České vysoké učení technické v Praze
Fakulta strojní

Czech Technical University in Prague
Faculty of Mechanical Engineering

Ing. Antonín Bubák Ph.D.

Servomechanismy ve výrobních strojích
– interakce regulace a mechanické stavby pohonu

Servomechanisms in Machine Tools
– the interaction of mechanical structure of drive with its control loop

SUMMARY

Solving problem of an interaction of mechanical structure of a machine tool drive with its control loop is based on its assignment to one of several well known simple dynamic models. These models are properly described and analyzed with consideration to easy understanding problems of appropriate drives and straightforward finding of their solutions. The mentioned models are namely: 1st-order dynamic system, one- or two-mass system or even multi-body system modelling un-direct drives. The final chapter is focused on specific problems of direct drives.

SOUHRN

Předložený přístup k problematice interakce regulace a mechanické stavby servopohonů výrobních strojů je založen na snaze vše řešit převedením na některý z případů jednoduché modelové náhrady se známým, snadno pochopitelným chováním a přidruženými způsoby řešení případných nedostatků. Ke zmíněným modelovým náhradám patří systém s dynamikou prvního řádu, jedno-,dvou- a vícehmotový model nepřímého pohonu. Závěrečná kapitola se týká některých zvláštností přímých pohonů.

KLÍČOVÁ SLOVA

kmitání, pohony, pohonové soustavy, zpětnovazební regulace, obráběcí stroje

KEYWORDS

vibrations, drives, drive systems, feedback control, machine tools

OBSAH

1 ÚVOD 6

2 ZÁKLADNÍ MODELY INTERAKCÍ 7

2.1 DYNAMICKÝ SYSTÉM 1. ŘÁDU 7
2.2 JEDNOHMOTOVÝ MODEL POHYBOVÉ OSY 8
2.3 DVOUHMOTOVÝ MODEL NEPŘÍMÉHO POHONU 9
2.4 VÍCEHMOTOVÉ MODELY NEPŘÍMÉHO POHONU 13
2.5 PŘÍMÉ POHONY 14

3 ZÁVĚR 17

PODĚKOVÁNÍ 17

CITACE LITERATURY 18

ODBORNÝ ŽIVOTOPIS 19

1 ÚVOD

Při seřizování regulátorů pohonů pohybových os obráběcích strojů se výrobcům mnohdy nedaří dosáhnout kýžených parametrů kvality regulace a dynamiky pohybové osy. Častou příčinou tohoto stavu je fakt, že pohybová osa nemá pro tyto parametry z dynamického hlediska dispozice. Obvyklý přístup konstruktéra k návrhu posuvové osy totiž zohledňuje především dosažení požadované (rychlo)posuvové rychlosti, maximální tažné síly, popř. maximálního zrychlení a v neposlední řadě přijatelnou cenu celé sestavy. Tento přístup však dosažení žádaných parametrů kvality regulace bezpečně zaručit nemůže. Kvalita regulace je totiž těsně svázána s frekvenčními vlastnostmi mechanické stavby pohonu, které právě mnohdy kontrolovány nejsou. Nekompromisní potřeba řešení uvedených problémů je nutnou podmínku zachování konkurence-schopnosti výrobků a pro badatele hlavním argumentem a motivací k pokračování badatelství v této oblasti.

Pochopení příčin, které seřizovači pohonu posuvové osy neumožňují nastavit libovolně vysoké hodnoty zesílení regulátorů, je klíčové pro stanovení strategie optimalizace dynamických vlastností osy ve fázi návrhu. Tato optimalizace snižuje riziko možných problémů při oživování prototypu a významně tak přispívá ke zkrácení vývoje nového stroje a snížení finančních nákladů s tím spojených [3]. V moderním kontextu a terminologii se jedná o dílčí část procesu nazývaného virtuální prototypování.

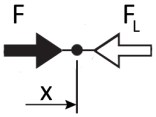
Další úvahy týkající se interakce mechanické stavby pohybových os obráběcích strojů a jejich regulace se budou týkat zejména kaskádní zpětnovazební regulace. To má několik důvodů: především, ač se jedná o historicky nejstarší způsob regulace, je to stále regulace jednoznačně nejrozšířenější a zatím tu není žádný náznak toho, že by mělo v nejbližším minimálně desetiletí dojít k nějaké změně. Zadruhé. Soustředit se na zpětnovazební regulaci není nikterak omezující nebo snad podružné. Relativně jednoduchý princip řízení nabízí tu nejsnazší cestu k pochopení základních principů a

problémů interakce regulace s řízeným objektem. Zmíněné pochopení souvislostí je založeno především na detailní analýze dynamických vlastností řízené soustavy, které se nemění, ať ji řídí sebesofistikovanější regulace. Dále uvedené poznatky jsou tak nutným základem či vstupní bránou pro jakékoliv úvahy a experimenty s vyššími stupni regulace.

