

THE AXIALLY COMPLIANT SUSPENSION FOR SECONDARY PARTS OF LINEAR MOTORS

A. Bubák*

Summary: *This paper deals with an axially compliant suspension for the secondary part of a linear motor. There are described its properties and discussed the possibilities of application for linear feed axes of machine tools.*

1. Úvod

Dlouhodobým trendem v oblasti obráběcích strojů je snaha o zvýšení jejich produktivity. S nástupem technologií vysokorychlostního obrábění (High Speed Cutting) se výrazně zvětšily nároky na dynamiku pohybových os. Přední světoví výrobci obráběcích strojů (OS) proto nahrazují tradiční nepřímé pohony lineárních os kuličkovými šrouby za přímé pohony lineárními motory. Hranice dosahovaných hodnot zrychlení, pro lineární osy s kuličkovými šrouby max. 1,2g, se tak posouvá směrem nahoru. V současné době se pohybuje na hodnotě 2g, přičemž dosažení vyšších hodnot závisí pouze na poměru tažné síly lineárního motoru ku hmotnosti pohyblivé hmoty. To vše se ovšem děje za cenu obrovských energetických nároků na pohon takové osy. Například pohon osy Y stroje MCFV5050 LN[†] vybavený dvěma lineárními motory umožňujícími při hmotnosti pohyblivé hmoty 600 kg dosáhnout zrychlení 2g odebírání při této hodnotě zrychlení proud $2I = ma / k_f = 600 \cdot 20 / 96 = 125 \text{ A}$! Lze ovšem prokázat [2], že tyto extrémní hodnoty zrychlení dosahované za cenu zvýšených pořizovacích i provozních nákladů se na tradičních konstrukcích OS využívají velmi zřídka a celkový čas obrábění nezkracují. Tento fakt vyplývá ze skutečnosti, že používané pohony nejsou schopny vyvodit požadované zrychlení skokem, nýbrž rampovým průběhem. Strmost této rampy je dána fyzikální veličinou γ_{yv} , definovanou jako časová derivace zrychlení:

$$e = \frac{da}{dt} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-3}], \quad 10 \text{ m} \cdot \text{s}^{-3} = 1 \text{ g} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1)$$

Lineární pohony (tj. lineární motory řízené kvalitní kaskádní regulací s feedforwardy) jsou schopny dosáhnout hodnot γ_{yv} řádově 10000-300000[‡] $\text{m} \cdot \text{s}^{-3}$ viz lit. [6]. Pokud se takovýto pohon umístí do stroje, který, jak tomu zatím v naprosté většině případů bývá, nemá speciálně přizpůsobenou konstrukci pro pohyby s vysokými hodnotami zrychlení a γ_{yv} , dochází při každé změně rychlosti pohyblivé hmoty k hlasitým rázům vyvozeným velikostí zrychlení odpovídajícími reakčními silami, které jsou z obchodního, ergonomického i životnostního hlediska stroje nepřijatelné. Proto je velikost maximálního γ_{yv} výrobcí OS softwarově snížena tak, aby zvukový účinek rázů reakčních sil zaniknul (pro pohyblivé hmoty v rozmezí 200-500 kg je tak $e \sim 1000 \text{ m} \cdot \text{s}^{-3}$ i méně). V podstatě se takto zmenšuje impulz reakční síly za čas,

* Ing. Antonín Bubák: Výzkumné centrum pro strojírenskou výrobní techniku a technologii, fakulta strojní, ČVUT v Praze; Horská 3; 128 03 Praha 2; tel.: +420.221 990 900, fax: +420.221 990 999; e-mail: a.bubak@remt.cvut.cz

[†] MCFV5050LN je první český stroj vybavený lineárními motory. Byl vyvinut ve spolupráci Ústavu výrobních strojů fakulty strojní ČVUT v Praze a společnosti Tajmac-ZPS Zlín a oživen v roce 2000.

[‡] Velikost γ_{yv} je závislá na časové konstantě proudové smyčky a hmotnosti pohyblivé hmoty.

kterým by se příslušná změna rychlosti realizovala při skokovém (obdélníkovém) průběhu zrychlení. Tím se ovšem jednak prodlužuje čas potřebný ke změně rychlosti pohybu a zároveň se snižuje využití maximálního zrychlení. Na obr. 1 je znázorněno několik časových průběhů zrychlení a a příslušných průběhů rychlosti v při zrychlení z klidu na rychlost v_p . Z obrázku je dobře patrné, jak se snižující se hodnotou ryvu klesá podíl času t_a , při kterém se využívá maximálního zrychlení a_{max} , ku celkovému akceleračnímu času T . Lze dokonce najít takový průběh c), při kterém se maximální zrychlení dosáhne pouze „bodově“, nebo se v horším případě vůbec nedosáhne d). Lze spočítat, že na stroji s omezením velikosti ryvu $e = 1000 \text{ m.s}^{-3}$ a max. zrychlením $a_{max} = 2g$ se toto zrychlení začne využívat pro změny rychlosti větší než

$$v_p \geq \frac{a_{max}^2}{e} = \frac{20^2}{1000} = 0,4 \text{ m/s} = 24 \text{ m/min.}$$

