

POTENTIAL OF ADAPTIVE STATE CONTROL FOR ACTUATOR REGULATION OF MACHINE TOOL MOTION AXIS

T.Hornych¹, J.Smolík¹, J.Švéda¹, M.Valášek²

Summary: *This work deals with control problem of machine tools through state feedback control. Potential is better precision of classic machine tools regulation but especially application on machine tools with load off constructions and so upped plasticity. There is shown control simulation experiment on 2-mass simple model with variable parameters which represents real motion axis with working screw.*

1. Úvod

V oblasti řízení pohybových os obráběcích strojů se ustálil standard tzv. kaskádní regulace, jejíž základní schéma je pouze doplňováno přídavnými bloky např. rychlostními, či proudovými feedforwardy. Toto jsou dopředné vazby zavedené na vstup rychlostního nebo proudového regulátoru, mající za cíl zvýšení dráhové přesnosti. Jako významný problém z hlediska zvyšování parametrů dynamiky a přesnosti obráběcích strojů se v současné době ukazuje samotná mechanická stavba strojů. U menších strojů, zejména pak strojů pro technologii HSC (obrábění vysokými rychlostmi s malými řeznými silami) se ve větší míře uplatňují konstrukce s přímými pohony. Jedná se o pohon se synchronním motorem bez vložených převodů, kde je magnetická síla přímo využita k pohybu hmoty. U větších strojů pro klasické ("silové") obrábění je však absence vložených převodů nevýhodná a jako pohonné jednotky vládou v současné době synchronní servomotory s pohybovým šroubem a často též s dalším vloženým převodem. Právě pohon s kuličkovým šroubem je uplatněn v tomto příspěvku jako hlavní předmět matematického modelu mechaniky pohybové osy.

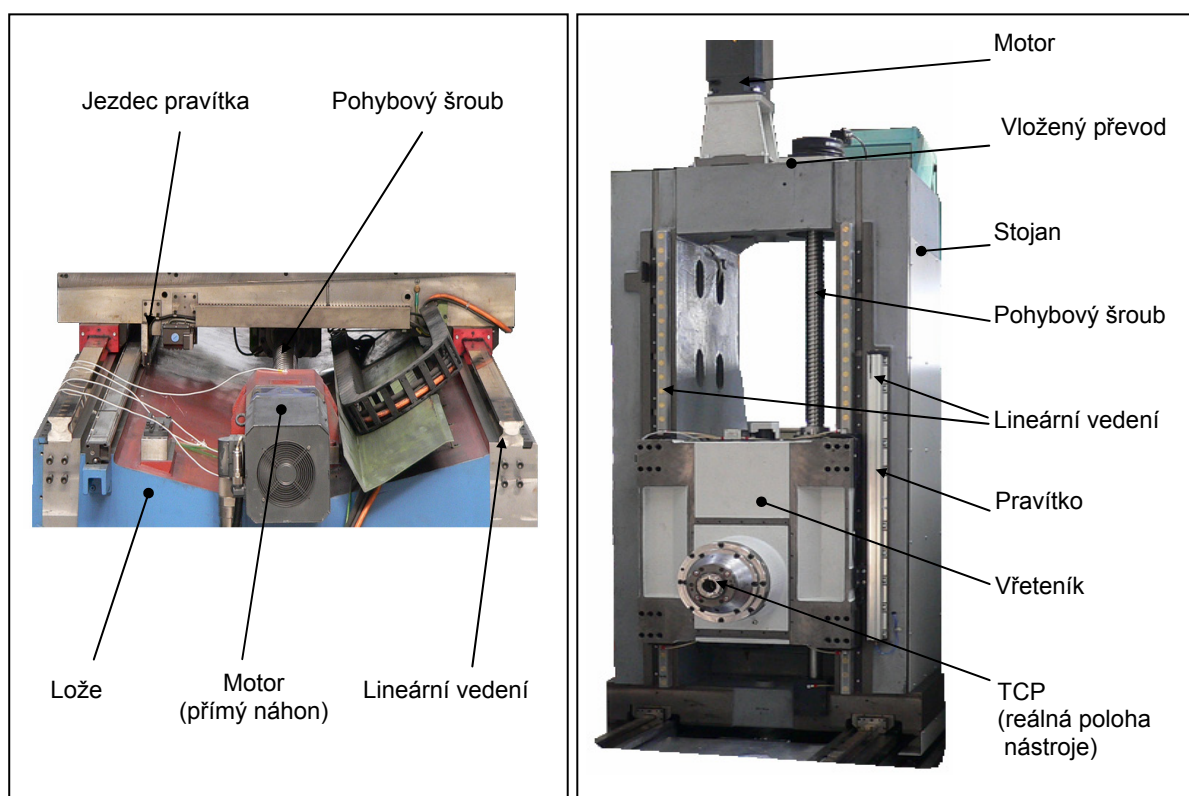
Zvyšování dynamických parametrů u této koncepce pohonu, při použití klasické regulace, vede na konstrukci s výkonnějšími pohony a výrazně staticky i dynamicky tužší mechanickou nosnou strukturou. Pokud uplatňujeme zavedené konstrukční materiály nosných dílců na bázi Fe-C, pak se nedaří dosáhnout výrazně vyšších dynamických tuhostí a současně nízké hmotnosti. Omezené jsou také možnosti zvyšování útlumu vibrací na parazitních tvarech kmitů, neboť při použití stavebních materiálů na bázi Fe-C platí, že materiál s vyšším mat. tlumením má obvykle nižší modul pružnosti, což vede na nutnost stavby hmotnějších konstrukcí.

