případě, že spojka a brzda pracuje spolehlivě, je možné nebezpečí úrazu a to např. má-li obsluha jednu nebo obě ruce při spouštění mechanismu volné a může je vsunout i po spouštění lisu do pracovního prostoru např. chce-li v posledním okamžiku dodatečně opravit polohu materiálu vloženého do pracovního prostoru nebo odstranit zbylý odstřížek. Příčinou úrazu může být také vymrštění části materiálu, úlomku nástroje atd.

Úrazům předcházíme například nahrazením ruční práce automatizací, omezením ruční manipulace v oblasti (okolí) pracovního prostoru na minimum, vhodnými řešenými lisovacími nástroji a přípravky, provedením ochranných bezpečnostních zařízení.

Ochranná zařízení - musí působit a chránit obsluhu po celou dobu pracovního zdvihu, musí být spřažena s chodem stroje a v případě nesprávné manipulace musí samočinně chod stroje zastavit. Nesmí se (bez použití hrubého násilí) nechat vyřadit z činnosti, nemá snižovat pracovní výkon ani při práci překážet a unavovat, nemá ztěžovat údržbu ani opravy.

Zdvih beranu se seřídí tak, aby v horní úvrati beranu byla mezera mezi spodní a horní hranou nástroje menší než tloušťka prstu tj. nejvýše 6 - 8 [mm].

Ochranné pohyblivé kryty trvale zamezují vsunutí prstů, nebo rukou do pracovního prostoru lisu. Používají se tehdy, nejsou-li na lisu jiná ochranná zařízení. Přístup do pracovního prostoru lisu musí ochranný kryt uzavírat z

přední a bočních stran. Vyrábí se z plechu, je opatřen průhlednými otvory. Rozměry krytu musí být takové, aby se do nebezpečného prostoru nedalo sáhnout ani přes horní okraj krytu, nebo mezerou pod spodním okrajem.

Dvouruční ovládání - dvě páky s kombinovaným pohybem - čas k ovládání je delší nežli k dosažení rukou pracovního prostoru.

Ochrana bezdotykovou clonou - světelné paprsky + fotonky přerušením paprsku se přeruší proud a ovládá se spínací relé.

Seznam použitého značení

A ...plocha
B.....šířka vedení
dprůměr
E.....modul pružnosti
 ϵpoměrná deformace
 ηúčinnost
fsoučinitel tření
F.....síla
g.....gravitační zrychlení
h.....výška, zdvih
 χnerovnoměrnost chodu setrvačnicku
i.....převodový poměr
J.....moment setrvačnosti
K.....koeficient restituice
k.....tuhost, deformační odpor
 ξsoučinitel způsobu zatížení
L.....délka
l.....délka
m.....hmotnost
n.....otáčky
v.....skluz
M...moment
M_k..kroutící moment
 ωúhlová rychlost
p.....tlak
 p_k^Ψ ...ideální rameno kroutícího momentu
P.....výkon
 ψúhel natočení kliky
r.....poloměr
s.....stoupání závitu
 ρhustota
 σtahové (tlakové) napětí
t.....čas
T.....teplota
 τsmykové napětí
U.....vnitřní energie
v.....rychlost
V.....objem
W....energie, práce

y.....deformace

z.....počet zubů spojky

Z.....stupeň využití energie