

5.3. Posuvové soustavy lineární

Celkový statický moment zátěže redukovaný na hřídel motoru je roven součtu předcházejících vztahů:

$$M_{zshr} = M_{GT} + M_G + M_L + M_{KSM} + M_F$$

Při obrábění se vyskytují následující pracovní cykly, které může posuvový mechanismus vykonávat:

- jednoduché (otevřený a uzavřený obr. 5.70a, b);
- složené (pouze uzavřené cykly pro kratší nebo delší dráhy běhu obr. 5.70c, d).

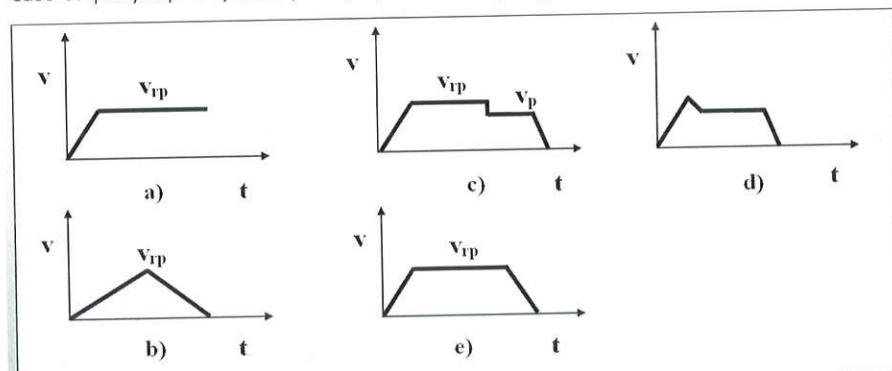
Stůl obráběcího stroje, na kterém je upnut obrobek, se pohybuje vůči nástroji. Z důvodu zkrácení vedlejších neproduktivních časů se pohybuje z výchozí polohy rychlo-

indexy značí
r – rozběh,
b – běh,
z – zpomalení

Velikosti rychlostí v_{rp} , na niž je nutné stůl rozběhnout, abychom urazili celkovou dráhu s za čas T při uvažování procentuálního podílu x (x_1, x_2) z celkového času (cyklus e).

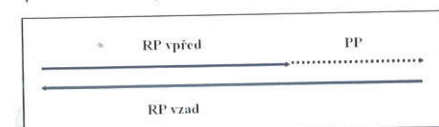
$$v_{rp} = \frac{s_c + \frac{1}{2} v_p \cdot T \cdot x_2}{T \cdot \left(1 - \frac{1}{2} \cdot x_1 - \frac{1}{2} \cdot x_2\right)}$$

Ve vztahu (5.59) je konstanta x_1, x_2 procentuálním podílem doby rozběhu a doběhu z celkového času T. Bude-li např. $T = 10$ s a $t_r = t_b = 0,2$ s, bude $x = x_1 = x_2 = 0,02$.



Obr. 5.70. Možné pracovní cykly posuvového mechanismu

posuvem (v_{rp}), poté dojde k přepnutí na pracovní posuv (v_p) a k požadovanému obrobení. Průběh dráhy je patrný z obr. 5.71, a té odpovídají příslušné rychlosti (viz obr. 5.70).



Obr. 5.71. Schéma pohybů servoosy

Pro celkovou dráhu pohybu uzavřeného jednoduchého cyklu (obr. 5.70) lze psát:

$$s_c = s_r + s_b + s_z$$

obdobně pro čas

$$T = t_r + t_b + t_z$$

kde:

T – celkový čas [s]

Lineární zrychlení (zpomalení) stolu a celkový čas cyklu lze určit ze vztahu:

$$a = \frac{v_{rp}}{t_r} = \frac{v_p}{T \cdot x}$$

Vztah mezi lineárním zrychlením stolu a úhlovým zrychlením šroubu a motoru je dán:

$$\varepsilon_s = \frac{a \cdot 2 \cdot \pi}{s}$$

obdobně pro motor

$$\varepsilon_m = \varepsilon_s \cdot i$$

kde:

ε_p – úhlové zrychlení šroubu [rads^{-2}]

ε_m – úhlové zrychlení motoru [rads^{-2}]

Uvážíme-li znázornění dráhy pracovních cyklů (obr. 5.71) v součinnosti s obr. 5.70 – pracovní cykly a, e –, lze pro pohon odvodit ki-

nematickou podmínku rozhodující o tom, zda vůbec bude dosaženo požadované rychlosti.