-
- 1 Ing. Tomáš Hornych, Ing. Jan Smolík, Ing. Jiří Švéda: RCMT, fakulta strojní, ČVUT v Praze; Horská 3; 128 00 Praha 2; tel.: +420.221 990 927, fax: +420.221 990 997; e-mail: T.Hornych@rcmt.cvut.cz
 - 2 Prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.; Ústav mechaniky, odbor mechaniky těles, fakulta strojní, ČVUT v Praze, Karlovo nám. 13, 121 35 Praha 2;

Vyšší hmotností pohyblivých dílů se ovšem efekt výkonnějšího pohonu potírá, čímž se konstrukce a provoz takového stroje stává záležitostí méně efektivní, méně ekonomickou a ekologickou. Zachování vysoké tuhosti mechanické struktury je nutné právě z hlediska použití klasických metod regulace. Snahou kolektivu autorů je tedy zabývat se problémem "Jak řídit s uspokojivými výsledky přesnosti dráhového řízení pohybové osy s uvažováním poddajnosti mechanické struktury systému?". Pokud by výsledky takovéto snahy vedly k prakticky uplatnitelným řešením, pak by bylo možné:

- a) zlepšovat parametry řízení na standardních strojích s přirozenou poddajností mechaniky pohybových os.
- b) řídit pohybové struktury strojů, které budou poddajnější (lehčí, levnější), než je standardně běžné s výslednými parametry srovnatelnými se standardním provedením s uplatněným klasickým řízením.

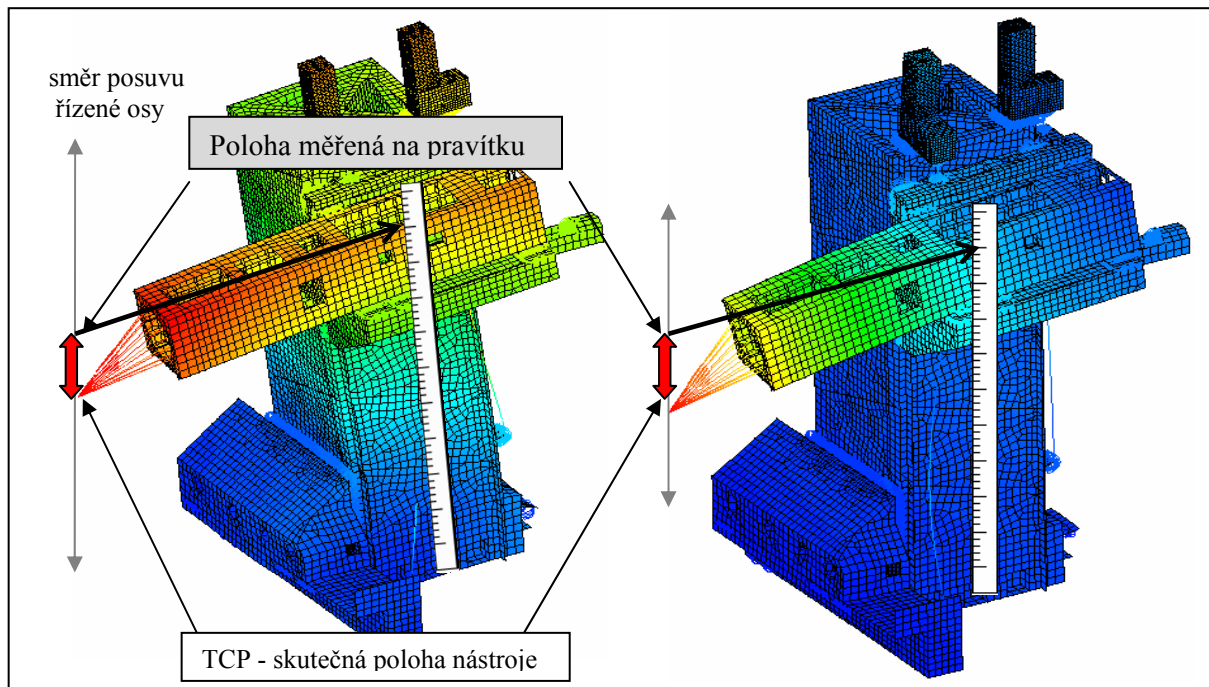
Příklady reálných provedení stavby pohybových os s kuličkovým šroubem a přímým odměřováním jsou zobrazeny na Obr.1. U horizontální varianty je pohybový šroub bez vloženého převodu připojen přímo přes spojku k motoru. U vertikálního uložení posuvu vřeteníku je mezi motorem a pohybovým šroubem vřazen převod ozubeným řemenem.