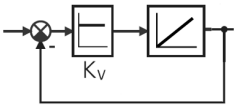
2 ZÁKLADNÍ MODELY INTERAKCÍ

2.1 Dynamický systém 1. řádu

Ačkoliv se přednáška zabývá interakcí mechanické stavby stoje a regulace, věnujme úvodní pozornost modelu, kde k žádné interakci nedochází. Právě takový model je vlastně ideálem, cílem, ke kterému má jakákoliv optimalizace konstrukce pohybové osy směřovat. Je třeba si uvědomit, že takový model neoplývá přívlastky a superlativy typu absolutně přesný, proporciální, super dynamicky rychlý apod. Naopak. Má své charakteristické dynamické vlastnosti, jejichž důsledkem jsou reálná omezení. Jedná se učebnicový model dynamického systému prvního řádu označovaného PT1 viz [6]. Blokové schéma (obr. 1b) sestává ze záporné zpětné vazby, diferenčního členu, proporciálního regulátoru s rychlostním zesílením K_v a integračního členu v přímé větvi.



Obr.1a: Modelová představa řízení ideální soustavy



Obr.1b: Blokové schéma regulačního systému 1.řádu

Prakticky zde řízený dynamický systém představuje polohovou zpětnou vazbu od pohybu nehmotného bodu (obr. 1a). I přes značnou idealizaci, zde existují dynamická omezení, která lze označit za axiomy zpětnovazebního řízení:

a) přechodový děj má v odezvě na skok žádané hodnoty exponenciální průběh s časovou konstantou $\tau = 1/Kv$;

b) při pohybu konstantní rychlostí $v_{\check{z}} = \dot{y}_{\check{z}}$ vzniká trvalá regulační odchylka $\Delta = v/Kv$;

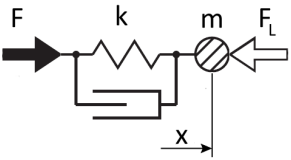
c) při harmonickém pohybu vzniká amplitudový útlum a fázový posuv. Při úhlové frekvenci $\omega = Kv$, je amplitudový útlum právě -3dB a fázový posuv 45°. Přeloženo do reálných čísel: pohybová osa s běžnou hodnotou $K_v=63s^{-1}$, kmitající s frekvencí $10Hz$ a amplitudou $10mm$ má polohovou odchylku v úvrati zdvihu $3mm$.

Pozn.: výše uvedený výčet je důkazem velmi trefné definice vědního oboru servomechanismy, podle které *servomechanismy jsou věda pracující s jednoduchými vzorečky. Problém je v tom, že je jich moc a všechny spolu souvisí!*

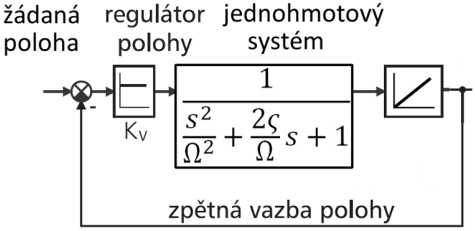
Model prvního řádu plně vyhovuje v projekční fázi návrhu pohybové osy, protože dává odpověď na otázku, jakou minimální hodnotu rychlostního zesílení K_v je třeba dosáhnout, aby osa vykonávala zadaný kinematický pohyb s požadovanou přesností. Není náhodou, že existuje zkušenostmi ověřená závislost [9] mezi konstrukčním provedením osy (nepřímý pohon+velké nebo malé pohyblivé hmoty, přímý pohon+velké nebo malé pohyblivé hmoty) a dosažitelnou hodnotou zesílení K_v. Podle této zkušenosti je např. zřejmě velmi obtížné dosáhnout na pohybové ose s nepřímým pohonem kuličkovým šroubem s běžnou hmotností pohyblivých hmot 200-1000kg hodnotu rychlostního zesílení K_v větší než $80s^{-1}$. Tento zkušenostní přístup k hodnocení interakce mechanické stavby a regulace tak pomáhá předejít zásadně špatným koncepčním rozhodnutím v počátcích konstrukce pohybové osy.