Bude-li celková dráha, na které má být dosaženo rozběhu, běhu a následně zpomalení (obr. 5.70e):

$$s_c \geq \frac{v_{rp}^2}{a}$$

pak doba běhu je

$$T = \frac{s_c}{v_{rp}} + \frac{v_{rp}}{a}$$

Pro případ, kdy je dráha tak krátká, že se pohon s kuličkovým šroubem nestáčí rozběhnout na požadovanou rychlost, platí (obr. 5.70b):

(5.63)

$$s_c \leq \frac{v_{rp}^2}{a}$$

pak doba běhu je

$$T = 2 \cdot \sqrt{\frac{s_c}{a}}$$

V uvedených výrazech značí:

a – lineární zrychlení stolu [ms^{-2}]

v_{rp} – rychlost rovnoměrného pohybu [ms^{-1}]

s_c – celková dráha běhu [m]

Tyto podmínky zásadním způsobem určují, zda dojde při dané dráze, rychlosti a lineárním zrychlení stolu k „podlimitní nebo nadlimitní“ rychlosti rovnoměrného pohybu. Pro úhlové zrychlení motoru a šroubu platí vztah (5.61).

Momentová rovnice určující potřebnou velikost momentu motoru má při konstantním momentu setrvačnosti J_{shr} a momentu zátěže M_{zshr} redukovaném na hřídel motoru tvar:

$$M_m = J_{shr} \cdot \varepsilon_m + M_{zshr}$$

Moment zátěže M_{zshr} se skládá ze dvou složek:

- při uvažování skloněné posuvové souřadnice dochází vlivem gravitačních sil k zatěžování pohonu vlivem složek momentů od přesouvaných hmot:

$$M_{GT} = \frac{m \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_c}$$

Poznámka: Při $\alpha = 0^\circ$ je složka tíhového momentu zátěže $M_{GT} = 0$.

Pro Váš stroj...



... **LIN-TECH** výstroj

www.hennlich.cz/lin-tech

5.3. Posuvové soustavy lineární

• momentu pasivních odporů

Pasivní odpory v matici kuličkového šroubu a ložiskách jeho uložení při rozběhu jsou tvořeny působením axiální třecí síly ve vedení. Tato axiální třecí síla ve vedení způsobí v ose šroubu ztrátový moment:

(5.66)

$$M_G = \frac{m \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_s \cdot \eta_L \cdot \eta_p}$$

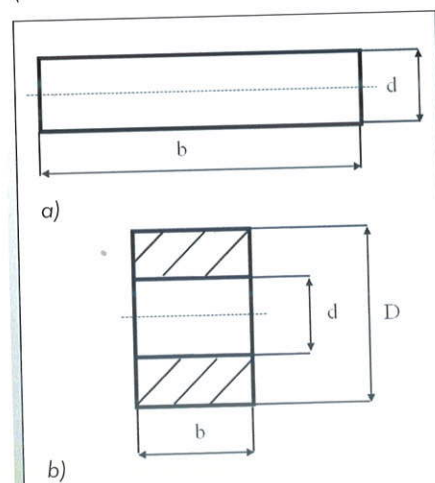
$$M_{KSM} = \frac{F_p \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_p \cdot \eta_L^i} \cdot (1 - \eta_s^2) + \frac{0,5 \cdot m \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot d_s \cdot f_2}{i \cdot \eta_p \cdot \eta_L^i}$$

Celkový moment zátěže redukovaný na hřídel motoru M_{zdrhm} je roven součtu předcházejících vztahů:

(5.67)

$$M_{zdrhm} = M_{GT} + M_G + M_{KSM}$$

Moment setrvačnosti charakterizuje rozložení hmotnosti tělesa v prostoru. Při rozbíhání pohonu je nutné, aby pohon urychlil právě všechny tyto hmoty. Na obr. 5.72 jsou uvedeny typické tvary rotačních částí (řemenic, kuličkových šroubů).