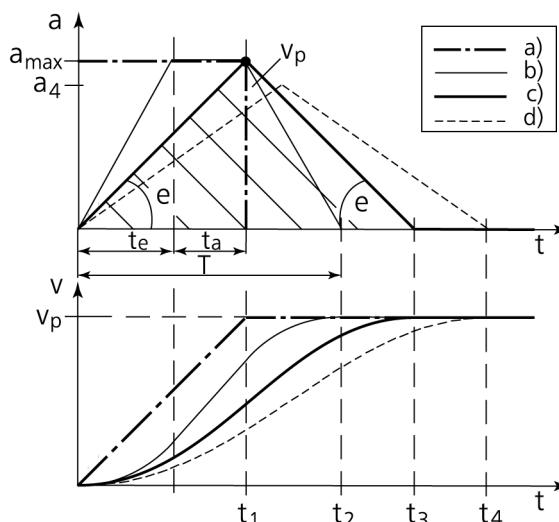
Vypočtená hodnota rychlosti je ovšem daleko za hranicí posuvových rychlostí které se při technologiích HSC využívají pro obrábění ocelí či mědi. V úvahu by připadala pouze pro obrábění slitin hliníku při použití speciálních nástrojů. Prakticky se instalované maximální zrychlení využije pouze pro rychloposuvy (80 m/min) a to ještě v případě, je-li pro zrychlení k dispozici dráha větší než

$$l \geq \frac{1}{2} v_p \left(\frac{v_p}{a_{max}} + \frac{a_{max}}{e} \right) = \frac{1}{2} 1,33 \left(\frac{1,33}{20} + \frac{20}{1000} \right) = 58 \text{ mm.}$$

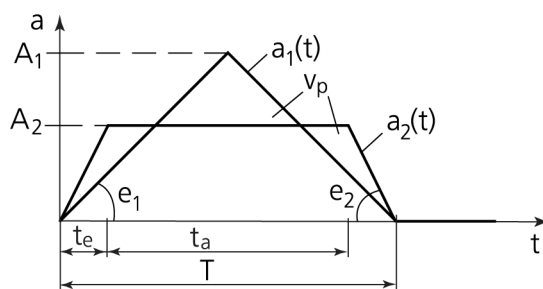
Předpokládejme dále dva různé časové průběhy zrychlení podle obr. 2. Oba znamenají shodnou změnu rychlosti za stejný čas T . Vzájemně se liší délkou času, při kterém se využívá maximální zrychlení a_{max} (dále značené A_i), což lze vyjádřit hodnotou tzv. časové účinnosti zrychlení definované následovně

$$\eta_{at} = \frac{t_a}{T} = \frac{v_p e - A^2}{A^2 - v_p e}, \quad \eta_{at} \in \langle 0; 1 \rangle. \quad (2)$$

V případě průběhu $a_1(t)$ s nižším ryvem e_1 se max. zrychlení A_1 využívá právě s nulovou časovou účinností. Průběh $a_2(t)$ má naopak ryv e_2 vyšší, proto může být hodnota max. zrychlení A_2 nižší a tudíž efektivněji využívána. Při porovnání Jouleova tepla příslušného oběma průběhům (2), které se zmaří v elektrickém motoru, vyplývá, že průběh $a_2(t)$, tedy **průběh s vyšším ryvem a nižším zrychlením, je vždy z hlediska množství zmařené energie v pohonu úspornější.**



Obr.1: Porovnání časových průběhů zrychlení v závislosti na velikosti ryvu



Obr.2: Srovnávané průběhy zrychlení

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{\int_0^T RI_2^2(t)dt}{\int_0^T RI_1^2(t)dt} = \frac{\int_0^T \frac{Rm^2}{k_f^2} a_2^2(t)dt}{\int_0^T \frac{Rm^2}{k_f^2} a_1^2(t)dt} = \frac{\int_0^T a_2^2(t)dt}{\int_0^T a_1^2(t)dt} = \frac{1+2\eta_{at}}{(1+\eta_{at})^2} < 1, \quad (2)$$

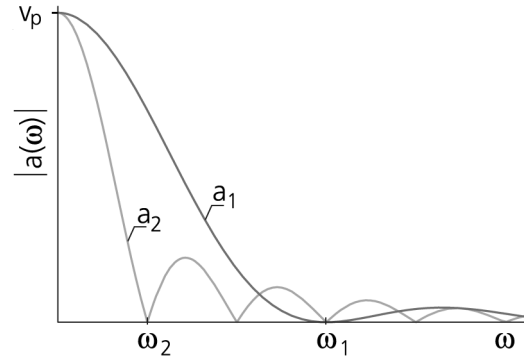
kde R je odpor vinutí primáru motoru, m hmotnost pohyblivé hmoty a k_f silová konstanta motoru.