2.2 Jednohmotový model pohybové osy

Jednohmotový model představuje interakci, při které se silové působení akčního členu přenáší na pohyblivou hmotu přes pružný člen. V místě působiště síly přitom není žádná významná hmota (analogicky to platí pro rotační pohyb). Typickým představitelem takového modelu je elektrohydraulický servopohon, kde je pohyb pohyblivých hmot ovládán tlakem pružného sloupce kapaliny (obr. 2a) [6].



Obr.2a: Modelová představa řízení jednohmotového systému



Obr.2b: Blokové schéma regulace polohy jednohmotového systému

V blokovém schématu (obr. 2b) přibývá přenos druhého řádu PT2, který způsobuje při určité hodnotě zesílení nestabilitu uzavřeného regulačního obvodu. S tímto případem interakce se inženýři v civilní sféře potýkají od počátku 50. let minulého století, kdy se v obráběcích strojích začaly používat kopírovací mechanismy. Současná míra poznání v oblasti teorie regulace a posuzování stability umožňuje elegantní, pětiminutové odvození vztahu kritického zesílení na mezi stability

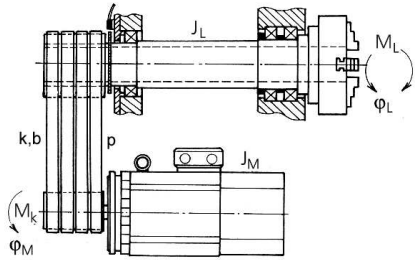
$$K_{vkrit} = 2\varsigma\Omega\,.$$

Zesílení zaručující často požadovaný aperiodický průběh přechodového děje v odezvě na skok rychlosti lze ([5],[6]) pak uvažovat jako

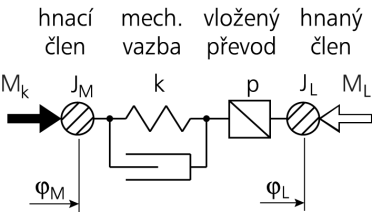
$$K_{vopt} = 0{,}25K_{vkrit}\,.$$

2.3 Dvouhmotový model nepřímého pohonu

Převážná většina pohybových os s nepřímým pohonem tj. os vybavených vloženým mechanickým převodem má buď ryzí charakter dvouhmotového systému anebo lze jejich složitější dynamiku tímto modelem aproximovat. Typicky se jedná o pohony vřeten s vloženým řemenem (obr. 3a), pohony otočných stolů s převodovkou, a s větší mírou zjednodušení i pohony posuvů s převody kuličkovými šrouby. Podrobná analýza dvouhmotových systémů a problematiky jejich řízení je obsahem badatelských výstupů autora [9],[5],[4],[1].

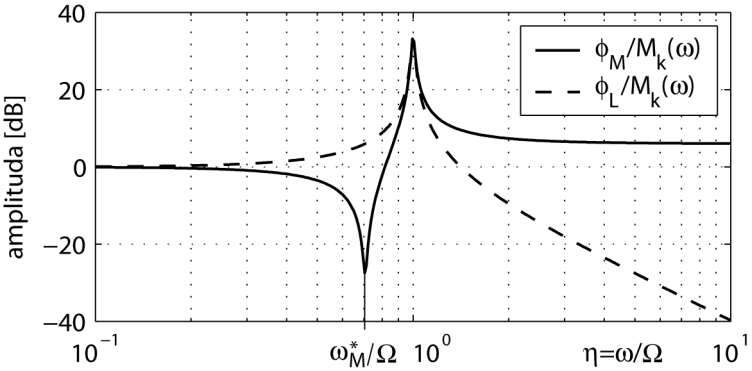


Obr.3a: Dvouhmotový model odpovídá např. pohonu vřetene



Obr.3b: Modelová představa řízení dvouhmotového systému

Dvouhmotový model je tvořen (obr. 3b) dvěma hmotami - hnací a hnanou, vzájemně spojenými pružnou vazbou. Pohyb hmoty hnané se zde řídí pouze silovým působením na hmotu hnací. Už z prvního náhledu si lze domyslet, jak nesnadné bude takový systém řídit, bude-li mechanické spojení poddajné. Překvapující zjištění poskytne podrobná analýza dynamiky dvouhmotového systému. Srovnáním přenosu mezi pohybem hmoty hnací a momentovým působením pohonu φ_M / M_k s přenosem mezi pohybem hnané hmoty a stejným silovým působením pohonu φ_L / M_k je zřejmý rozdíl chování obou hmot v oblasti kolem frekvence ω_M^*. Hnací hmota se totiž na rozdíl od hmoty hnané dostává při frekvenci ω_M^* do tzv. *antirezonance*.