Obr. 5.72. Geometrie dutého a plného válce

Pro těleso dle obr. 5.72a je moment setrvačnosti dán:

(5.68)

$$J = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 7830 \cdot b \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^4$$

a pro těleso dle obr. 5.72b

(5.69)

$$J = \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot 7830 \cdot b \cdot \left[\left(\frac{D}{2}\right)^4 - \left(\frac{d}{2}\right)^4\right]$$

Poznámka: Hodnoty d , D a b je nutné dosadit v [m].

Posuvné hmoty je nutné redukovat do osy šroubu na myšlené rotační hmoty dle vztahu:

(5.70)

$$J_m = m \cdot \left(\frac{s}{2 \cdot \pi}\right)^2$$

kde:

m – celková přesouvaná hmotnost [kg].

Celkový moment setrvačnosti redukovaný na hřídel motoru je dán:

(5.71)

$$J_{rhm} = J_{mot} + J_{br} + J_p + J_1 + \frac{J_2}{i^2} + \frac{J_3}{i^2} + \frac{J_m}{i^2}$$

kde:

J_p – moment setrvačnosti převodovky na motoru nebo vložené mezi náhonová kola [kg.m²]

Poznámka:

1) v případě přímého náhonu $i = 1$
2) nebude-li pohon sestaven z některé jeho části dle obr. 1 (např. převodovka na motoru nebo náhonová kola), dosadí se do rovnice (5.71) za příslušný moment setrvačnosti 0

Pro úhlové zrychlení motoru platí vztah (5.61). Dosazením hodnot získaných ze vztahů (5.60) až (5.63) do (5.64) získáme potřebnou velikost momentu motoru pro urychlení za požadovaný čas na danou rychlost při ujeté dráze.

Posuvovou soustavu můžeme modelovat při dynamických výpočtech, zejména pak při určování vlastní mechanické frekvence jako:

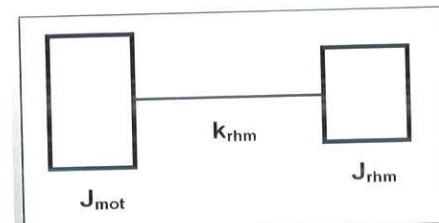
- translační (hmota na pružině);
- torzní (kmitající kotouče);
- torzně-translační – dána kinematickou vazbou v kuličkové matici.

Hmoty i tuhosti redukuje na příslušnou část posuvového mechanismu. Podrobným rozбором a různým modelováním [10] se zjistilo, že jednoduchý torzní model (obr. 5.73) nemodeluje dostatečně přesně posuvový mechanismus. Vlastní mechanická

frekvence je dána

(5.72)

$$f_{mech} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{k_{rhm} \left(\frac{1}{J_{mot}} + \frac{1}{J_{rhm}} \right)}$$



Obr. 5.73. Dvuhmotová kmitající soustava

Nejvhodnějším se jeví torzně-translační model. První mechanickou frekvenci, která je dána translační částí mechanismu, určíme ze vztahu:

(5.73)

$$f_{mech} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\frac{k_{sr} \cdot k_{MAT}}{k_{sr} + k_{MAT}}}{m_{sr} + m}}$$

kde:

k_{sr} – tuhost šroubu [Nm⁻¹]
 k_{MAT} – tuhost matice [Nm⁻¹]
 m_{sr} – hmotnost šroubu [kg]
 m – přesouvaná hmotnost [kg]

Druhá až pátá mechanická frekvence je dána torzní částí. U těžkých strojů s přesouvanou hmotou nad 10 000 kg nejvíce kmitá právě posouvaná hmotnost a mechanickou frekvenci f_{mech} ovlivňuje nejvíce tuhost šroubu a velikost hmoty. Při posouvání hmot do 3000 kg je dynamika výrazně ovlivněna jeho torzní částí. S rostoucím stoupáním šroubu mechanická frekvence klesá v důsledku uplatnění vlivu torzní částí.