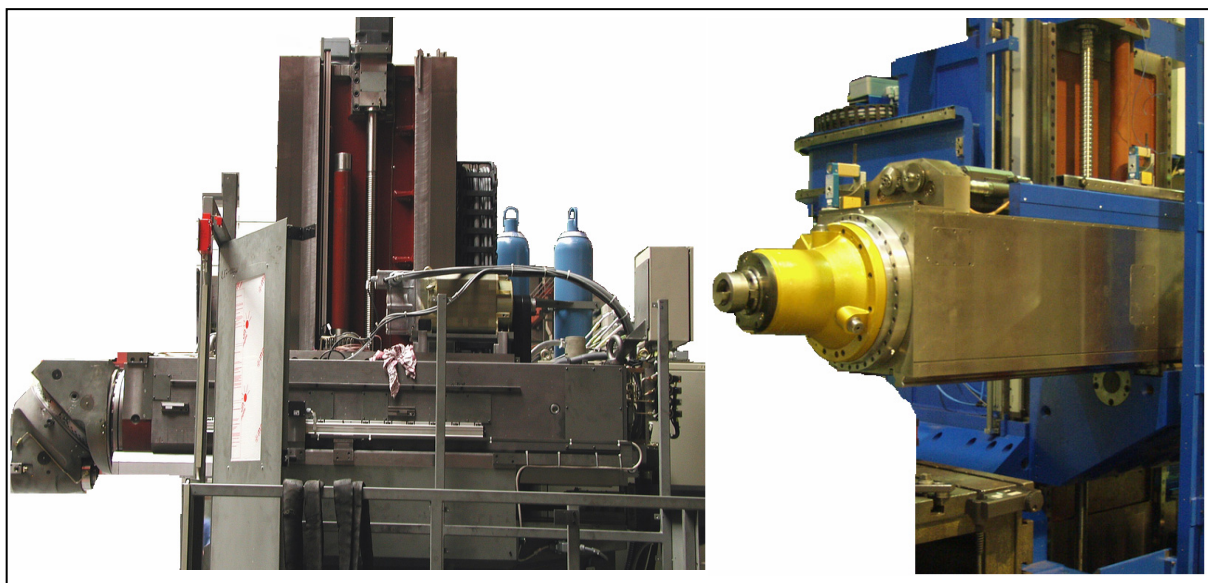
Obr.1 Příklady reálných pohybových os s kuličkovým šroubem a přímým odměřováním polohy v horizontálním a vertikálním uspořádání

Problémy s parazitní poddajností se ovšem vyskytují i u současných strojů konstruovaných s ohledem na maximální tuhost. Bude-li například vřeteno výrazně vysazené, nebo bude-li

řešeno jako výsuvné na další pohybové ose, můžou nastat problémy s deformacemi jak modálními, tak statickými. Příklady výpočtů na MKP modelu takového stroje s označením deformací a posuvů v místě nástroje jsou uvedeny na Obr.2. Jedná se o vlastní tvary na různých vlastních frekvencích. Na prvním výsledku (vlevo) dochází k ohybu celého stojanu na druhém (vpravo) pak při jiné frekvenci buzení pouze k ohybu vřeteníku.