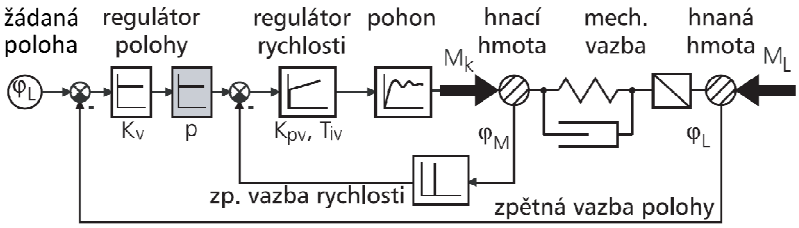


Obr. 4: Srovnání amplitudových frekvenčních charakteristik přenosů

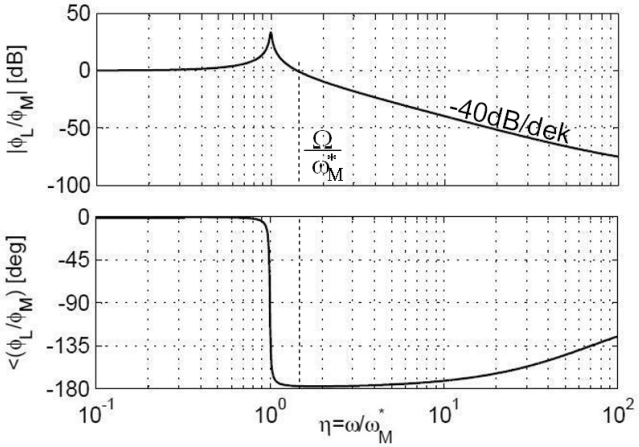
Její harmonický pohyb se přes silové působení pohonu zcela zastavuje a zůstává pouze pohyb hmoty hnané. To ovšem v důsledku znamená, že pohyb hmoty hnané se děje výhradně

deformací pružného spojení obou hmot! Jaké má toto zásadní zjištění praktické důsledky?

a) Harmonický pohyb na frekvencích blízkých antirezonanční frekvenci ω_M^* jako žádaný pohyb soustavy je pro reálné využití většinou zapovězený. Mechanické spojení obou hmot (převodovka, řemen) totiž není stavěno na deformace, jež jsou jedinou možností takové pohybu.
b) V prostoru geometrického místa kořenů představuje zvyšování zesílení posun pólů uzavřené smyčky na vyšší frekvenční hodnoty. I v tomto případě znamená přiblížení se s frekvencí dominantního pólu hodnotě ω_M^* konečnou. Nikoliv z důvodů stability, jejíž hranice může být daleko, ale z pohledu reálného stavu chování soustavy, který se opět vyznačuje kmitáním na frekvenci ω_M^* a tudíž převládající deformací vzájemné mechanické vazby. Velikost zesílení je tedy také zásadně ovlivněna hodnotou ω_M^*
c) Nejčastější způsob zpětnovazebního řízení nepřímého pohonu se realizuje odvozením rychlostní zpětné vazby od pohybu hmoty hnací a polohové zpětné vazby od pohybu hmoty hnané (obr. 5). Nutnou podmínkou správné funkce takového zapojení je zachování konstantního převodu mezi hmotou hnací a hnanou. Pokud ovšem začneme soustavě vnucovat rychlejší harmonický pohyb (ať už na vstupu žádané hodnoty, nebo zvyšováním jejího zesílení) zvětšující se disproporce obou pohybů povede ke zhoršení dráhové přesnosti řízení. Totéž platí i pro frekvence nad hodnotou ω_M^*, kde sice disproporce amplitud není tak výrazná, zato je zde fázové zpoždění blízké 180° (viz obr.6)