Jiným srovnávacím kritériem obou průběhů může být velikost pásma buzení jejich amplitudového spektra. Z integrální Fourierovy transformace obou neperiodických pulzů vyplývají pro amplitudová spektra funkce (3), (4) zobrazené na obr. 3.

$$|a_1(\omega)| = \frac{2e_1}{\omega^2} \left(\cos\left(\frac{A_1}{e_1}\omega\right) - 1 \right) \quad (3)$$

$$|a_2(\omega)| = \frac{2e_2}{\omega^2} \sqrt{\left(\cos\left(\frac{A_2}{e_2}\omega\right) - 1 \right) \left(\cos\left(\frac{v_p}{A_2}\omega\right) - 1 \right)}. \quad (4)$$

První minimum amplitudového spektra, k němuž je velikost pásma buzení vztažena, se zjistí z podmínky $|a_i(\omega)| = 0$. Pro lichoběžníkový průběh zrychlení vychází dvě skupiny kořenů. Lze prokázat, že nejnižší „nulové“ frekvenci odpovídá výraz A_2/v_p [Hz]. S použitím (2) pak vychází podíl frekvence ω_2 odpovídající prvnímu minimu lichoběžníkového průběhu vždy nižší, než první frekvence prvního minima trojúhelníkového průběhu ω_1 .



Obr. 3: Amplitudová spektra

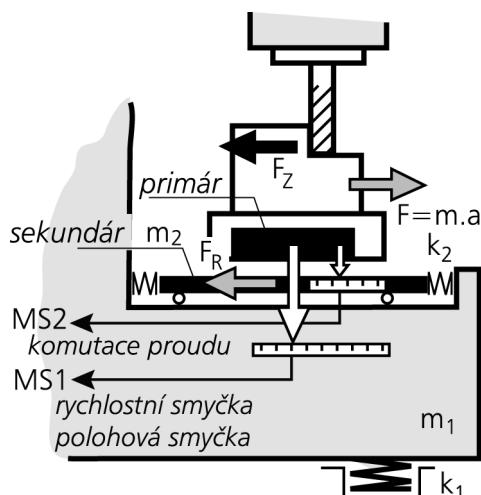
$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\frac{A_2}{v_p} 2\pi}{\frac{e_1}{A_1} 2\pi} = \frac{1-\eta_{at}}{1+\eta_{at}} \leq 1 \quad \forall 0 \leq \eta_{at} \leq 1 \quad (5)$$

Z toho pro příslušné průběhy reakčních sil $F_R(t) = m \cdot a_i(t)$ vyplývá závěr, že **průběh s vyšším ryvem a nižším zrychlením vybuze nižší spektrum frekvencí rámu stroje**.

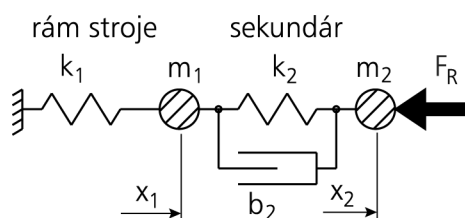
Uvedené závěry ukazují, že **alternativní cestou ke zvyšování dynamiky posuvových os zvýšením zrychlení může být cesta zvýšení ryvu**. Zatímco zvýšení zrychlení znamená z hlediska konstrukčních změn především zabudování výkonnějšího motoru nebo odlehčení pohyblivých hmot, zvýšení ryvu je otázkou vypořádání se s rázovými účinky reakčních sil, což je problém mnohem složitější. Přesto existuje celá řada způsobů, jak zvýšení ryvu úpravami konstrukce či celé koncepce OS docílit viz lit. [1], [3]. Mnohé z těchto úprav neznamenají žádné zvýšení provozních nákladů, v některých případech lze docílit dokonce jejich snížení, což je zcela jistě správným směrem.

Pružné uložení sekundárního dílu lineárního motoru

Pružné uložení sekundárního dílu lineárního motoru (tzv. zákluzový princip) je jeden ze způsobů umožňujících zvýšení ryvu pohyblivé hmoty bez výrazného nárůstu zatížení konstrukce stroje rázovými účinky reakční síly. Spočívá v axiálně pružném uložení sekundárního dílu lineárního motoru dle obr. 4, který jinak normálně bývá pevně uchycen k loži stroje. Z hlediska správné činnosti synchronního lineárního motoru z toho vyplývá nutnost vybavit motor navíc zvláštním komutačním snímačem, zařazeným mezi primár a sekundár* (v obr.4 MS2). Poloha a rychlost stolu vůči loži zůstává řízena přes odměřování MS1 s velmi jemným rozlišením $<1\mu m$. Vlastnosti proudové regulace motoru jsou podrobně popsány v lit. [6].



Obr. 4: Realizace pružného uložení sekund. dílu LM v pohyb. ose OS



Obr. 5: Dynamický model uložení

Z dynamického hlediska znamená zákluzový princip zařazení dalšího stupně volnosti pružného sekundáru mezi reakční silový účinek motoru F_R a konstrukci stroje. V následujícím textu bude proveden rozbor dynamických vlastností této soustavy s ohledem na možnosti aplikace principu v konstrukcích lineárních pohybových os obráběcích strojů.