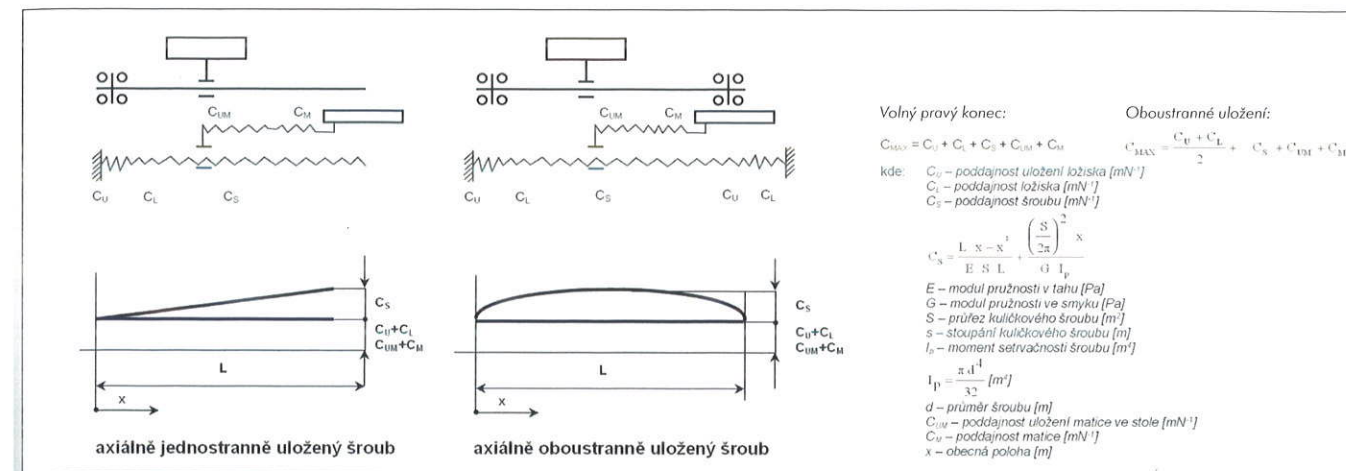
Pro výpočet celkové tuhosti (poddajnosti) posuvové soustavy volíme např. poddajnostní (tuhostní) model (obr. 5.74).

Mechanická frekvence má být pro velké stroje $f_{mech} \geq 20$ Hz, pro malé $f_{mech} \geq 30$ Hz.

Všeobecné závěry

Ze zkušebních výpočtů vyplývá, že pro silové aplikace (tj. tam, kde není třeba dobré dynamiky) vychází moment motoru větší ze statických poměrů.

Pokud nám záleží i na celkovém čase, je nutné provést výpočet i z hlediska dynamického. Právě tento moment určený na zákla-



Obr. 5.74. Poddajnostní model posuvové souřadnice

dě dynamických poměrů vychází ve většině případů větší.