Obr.2 Příklad MKP modelu 2-osé pohybové skupiny horizontky, určený pro výpočet modálních a statických vlastností. Vlevo - vlastní tvar kmitů, způsobující odchylku reálné polohy nástroje (TCP), od měřené přímým odměřováním ohybem stojanu. Vpravo - odchylka je způsobena především kmitáním konce vřeteníku.

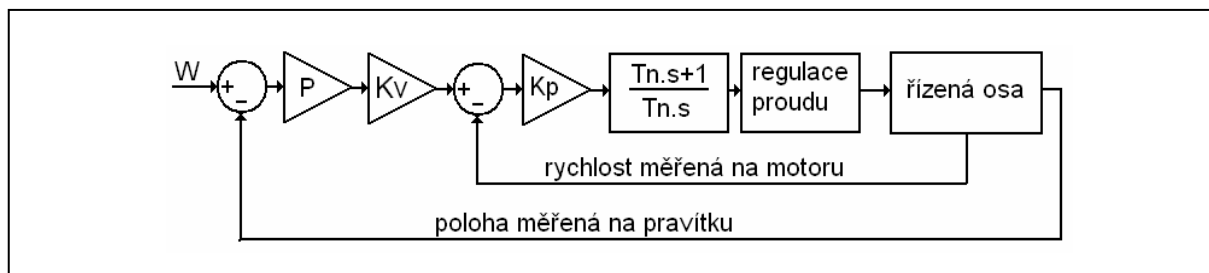


Obr.3 Příklady reálných obráběcích strojů kinematické koncepce shodné s modely na Obr.2

TCP (tool center point) představuje reálnou polohu nástroje v prostoru. Rozdíl poloh TCP a měřené na pravítku je polohová chyba, která při současném způsobu odměřování není vůbec zachycena, a tedy ani kompenzována. Kromě polohové odchylky vzniká nakloněním vřeteníku také úhlová chyba postavení nástroje, jak je patrné z obrázku. Bude-li pohyb ve směru osy zajištěn pomocí dvojice pohybových šroubů, je teoreticky možné, kromě polohové kompenzace řídit pomocí vhodného řízení obou šroubů i naklonění vřeteníku, a kompenzovat i tuto úhlovou chybu. Takto komplexním modelem se ovšem příspěvek nezabývá a řeší případ jednorozměrný pouze s polohovou odchylkou ve směru pohybu osy.

2. Tradiční způsob řízení

Tradičně je obráběcí stroj řízen tak, že je odměřována poloha pohyblivé hmoty vůči základu, rychlost na motoru a předpokládá se, že tuhost konstrukce mezi místem odměřování a obráběcím nástrojem, je pro uvažovaný rozsah buzení dostatečně velká pro uspokojivou přesnost obrábění. Z tohoto předpokladu vyplývá, že poloha naměřená na pravítku v blízkosti pohonu, je totožná s polohou nástroje. Zjednodušené schema používané kaskádní regulace ukazuje Obr.4.

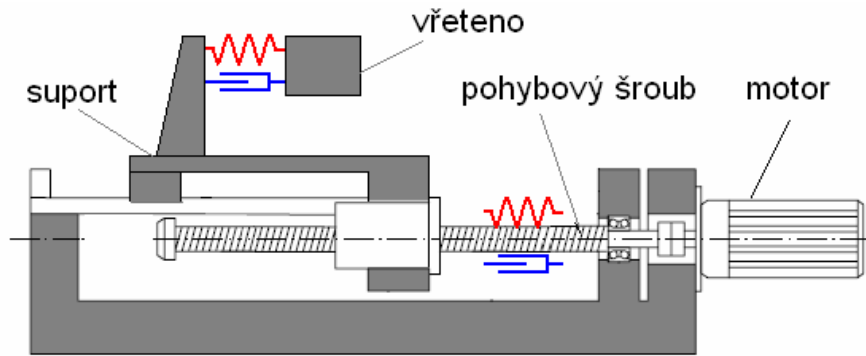


Obr.4 Zjednodušené schéma standardní kaskádní regulace užívané pro řízení pohybových os obráběcích strojů

Naznačené zpětné vazby představují, i při zjednodušené mechanické náhradě stroje dvouhmotovým systémem, neúplnou stavovou (výstupní) zpětnou vazbu. Pro kvalitní a dostatečně přesnou regulaci výrazně poddajného systému je však zapotřebí sledovat stavů (měřitelných) co nejvíce, což vede z hlediska modelu na plnou stavovou zpětnou vazbu.