Uvažujme nejprve netlumenou dvojhmotovou soustavu dle obr. 5 ($b_2=0$). Pohybové rovnice soustavy v maticovém tvaru mají tvar

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ F_R \end{bmatrix}, \quad (4)$$

kde m_1 je hmotnost stroje, k_1 tuhost jeho uložení k základům, m_2 hmotnost pohyblivé platformy sekundáru a k_2 tuhost jeho uložení. Pro amplitudy výchylek $x_1(\omega)$, $x_2(\omega)$ platí

$$x_1(\omega) = \frac{1}{m_1 m_2} \frac{k_2}{(\omega^2 - \omega_1^2)(\omega^2 - \omega_2^2)} F_R, \quad (5)$$

$$x_2(\omega) = \frac{1}{m_1 m_2} \frac{k_1 + k_2 - m_1 \omega^2}{(\omega^2 - \omega_1^2)(\omega^2 - \omega_2^2)} F_R. \quad (6)$$

Z výrazu (5) je zřejmé, že amplituda vynucených kmitů lože $x_1(\omega)$ se pro konečné hodnoty vlastních frekvencí ω_1 , ω_2 dvouhmotové soustavy nemůže pro žádnou frekvenci ω rovnat nule! Nelze tedy nalézt takové naladění sekundáru, které by ustálené vynucené kmitání lože zcela eliminovalo. V tom se tento princip liší od principu dynamického hltiče. Vzhledem k tomu, že hmotnosti m_1 , m_2 obvykle nelze příliš měnit, jedinou možností vedoucí ke snížení amplitudy $x_1(\omega)$ je snížení tuhosti uložení sekundáru k_2 , čímž se ovšem zvětšuje jeho zdvih jež mívá

* U pevného sekundárního dílu mohl pro komutaci sloužit snímač polohy v polohové zpětné vazbě. (MS1)

konstrukční omezení. Kromě toho zde existuje riziko rezonančního kmitání v případě změny frekvence budící síly, se kterou je nutné u pohybové osy obráběcího stroje nutně počítat.

Z rozboru činnosti proudové regulace (lit. [6]) vychází potřeba vybavit pružné uložení sekundáru viskózním tlumičem, jehož součinitel poměrného tlumení se pohybuje v rozmezí $\varsigma = 0,2 \dots 0,7$. Pohyb soustavy z obr. 5 s uvažováním tlumení sekundáru při zanedbání tlumení v uložení lože stroje je popsán rovnicemi

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_2 & -b_2 \\ -b_2 & b_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ F_2 \end{bmatrix}. \quad (7)$$

Fourierovou transformací (7) se obdrží frekvenční přenos mezi výchylkou lože a silou motoru

$$X_1(j\omega) = \frac{j b_2 \omega + k_2}{(-m_2 \omega^2 + j b_2 \omega + k_2)(-m_1 \omega^2 + j b_2 \omega + k_1 + k_2) - (j b_2 \omega + k_2)^2} F_2(j\omega), \quad (8)$$

který lze pomocí bezrozměrných veličin vyjádřit výrazem

$$\frac{X_1(j\omega)}{x_{1st}} = \frac{p^2 + j 2 \varsigma p \eta}{(p^2 - \eta^2)(1 - \eta^2) - \mu p^2 \eta^2 + j 2 \varsigma p \eta (1 - \mu \eta^2 - \eta^2)}, \quad (9)$$

kde bylo zavedeno označení η pro naladění, X_1/x_{1st} pro poměrnou výchylku, poměr frekvencí p , poměr hmot μ a ς pro poměrné tlumení

$$x_{1st} = \frac{F_2}{k_1}, \quad \eta = \frac{\omega}{\Omega_1}, \quad \Omega_1 = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}}, \quad \Omega_2 = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}}, \quad p = \frac{\Omega_2}{\Omega_1}, \quad \mu = \frac{m_2}{m_1}, \quad \varsigma = \frac{b_2}{2 m_2 \Omega_2}. \quad (10)$$

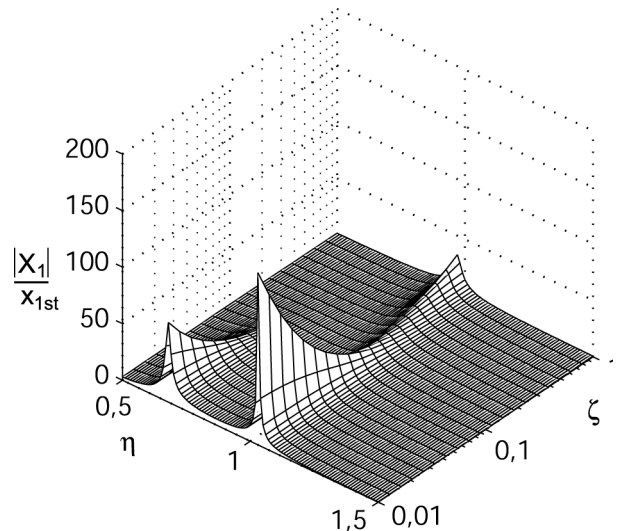
Pro poměrnou amplitudu kmitů stroje, kterou je třeba minimalizovat, pak platí