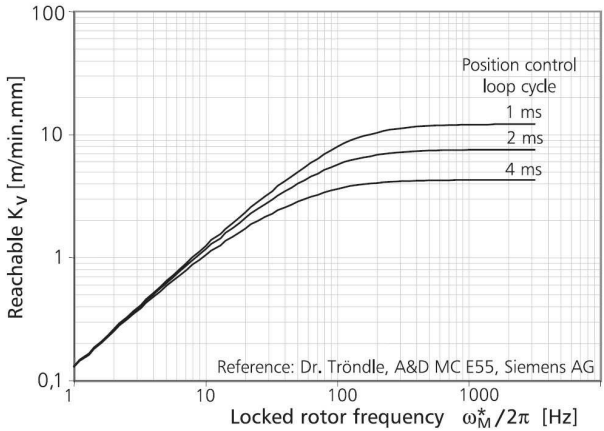
Obr. 5: Blokové schéma kaskádní polohové regulace nepřímého pohonu s charakterem dvojhmotového systému



Obr.6: Bodeho diagram přenosu mezi výchylkou hnací a hnané hmoty

Řízení dvouhmotové soustavy je typickým případem, na kterém každý badatel opojený vírou ve všemohoucnost regulace nutně vystřízliví. *Regulace totiž nemůže „vyléčit nemoc" řízeného systému; v její moci je pouze příznaky této nemoci potlačova*t. Tento fakt musí přijmout především konstruktéři. Jsou to právě oni, kdo svou prací rozhodují o budoucí dosažitelné hodnotě zesílení posuvové osy. Seřizovač pak nastaví zesílení odpovídající poměru

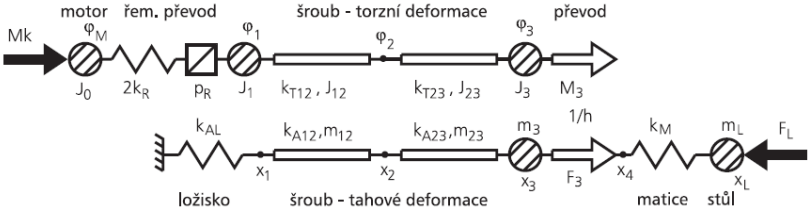
$$K_v = 0{,}2\omega_M^* \quad \text{viz též obr. 7}$$



Obr.7: Závislost mezi dosažitelnou hodnotou zesílení Kv a velikostí antirezonanční frekvence ω_M^* viz lit.[8]

2.4 Vícehmotové modely nepřímého pohonu

Na rozboru dvouhmotové soustavy je založena analýza nepřímých pohonů s charakterem tří a vícehmotových soustav. Typicky se jedná o pohony s kuličkovými šrouby. Jejich MBS modely (obr. 8) je nutné sestavovat jako vícehmotové ([9],[2],[4],[8]) s respektováním výskytu reálných soustředěných parametrů konstrukce (torzní tuhost spojky, setrvačnost spojky, styková tuhost kuličkové matice, axiální tuhosti ložisek...), protože laicky řečeno, pro výpočtáře by nebylo při použití dvouhmotové modelové náhrady na první pohled zcela zřejmé, kde je fiktivní dělítko, po které se hmotnostní charakteristiky započítávají ještě k hmotě hnací resp. hnané, a jaká z dílčích tuhostí článků řetězce se má použít k odsazení za „k“ do matematického modelu?



Obr.8: Příklad diskretizace pohonu s jednostranně axiálně uloženým rotujícím kuličkovým šroubem připojeným k motoru vloženým převodem [2]

Vypočtené frekvenční přenosy tedy obsahují několik antirezonancí i rezonancí, z nichž kritická je právě ta první antirezonance. Další úsilí se pak soustřeďují na nalezení toho parametru, který polohu kritické antirezonance ovlivňuje nejvíce např. metodou citlivostní analýzy. Případnou potřebu mít dvouhmotový model k následným úvahám o regulaci, lze splnit různými metodami redukce. Na závěr uveďme, že model mechaniky pohybové osy lze rozšířit o strukturální model konstrukce celého stroje viz např. lit. [3]. Vše je otázkou softwarového vybavení, způsobu zkombinování několika různých modelů (MKP, MBS, blokové schéma…) a v neposlední řadě otázkou času a peněz. Takový komplexní model má smysl pouze v případech, kdy jednoduché modely nedávají výsledky shodující se s realitou, nebo existuje jiný, třeba intuitivní důvod k pochybnostem o věrnosti jednoduché modelové náhrady.