3. Stavová regulace

Návrh řízení pomocí stavové zpětné vazby opět vychází ze zjednodušeného modelu stroje (pohybové osy). Na reálné mechanické struktuře se ovšem nachází v principu nekonečné množství stavů, a proto je plná stavová zpětná vazba ve skutečnosti pouze vazbou výstupní. Otázkou je míra zjednodušení matematického modelu s uvážením reálné měřitelnosti stavů. Použití stavového pozorovatele, který by zastoupil měření některých obtížně, či vůbec měřitelných stavů je možné, ale velmi problematické z hlediska dokonalého matematického popisu mechanické struktury. Oblast pro jeho použití tedy není široká. Jak bylo řečeno uvažujeme řízení poddajného stroje s pohonem kuličkovým šroubem. Velmi zjednodušené schema takové pohybové osy s vyznačením hlavních hmot a tuhostí je naznačeno na Obr. 5.



Obr.5 Zjednodušené schéma pohybové osy s modelem poddajně uloženého vřetene

Významnou konstrukční poddajnost uvažujeme především ve spojení suport - vřeteno. Protože stavová regulace je citlivá na správné parametry modelu, je nutné uvažovat tuhost (tlumení) aktivní části pohybového šroubu jako proměnnou, závislou na poloze suportu. Právě tímto problémem, kdy je třeba uvažovat model pro odvození řízení jako systém s nekonstantními parametry se zabývá následující návrh řízení. Dalším příkladem systému s proměnnými parametry může být stroj s vřetenem umístěným na výsuvné pinole, kde je tuhost pinoly závislá na výsuvu. V praxi můžeme nalézt řadu dalších případů.

4. Návrh regulace

Regulace je navrhována pro pohybovou osu s kuličkovým šroubem viz Obr.5, kde není uvažována hmota vřetene. Řízení je tedy odvozeno z 2-hmotového systému, kdy je uvažována setrvačná hmota motoru, proměnná tuhost šroubu a hmotnost suportu. Pro tento model je odvozena pohybová rovnice ve tvaru:

$$\begin{bmatrix} J_m & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_t & -k_t/h \\ (-k_t/h) + k_p h & (-k_t/h^2) - k_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varphi_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix} M \quad (1)$$

kde J_m je moment setrvačnosti motoru, m_2 je hmotnost suportu, h je stoupání šroubu, tuhost šroubu se uvažuje torzní k_t i podélná k_p . Obě tyto tuhosti závisí na poloze suportu x_2 podle vztahů:

$$\begin{aligned} k_p &= \frac{\pi D^2 E}{4x_2} \\ k_t &= \frac{\pi D^4 G}{32x_2} \end{aligned} \quad (2)$$

kde D je průměr kuličkového šroubu, E modul pružnosti v tahu, G potom modul pružnosti ve smyku.

Pohybové rovnice (1) je potřeba převést na Si-So lineární model pro účely řízení ve tvaru:

$$\begin{aligned}\bar{x} &= \bar{A}\bar{x} + \bar{B}u + \bar{E}\bar{z} \\ y &= \bar{C}\bar{x} + Du + \bar{F}\bar{z}\end{aligned}\quad (3)$$

kde x představuje stavový vektor, u řízení a z je vektor externích poruch

Pro úlohu řízení polohy je nutno systém (3) rozšířit o nový stav, který zahrnuje požadovanou hodnotu výstupu w . Nový stav p je definován takto:

$$p = \int_0^t (y - w) dt \quad (4)$$

Po derivaci a následném dosazení za y ze (3) můžeme celý rozšířený systém napsat ve tvaru:

$$\begin{bmatrix} \dot{\bar{x}} \\ \dot{p} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{A} & \bar{0} \\ \bar{C} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{x} \\ p \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \bar{B} \\ d \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} \bar{E} & \bar{0} \\ \bar{F} & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{z} \\ w \end{bmatrix} \quad (5)$$

Ve stacionárním případě platí $\dot{x} = 0$ a $\dot{p} = 0$, z čehož plyne, že je splněna požadovaná poloha a tedy $w = y$. Systém (5) pak vypadá následovně:

$$\begin{bmatrix} \dot{\bar{x}} \\ \dot{p} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{A} & \bar{0} \\ \bar{C} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{x} \\ p \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \bar{B} \\ d \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} \bar{E} & \bar{0} \\ \bar{F} & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{z} \\ w \end{bmatrix} \quad (6)$$