$$\chi = \left| \frac{X_1(j\omega)}{x_{1st}} \right| \quad (11)$$

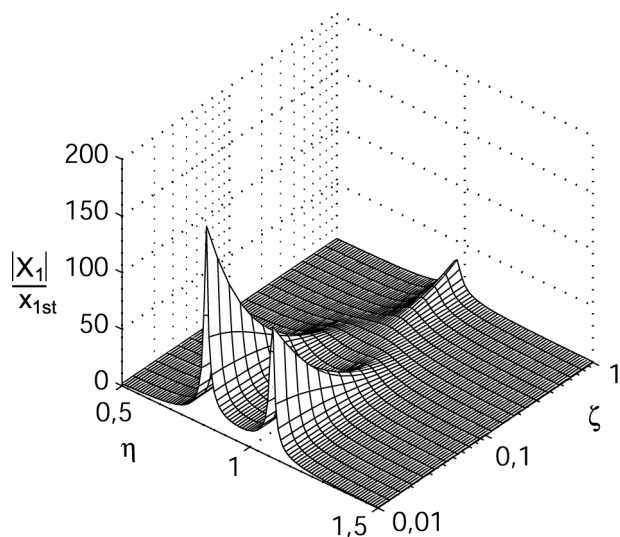
Při hledání optima je třeba brát ohled na to, že velikosti jednotlivých veličin jsou do značné míry předurčeny velikostí stroje a poměrně stísněným konstrukčním prostorem pro platformu sekundáru a jeho zdvih daný tuhostí pružného uložení. Syntéza pružného uložení sekundáru je ukázána na příkladu zkušebního stavu STD1 s jednou lineární pohybovou osou poháněnou lineárním motorem LISK 120P-5911-NH VUES Brno. Maximální tažná síla motoru 5300 N a špičkový proud 38 A umožňují při hmotnosti pohyblivé hmoty stolu 130 kg dosáhnout maximálního zrychlení 3g a max. rychlosti 120 m/min. Hmotnost celého stavu $m_1 = 1500$ kg, hmotnost desky osazené permanentními magnety sekundáru $m_2 = 70$ kg, poměr hmot je tedy roven $\mu = 0,047$. Maximální relativní statická výchylka sekundáru (12) nesmí z konstrukčních důvodů překročit 15 mm.

$$x_s = x_2 - x_1 = F_R / k_2 \quad (12)$$

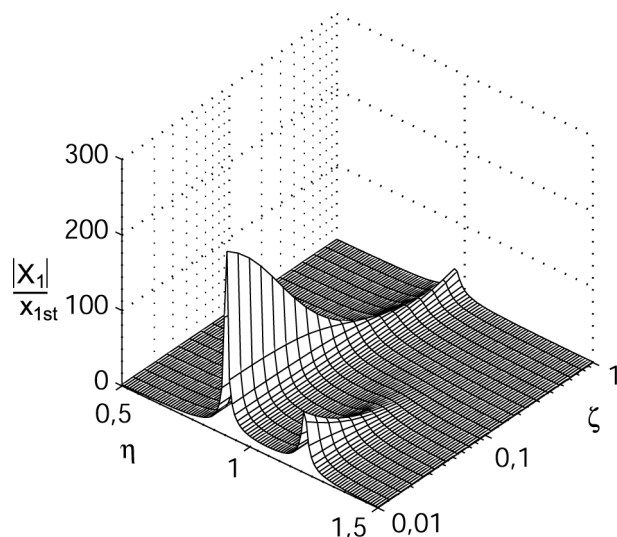
Volitelným parametrem tedy zůstává poměr vlastních frekvencí p a poměrné tlumení ς . Závislost poměrné amplitudy kmitů stroje χ na naladění η a poměrném tlumení ς pro různé hodnoty parametru p je na obr. 6-8.