2.5 Přímé pohony

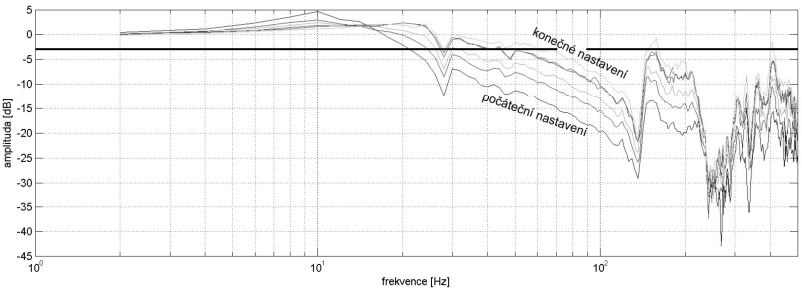
Aplikace přímých pohonů zjednodušuje konstrukci pohybových os a zbavuje ji tím některých nectností nepřímých pohonů, jako jsou např. vůle nebo kinematické chyby převodů. Na druhé straně se tu objevují nové problémy, kterým je třeba čelit a jejichž řešení zatím vyžaduje notnou dávku experimentování. Na rozdíl od nepřímých pohonů s přídavnou mechanickou tuhostí danou vloženým převodem, tvoří u přímých pohonů veškerou tuhost osy (posuvové či otočné) její zpětnovazební regulace. Jednoznačným cílem při seřizování osy proto musí být dosažení maximálního možného zesílení zejména v rychlostní smyčce. Seřízení rychlostní smyčky je problematické zejména u těch typů os, které pohybují s obrobkem, neboť se u nich v závislosti na velikosti obrobku mění moment setrvačnosti resp. hmotnost pohyblivé hmoty osy [5]. U otočných stolů nebo vřetenových os může upnutí většího obrobku představovat až desetinásobné zvýšení momentu setrvačnosti oproti stavu bez obrobku. Dynamicky kvalitní a klidné seřízení pohonu osy bez obrobku tak v žádném případě nemusí znamenat zachování těchto jejích vlastností po upnutí obrobku. Celkové zesílení rychlostní smyčky

$$K_R = \frac{K_p}{T_i \cdot J} \text{ resp. } K_R = \frac{K_p}{T_i \cdot m}$$

(K_p je proporciální zesílení a T_i integrační časová konstanta rychlostního regulátoru) je funkcí momentu setrvačnosti J resp. hmotnosti m. S velikostí obrobku zesílení K_R klesá, čímž se dynamika smyčky samovolně zpomaluje. Podřízená polohová smyčka s takovými změnami samozřejmě nepočítá, a její stabilita se tím zhoršuje. Nabízející se řešení v podobě automatizované úpravy proporciálního zesílení K_p úměrně ke změně hmotnostní charakteristiky je řešení pouze částečné. Upnutím obrobku se totiž nemění pouze moment setrvačnosti či hmotnost, nýbrž celá dynamika řízené soustavy – její vlastní frekvence, póly i nuly přenosových charakteristik. Jakákoliv regulace optimalizovaná pro konkrétní dynamické podmínky v tomto případě selhává, ať už se jedná o filtry typu dolní propusť či pásmová zádrž používané u zpětnovazební regulace, nebo dynamický model integrovaný do

složitějších systémů řízení. Nepřímé pohony nejsou na změny hmotnostních charakteristik tak citlivé, protože obsahují vložený převod dopomala, který změny hmotnosti obrobku redukuje v poměru druhé mocniny převodu [6]. Výše uvedená úvaha tak celkem jednoznačně varuje před použitím přímých pohonů pro rotační obrobkové osy s výrazným poměrem momentu setrvačnosti obrobku ku momentu setrvačnosti samotné osy. Totéž platí pro osy lineární a jejich hmotnost, která ovšem neroste s dimenzí obrobku tak progresívně, jako právě moment setrvačnosti. Přímé pohony jsou tedy vhodné spíše pro osy nástrojové.