Odchytky od rovnovážného stavu systému (4) se nyní zapíšou jako:

$$s = \begin{bmatrix} \bar{s}_1 \\ \bar{s}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{x} - \bar{x}_s \\ \bar{p} - \bar{p}_s \end{bmatrix} \rightarrow \bar{\dot{s}} = \begin{bmatrix} \dot{\bar{x}} \\ \dot{\bar{p}} \end{bmatrix}, \quad v = u - u_s \quad (7)$$

Kombinací rovnic (5) a (6) za použití (7) vede k soustavě rovnic (8), které popisují dynamiku soustavy kolem rovnovážné polohy $[x_s, p_s]$

$$\bar{\dot{s}} = \bar{A}^* \bar{s} + \bar{B}^*, \quad \bar{A}^* = \begin{bmatrix} \bar{A} & \bar{0} \\ \bar{C} & 0 \end{bmatrix}, \quad \bar{B}^* = \begin{bmatrix} \bar{B} \\ d \end{bmatrix} \quad (8)$$

Pro navržený dvou-hmotový systém mají matice následující tvar:

$$\bar{A} = \begin{bmatrix} 0_{2 \times 2} & I_2 \\ (\bar{M}^{-1} \bar{K}) & 0_{2 \times 2} \end{bmatrix}, \quad \bar{B} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \frac{1}{J_m} & 0 \end{bmatrix}^T, \quad \bar{C} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad d = 0 \quad (9)$$

kde M je matice hmotnosti a K matice tuhosti z (1).

Pro zpětnovazební řízení $u(t) = -gx(t)$ je nutné určit vektor zesílení g . Póly uzavřené smyčky pro systém (8) jsou pokusně umístěny do $\{-100, -100, -100, -100, -100\}$.

Vlastní čísla systému (8) určují charakteristický polynom ve tvaru:

$$\phi(s) = \det(s \cdot I - (\bar{A}^* - \bar{B}^* \bar{g})) \quad (10)$$

Kde g je vektor stavových zesílení.

Srovnáním koeficientů tohoto polynomu s koeficienty požadovaného polynomu který má tvar

$$\phi^{poz}(s) = (s + 100)^5 \quad (11)$$

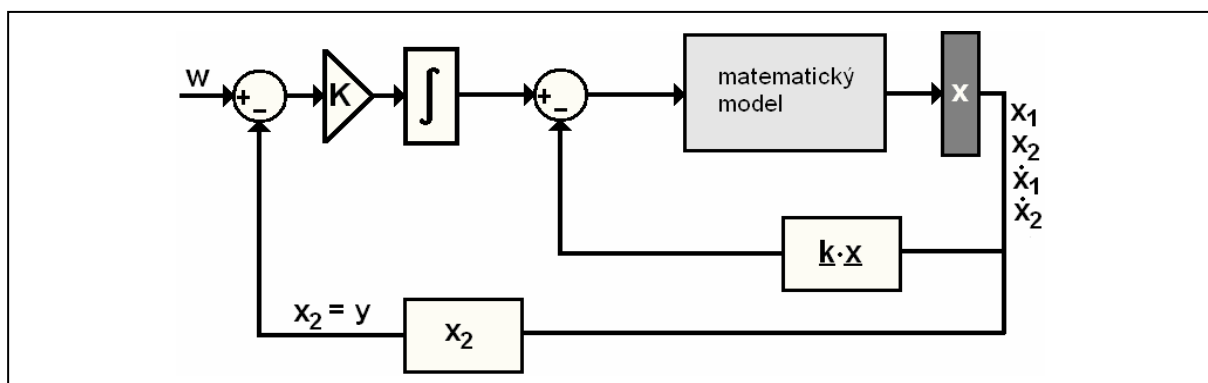
je získáno hledané zpětnovazební zesílení $g_1, g_2, \dots, g_5$

Pro navržený model má stavová zpětná vazba tvar:

$$u = -\bar{g} \begin{bmatrix} \bar{x} \\ p \end{bmatrix} = -\bar{g}\bar{x} + G \int_0^t (w - y) dt \quad (12)$$

kde g jsou první 4 členy vektoru zesílení a G je poslední člen, který přímo souvisí s rozšířeným stavem p .

Podle (12) můžeme již přímo sestavit blokové regulační schema na Obr.6.