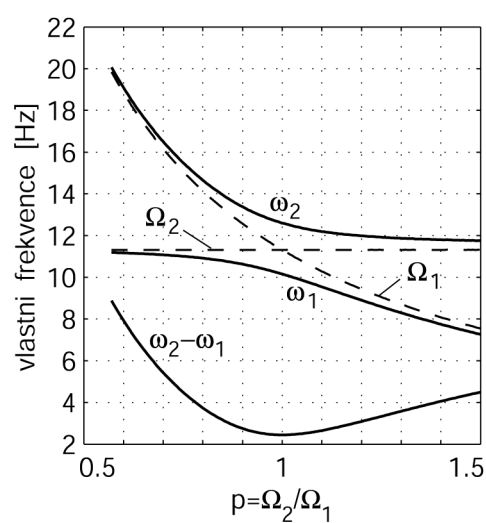
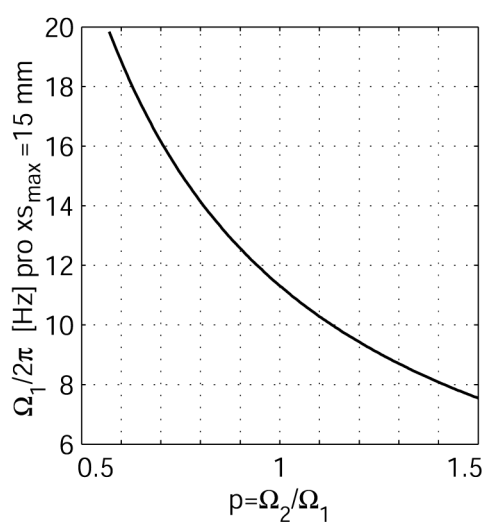
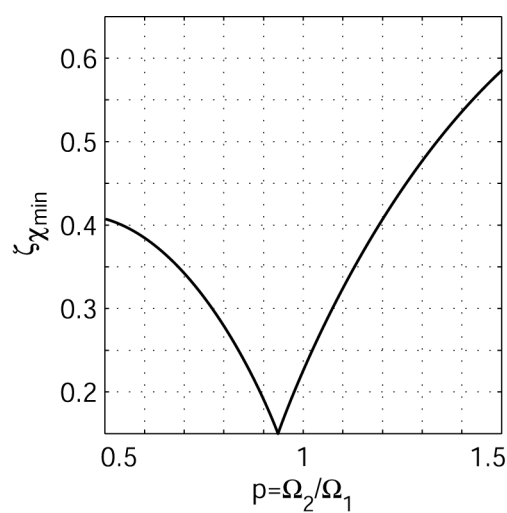
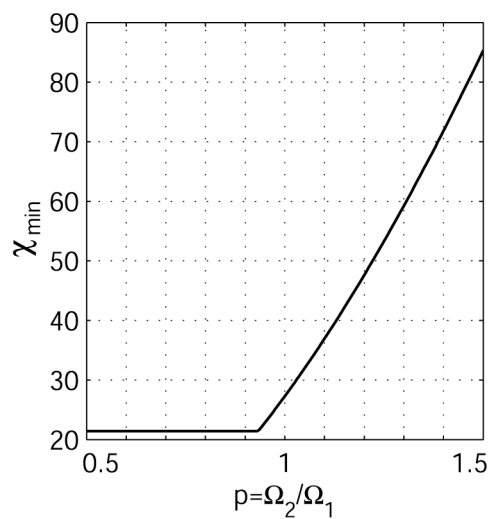
Obr.6: Poměrná amplituda kmitů pro $p=0,7, \mu=0,047$



Obr.7: Poměrná amplituda kmitů pro $p=0,93$, $\mu=0,047$



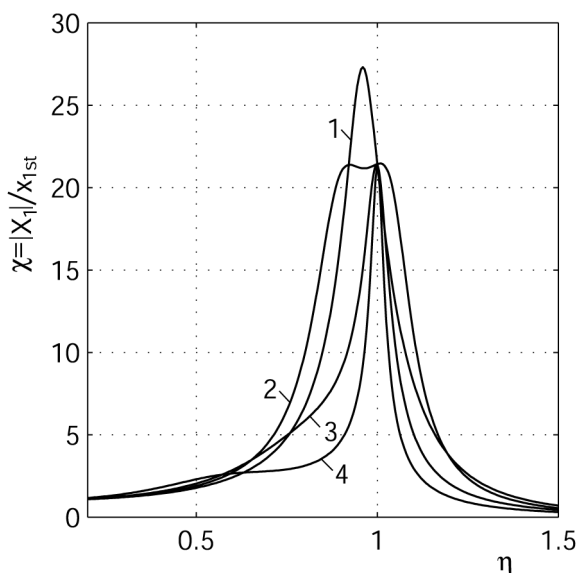
Obr.8: Poměrná amplituda kmitů pro $p=1,1$, $\mu=0,047$



Obr. 9: Vliv velikosti součinitele p

V každém z grafů na obr. 6-8 lze nalézt takovou hodnotu součinitele ζ , pro kterou je maximum funkce $\chi = \chi(\eta)_{\zeta=\text{konst}}$ minimem (označ. $\chi_{\min}$) pro všechny hodnoty ζ . Tuto hodnotu ζ dále označenou $\zeta_{\chi_{\min}}$ lze považovat za optimální pokud spadá do intervalu $\zeta = 0,2 \dots 0,7$. Závislost $\chi_{\min}$ a $\zeta_{\chi_{\min}}$ na velikosti součinitele p je na obr. 9 v grafech nahoře. Průběh $\chi_{\min}(p)$ je zde konstantní až do hodnoty $p=0,93$ a pak začne monotónně růst. Tuto skutečnost potvrzují funkce $\chi = \chi(\eta)_{\zeta=\zeta_{\chi_{\min}}}$ na obr. 10. Důvodem je to, že pro $p>1$ je sekundár dynamicky tužší (v obr.8 přísluší sekundáru menší z obou „kopců“), jeho tlumící účinek je proto menší a tudíž jsou výchylky stále větší. Úplného uklidnění lože však dosáhnout nelze. Funkce $\zeta_{\chi_{\min}}(p)$ má výrazné minim $0,14$ pro $p=0,93$. Z hlediska volby ζ je vhodné preferovat spíše nižší hodnoty vzhledem k nežádoucí produkci tepla, ke kterému při tlumení ve viskózních tlumičích dochází. Na obr. 9 vpravo dole jsou v závislosti na p vyneseny vlastní frekvence ω_1 , ω_2 netlumené dvojhmotové soustavy (4).