Vraťme se k rychlostní smyčce. Zpětná vazba rychlosti je odvozena ze signálu polohy osy jeho numerickou derivací, přičemž operace derivování se obecně vyznačuje tím, že zesiluje amplitudy kmitů vstupního signálu přímo úměrně s jejich frekvencí. V tomto okamžiku je nutné si připustit, že žádná konstrukce není absolutně tuhá, a tudíž má své vlastní rezonanční frekvence. Silovým působením motorů, které má tvar širokospektrálních pulzů charakteristických pro lineární interpolace, je buzeno přechodové kmitání na těchto vlastních frekvencích. Velmi jemné čidlo polohy zachytí i nepatrné kmity a jeho amplitudy derivováním zesílí. Všechny tyto kmity jsou zpětnou vazbou převedeny na odchylky od žádané veličiny, a regulátory se je snaží silovým působením motoru eliminovat. Nutnou podmínkou úspěšného zásahu je, aby síla působila přesně v protifázi kmitů. Toho ale není pohon při vyšších frekvencích schopen. U typické fázové frekvenční charakteristiky proudové smyčky s propustným pásmem $1\ kHz$ má proud motorem (a tedy i jeho krouticí moment) na frekvenci např. $500\ Hz$ fázový posuv $45°$ oproti proudu požadovanému. Reálně tak motor kmity vyšších frekvencí nepotlačuje, nýbrž je svým působením převážně stimuluje a to tím více, čím větší je zesílení v rychlostní smyčce (oblast nad propustným pásmem, kde působí jako filtr, se posouvá k vyšším frekvencím). Vzniká tak nekontrolovatelné samobuzené kmitání pohonu [9]. Na obr.9 je uveden příklad z měření amplitudově-frekvenční charakteristiky rychlostní smyčky, ze kterého je stimulace parazitních mechanických kmitů v oblasti $130\text{-}500\ Hz$ zvyšujícím se zesílením rychlostního regulátoru naprosto zřejmá.



Obr.9: Příklad měření amplitudové frekvenční charakteristiky uzavřené rychlostní smyčky přímého pohonu. Se zvyšujícím se zesílením regulátoru rostou amplitudy parazitních vlastních kmitů konstrukce [9].

Vyjdeme-li z faktu, že konečná hodnota zesílení je dána stavem, kdy amplituda nějaké rezonanční špičky dosáhne hodnoty $0\,dB$, pak cesta k dosažní vyšších zesílení potažmo širšího propustného pásma rychlostní a podřízené polohové smyčky vede přes splnění následujících podmínek:

a) první výrazná parazitní rezonanční frekvence mechaniky musí být dostatečně vysoko tj. cca $100\text{-}200\,Hz$ nad předpokládanou hodnotou propustného pásma rychlostní regulace;
b) parazitní kmitání na jakékoliv frekvenci musí být co možná nejlépe tlumené.

Důsledkem první podmínky je požadavek, aby vlastní kmity konstrukce pohybových os s přímým pohonem, které mohou být zachyceny odměřovacím systémem, dosahovaly hodnot minimálně $200\,Hz$, ideálně $300\,Hz$ a více. Druhá podmínka může být realizována dvojím způsobem. Buďto použitím různých filtrů či hltičů kmitů, jejichž účinná funkce je ovšem podmíněna zachováním výchozích frekvenčních vlastností (tj. vlastní frekvence se nesmí přelaďovat např. v důsledku změny hmotnosti), anebo zvýšením vnitřního tlumení konstrukce, což je teoreticky mnohem efektivnější a z hlediska možného přelaďování osy spolehlivější řešení. Problémem však zatím zůstává praktická realizace takové dobře tlumené konstrukce. Konstruktéři zatím ne zcela chápou resp. z vědecké stránky není dostatečně srozumitelně podán mechanismus materiálového útlumu. Další neznámou je jednoduchý návod

k tomu, jak stanovit množství tlumícího materiálu v poměru k hmotě základní konstrukce, aby útlum byl dostatečný? Konečně tu chybí přehledně zpracovaná databáze konstrukčních materiálů se zvýšeným útlumem a konkrétní příklady jejich použití.

3 ZÁVĚR

Jako student doktorského studia jsem se zúčastnil pracovní porady pohonářů ve firmě Kovosvit. V debatě nad aktuálními problémy konstrukce a řízení servoos mi byla položena otázka, zda je možné dosáhnout kvalitních regulačních vlastností rotační osy s poměrem momentů setrvačnosti hnací ku hnané hmotě 1:10? Tehdy jsem neuměl jasně a jednoznačně odpovědět, a proto se tato otázka stala pólem střelky kompasu mého badatelství a vlastně i původcem této přednášky. Dnes se cítím připraven čelit takové konstrukční výzvě a věřím, že stejně připravení jsou i studenti mých přednášek.

PODĚKOVÁNÍ

Vědecké práce zaměřené na zkoumání vysoce přesných a dynamických pohonů posuvů obráběcích strojů byly v minulosti podpořeny projektem LN00B128 MŠMT.
Děkuji kolegům z ČVUT a FS ČVUT za jejich podporu této habilitační práce a umožnění přednesení této přednášky.
Na závěr chci poděkovat manželce Janě a dceři Toničce za obětování mnoha plánů na společně strávený čas ve prospěch mé nikdy nekončící a vždy neodkladné práce.