Obr.6. Blokové schema uvažované stavové regulace

Vstup do matematického modelu představuje požadavek momentu na motoru, výstupem je pak stavový vektor, který obsahuje polohu a rychlost uvažovaných hmot. Výstupem y je hodnota x_2 , která se separuje ze stavového vektoru.

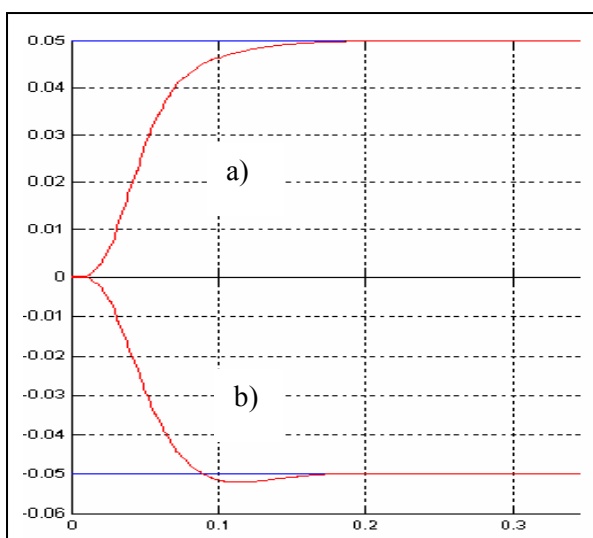
5. Výsledky simulace

Jak bylo simulací zjištěno, vyskytují se u stavově řízeného modelu s proměnnými parametry problémy s překmitnutím žádané polohy, což je u pohybové osy obráběcího stroje nepřijatelné. Konkrétně dochází k překmitu pouze při pohybu stolu jedním směrem. A to ve smyslu zkracující se aktivní části pohybového šroubu, tzn., že torzní i podélná tuhost roste. Výsledek simulace při požadavku skoku polohy o $\pm 0.05\text{m}$ je ukázán na Obr.7. Nedostatky regulace jsou na první pohled viditelné.

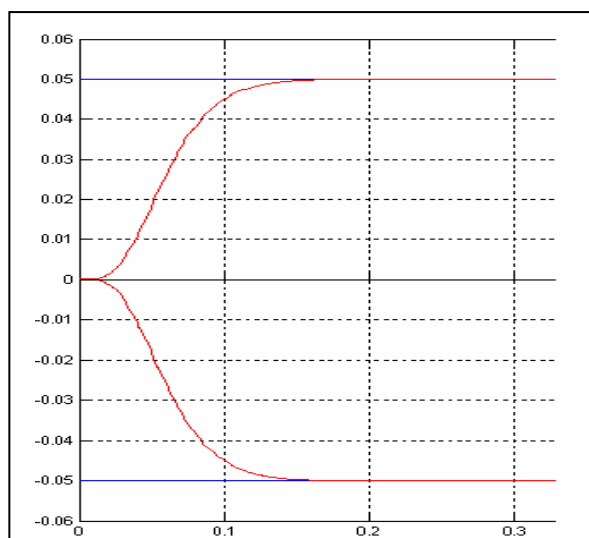
Průběh a) je asymptotický bez překmitnutí, ale dosažení požadované polohy se jeví pomalé. Zjevný nedostatek s překmitem žádané polohy pak ukazuje průběh b). Jsou-li póly konstantně umístěny, pak při pohybu stolu a tedy při změně tuhosti šroubu, dochází neustále ke změnám parametrů řízení a i jeho rychlosti. Odstranění těchto nedostatků bylo odzkoušeno pomocí změny umístění pólů řízení během pohybu stolu. Byla navržena konstanta K_{zp} , která mění polohu pólů v závislosti na poloze (tuhosti) suportu dle lineárního vztahu

$$P = P_0 - K_{zp} \cdot x_2 \quad (13)$$

Jak bylo následnou simulací zjištěno, takto jednoduchá závislost pro správnou regulaci v širším rozsahu x_2 neplatí a je třeba závislost upravit. Pro první přiblížení v úzkém rozsahu x_2 však postačuje a lze ukázat, že změnou polohy umístění pólů lze regulaci výrazně zkvalitnit. Výsledek simulace se změnou pólů během pohybu je vykreslen na obr. 8.