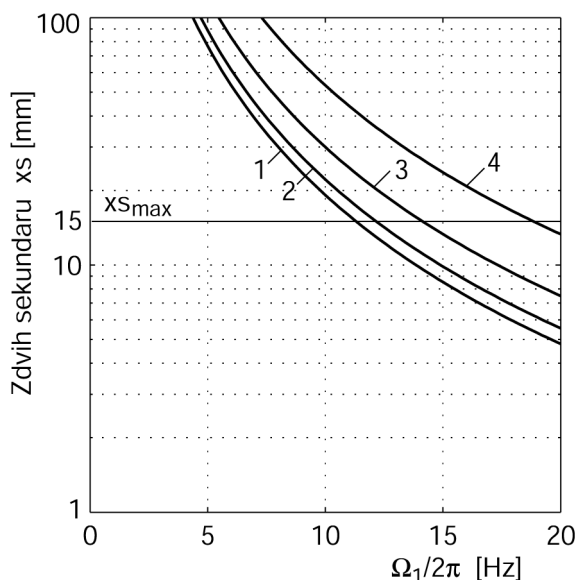
Konečná volba p závisí na volbě tuhosti uložení stroje a maximální dovolené statické výchylce sekundáru x_s . Vzájemnou závislost ukazuje graf na obr. 11 a 9 vlevo dole. Se zvyšující se hodnotu p je pro dodržení max. zdvihu x_s nutné zvyšovat vlastní frekvenci pružného uložení stroje Ω_1 , což může znamenat konstrukční komplikace s realizací pružných prvků. Vyjít je třeba z provozních frekvencí pohybové osy stroje. Naladění je pak vhodné volit tak, aby bylo dostatečně daleko (nad nebo pod) od rozsahu pracovních frekvencí pohyblivé osy stroje. Tento požadavek lze bezpečně zajistit pro specializované stroje s předem definovaným rozsahem pracovních cyklů jako např. pohyblivou osu nožových saní soustruhu pro obrábění nekrhových tvarů (pístů, vaček) nebo pro stůl brusky určené k rovinnému broušení. Pracovní pohyby těchto os, při použití standardních lineárních motorů s max. dosažitelnou hodnotou zesílení v polohové smyčce $K_v < 400/s$, mohou dosahovat frekvence až 60 Hz.



Obr. 10: Poměrná amplituda kmitů pro různé hodnoty součinitele p a ζ

Vysvětlivky:

- 1) $p=1$, $\mu=0,047$, $\zeta=\zeta_{\chi_{\min}}=0,23$
- 2) $p=0,93$, $\mu=0,047$, $\zeta=\zeta_{\chi_{\min}}=0,14$