CITACE LITERATURY

[1] Bubák, A.: Numerical and experimental solution of control of technological systems. In Proceedings of the 10-th annual International Scientific and Technical Conference of under-graduate and post-graduate students - Radio-electronics, electrical and power engineering (REEPE-2004). March 2-3, 2004, Moscow, Russia. ISBN 5-87789-019-0

[2] Bubák, A.: The Simulation and optimization of the ball screw drives. In Intelligent Computation in Manufacturing Engineering 2004. Proceedings of the 4th CIRP International Seminar on Intelligent Computation in Manufacturing Engineering (CIRP ICME '04). 30 June – 2 July 2004, Sorrento, Italy. Editor: Roberto Teti. ISBN 88-87030-79-0

[3] Weck, M. et al. Effiziente Entwicklung von Werkzeugmachinen. Sborník. AWK – Wettbewerbsfaktor Produktionstechnik. WZL RWTH Aachen, 2002

[4] Souček, P., Bubák, A.: Vybrané statě z kmitání v pohonech výrobních strojů. ČVUT, Praha 2008. ISBN 978-80-01-04048-5

[5] Souček, P., Bubák, A.: Vysoce dynamické pohony – učební text pro studenty oboru výrobní stroje a zařízení a účastníky kurzu celoživotního vzdělávání Pohony výrobních strojů. VCSVTT

[6] Souček, P.: Servomechanismy ve výrobních strojích. ČVUT, Praha 2004. ISBN 80-01-02902-6

[7] Schäfers, E., Hamann, J., Tröndle, H. P.: Mechatronic Optimization, Analysis and Simulation of Machines. Reprint of a presentation given at the SPS/IPC/Drives 2001 exhibition. Siemens AG 2001. Order No. E20001-A250-P630-X-7600.

[8] Gross, H., Hamann, J., Wiegärtner G.: Electrical Feed Drives in Automation. Publicis MCD Corporate Publishing. Munich 2001.

[9] Bubák, A.: Zvyšování dynamiky a přesnosti posuvových os obráběcích strojů. Disertační práce. ČVUT, Praha 2004.

Ing. Antonín Bubák, Ph.D. Odborný životopis

Narozen	9.5.1976

Vzdělání

1990 – 1994	Gymnázium ve Žďáře nad Sázavou
1994 - 2000	fakulta strojní ČVUT v Praze, obor Aplikovaná mechanika
2000-2004	doktorské studium na Ústavu výrobních strojů fakulta strojní, ČVUT v Praze

Tituly, vědecké hodnosti

2000	Ing. na fakultě strojní ČVUT v Praze
2005	Ph.D. na fakultě strojní ČVUT v Praze

Zaměstnání

1994, 1998, 1999	ŽĎAS, a.s. Žďár nad Sázavou (vždy dvouměsíční praxe)
2000-2004	Výzkumné centrum strojírenské výrobní techniky a technologie při FS ČVUT v Praze,
2005-2006	ŽĎAS, a.s. (technický rozvoj)
2005-2007	Samostatné živnostenské podnikání v oboru výzkum a vývoj
od r. 2007	řídí vlastní firmu HYPRESS, s.r.o. specializující se na vývoj, konstrukci a výrobu hydraulických pohonů tvářecích strojů

Odborné zaměření

Hlavními odbornými zájmy jsou servomechanismy, pohony výrobních strojů, průmyslová hydraulika, modelování a simulace pohonů

Projekty, aktivity

Diplomová práce na téma Posouzení vlivu sklonu ostré vady na napjatost bezešvého potrubí DN300 metodou MKP, disertační práce na téma Zvyšování dynamiky a přesnosti posuvových os obráběcích strojů. V letech 2000-2005 se podílel na řešení projektu výzkumu a vývoje LN00B128 – Výzkumné centrum pro strojírenskou výrobní techniku a technologii.

V uplynulých 10 letech se stal tvůrcem či spolutvůrcem více než 30 realizovaných zařízení pracujících v tuzemsku i zahraničí (Rusko, Německo, Indie, Čína).

Autor či spoluautor více než 40 vědeckých prací publikovaných na národních či mezinárodních konferencích nebo v odborném tisku a 30 výzkumných zpráv. Spoluautor dvou výukových skript, lektor odborných kurzů. Vedoucí 5 diplomových a 6 bakalářských prací, člen komisí pro obhajobu diplomových i disertačních prací.