Obr.7 Odezva na požadavek skoku polohy
+/- 0,05mm



Obr.8 Odezva na požadavek skoku polohy
při řízení se změnou polohy pólů

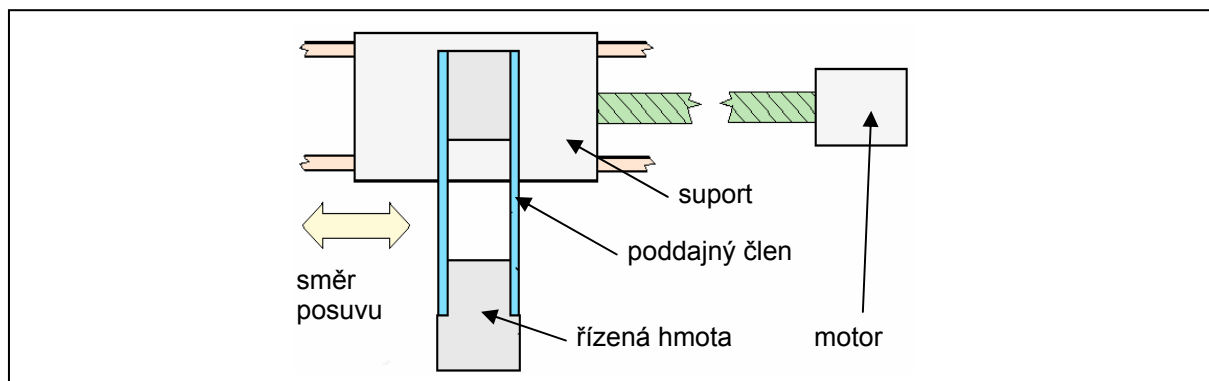
Porovnáním Obr.7 a Obr.8 je vidět změna, jak při kladném a zejména pak při záporném požadavku změny polohy. U kladného požadavku skoku polohy je vidět zrychlení regulace, oba průběhy jsou symetrické a především bez překmitnutí žádané polohy.

6. Připravovaný experiment

Experimentální pohybová osa, na které bude probíhat ověřování metod regulace poddajného systému, odpovídá schématu dle Obr.9. Základem je osa s kuličkovým šroubem a suportem, na který bude poddajně připevněna hmota, jejíž polohu bude úkolem řídit. Schematicky je situace naznačena na obr. 5.

Model bude uvažován jako 3-hmotový s tím, že stavy (polohu i rychlost) každé hmoty budou přímo měřeny. Protože výpočet zpětnovazebního vektoru zesílení je poměrně náročná záležitost, není jisté, zda bude řídicí systém v reálném čase schopen celé řízení i s posuvem pólů modifikovat. Proto se nabízí možnost před-vypočtení zesílení v dostatečném množství

poloh, a mezi těmito polohami potom interpolovat podle aktuální přesné polohy. Problém a jeho řešení je však nyní velmi otevřené a nelze provést relevantní zobecnitelné závěry.



Obr.9 Schéma experimentální pohybové osy pro testování metod řízení

7. Závěr

Realizace řízení odvozeného od přímého odměřování polohy nástroje může přinést výrazné zkvalitnění obráběcího procesu. A to také u strojů klasické "tuhé" konstrukce. Důvodem je především schopnost zachytit do regulační smyčky všechny vlivy, způsobující odchylku TCP od žádané polohy. Zejména je to pak schopnost zachycovat a kompenzovat i chyby dynamické, a z toho vyplívající možnost konstruovat obráběcí stroje s nižší tuhostí a tedy i nižší hmotností, při užití konvenčních materiálů. Navržené schema řízení pomocí stavové zpětné vazby je pouze začátkem v hledání kvalitně funkčního řízení stroje s integrovanou významnou poddajností. Plánované experimenty pravděpodobně významně přispějí k výzkumu této problematiky a správnému nasměrování dalšího bádání. Z výsledků simulačních experimentů lze však předpokládat, že bude-li k dispozici dostatečně přesný náhradní model pohybové osy, bude řízení z něj odvozené funkční i na reálné ose.

8. Poděkování

Tyto výsledky byly získány za finančního přispění Ministerstva školství, mládeže a tělovýchovy v rámci podpory projektu výzkumu a vývoje 1M6840770003.

9. Literatura

- Souček, P. (2004) *Servomechanismy ve výrobních strojích*. Vydavatelství ČVUT, Praha.
- Nečas, M., Valášek, M. (2004) *Problémy nekolokovaného řízení poddajných systémů*.
článek ke konferenci Interakce a zpětné vazby 2004
- Valášek, M. (1995) *Mechatronika*. Vydavatelství ČVUT, Praha