V případě obrácené úlohy, tzn. že je nám známý moment motoru, lze určit dobu rozběhu pohonu na základě níže uvedené rovnice. Je nutné si ovšem uvědomit, že jde o otevřený pracovní cyklus, který není vázán dráhou (obr. 5.70a). Doba rozběhu je dána:

(5.74)

$$t_r = \frac{J_{rhm} \cdot (2 \cdot \pi \cdot n_m)}{(M_m - M_{zdrhm}) \cdot \eta_c}$$

kde:

J_{rhm} – moment setrvačnosti redukovaný na hřídel motoru [kg.m²], viz (5.71)
 n_m – otáčky motoru, na které je rozbíháno [s⁻¹]. Je možné je určit z požadované rychlosti v [s⁻¹], stoupání s [m] a převodu:

$$n_m = \frac{v \cdot i}{s}$$

M_m – známá velikost momentu motoru [N.m]

M_{zdrhm} – moment zátěže redukovaný na hřídel motoru, viz (5.67)

η_c – celková účinnost, viz (5.49)

Z této doby lze stanovit dráhu uraženou při rozběhu (doběhu):

(5.75)

$$s_r = \frac{1}{2} \cdot a \cdot t_r^2 = \frac{1}{2} \cdot v \cdot t_r$$

Celkovou účinnost náhonové soustavy nemusíme stanovovat na základě násobení dílčích účinností dle vztahu (5.49), ale lze ji určit jako podíl práce odvedené ku práci přivedené. V souladu s označením dle obr. 5.69 lze psát:

(5.76)

$$\eta_c = \frac{F_A \cdot s}{F_A \cdot s + (G \cdot f_1 + F_T) \cdot s + (G \cdot f_1 + F_A + F_T) \cdot \pi \cdot d_s \cdot f_2 + (G \cdot f_1 + F_A + F_T) \cdot \pi \cdot d_L \cdot f_3}$$

kde:

F_T – třecí síly ve vedení vlivem vyložení axiální síly, viz (5.54) a (5.55)

d_s – jmenovitý průměr kuličkového šroubu [m]

d_L – průměr ložisek uložení kuličkového šroubu [m]

Někdy je nutné znát hodnotu možných přesouvaných hmot, a to při již známé velikosti momentu motoru M_m . Pak lze rovnici (5.64) upravit na tvar:

1. $\alpha = \{0^\circ, < 90^\circ\}$

(5.77)

$$m = \frac{M_m - J_{rhm} \cdot \varepsilon_m}{\left[\left(\frac{s}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{\varepsilon_m}{i^2} + \frac{g \cdot f_1 \cdot \cos \alpha \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_s \cdot \eta_p} + \frac{g \cdot f_3 \cdot \cos \alpha \cdot d_L}{i \cdot \eta_s} + \frac{g \cdot \sin \alpha \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_s \cdot \eta_p} \right]}$$

2. $\alpha = 90^\circ$

(5.78)

$$m = \frac{M_m - J_{rhm} \cdot \varepsilon_m}{\left[\left(\frac{s}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{\varepsilon_m}{i^2} + \frac{3 \cdot g \cdot f_1 \cdot b \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot L \cdot \eta_s \cdot \eta_p} + \frac{g \cdot f_3 \cdot \cos \alpha \cdot d_L}{i \cdot \eta_s} + \frac{g \cdot \sin \alpha \cdot s}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta_s \cdot \eta_p} \right]}$$

kde:

J_{rhm} – red. moment setrvačnosti na hřídeli motoru bez přesouvaných hmot [kg.m²]

η_s, η_p – účinnosti vedení stolu a převodu [–]

g – tíhové zrychlení [m.s⁻²]

α – úhel sklonu vedení [°]

f_1 – součinitel tření ve vedení [–]

d_L – průměr ložiskového čepu [m]

f_3 – součinitel tření v ložiskách [–]

b – vzdálenost těžiště přesouvané hmoty od svislého vedení [m]

Navržení velikosti pohonu (tj. určení potřebného momentu motoru) dle předešlých úvah nebo určení typu cyklu pro dlouhé či krátké dráhy nebo určení rozběhových rychlostí pro dlouhé dráhy je pouze jednou stránkou věci.

Vzhledem k užívané koncepci pohonu (obr. 5.69) je nutné po elektronické stránce správně navrhnout polovodičový měnič tak, aby při rozbíhání nedocházelo k výskytu nárůstu proudu k vypadávání elektric-