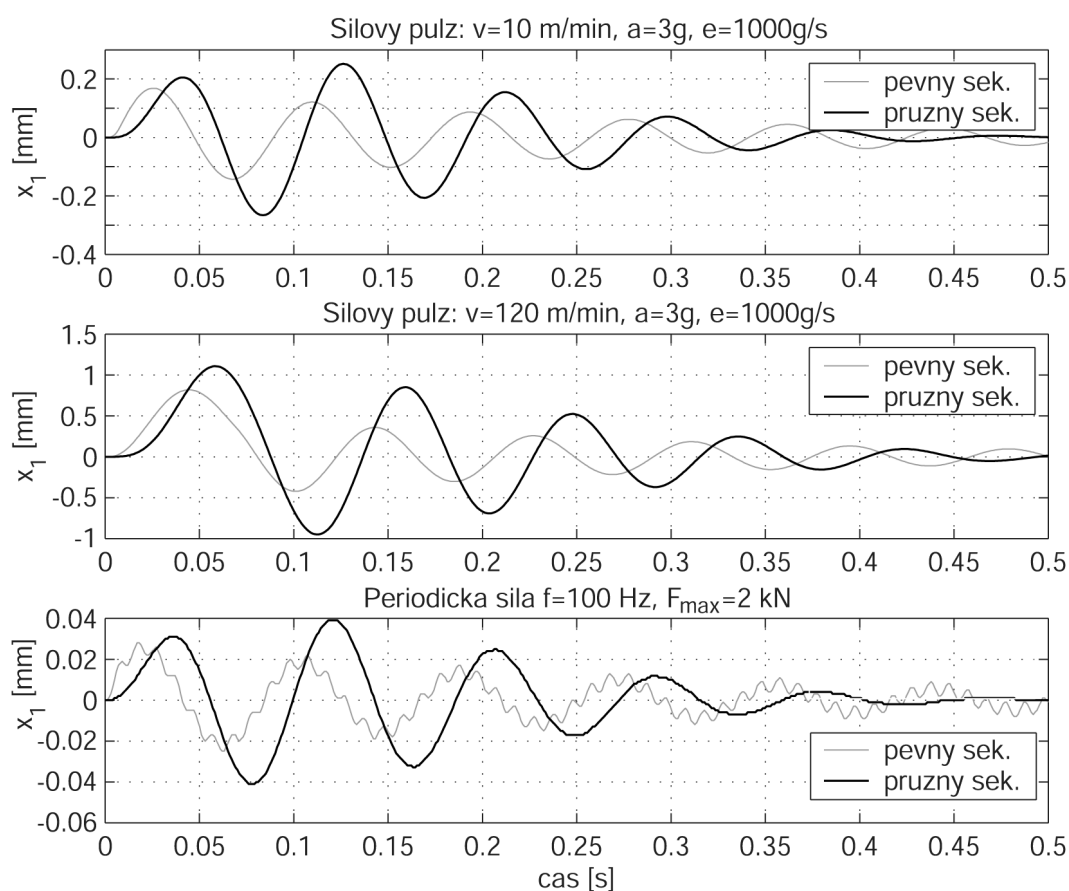


Obr. 11: Závislost relativní stat. výchylky sekundáru na vlastní frekvenci pružného lože pro různé hodnoty souč. p a ζ

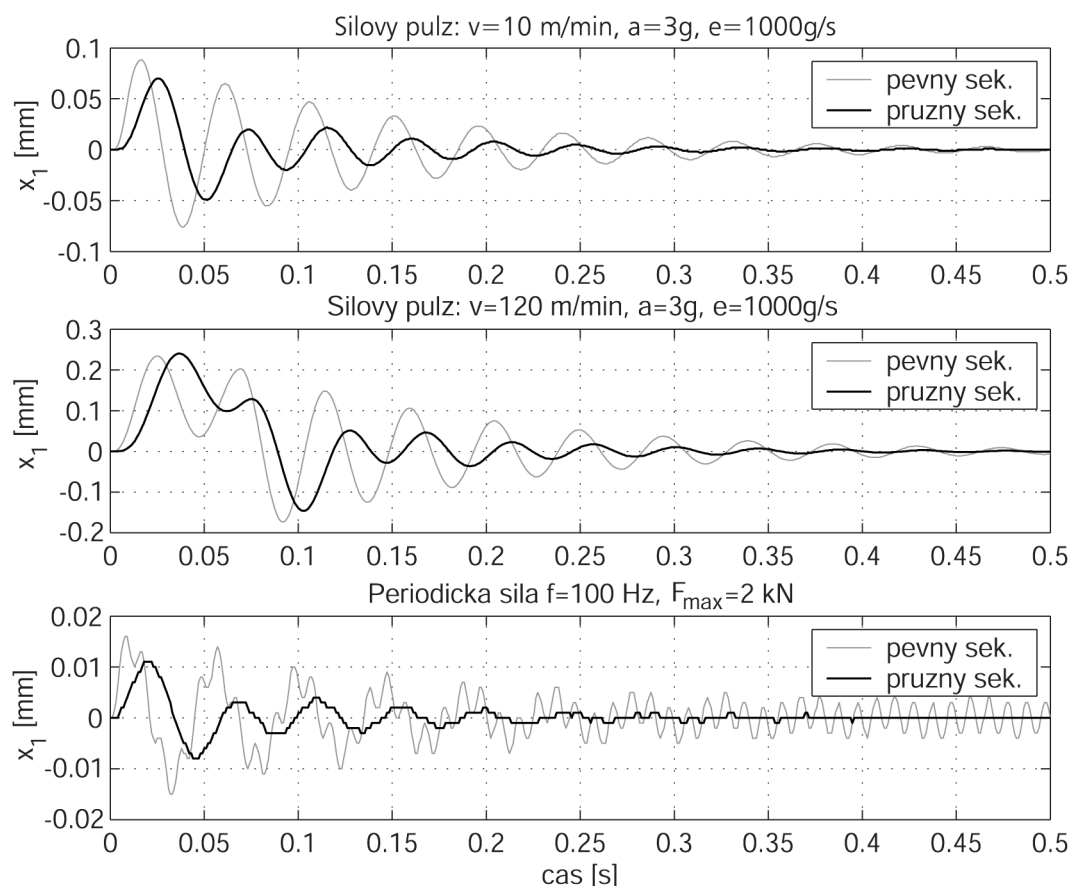
- 3) $p=0,8$, $\mu=0,047$, $\zeta=\zeta_{\chi_{\min}}=0,3$
- 4) $p=0,6$, $\mu=0,047$, $\zeta=\zeta_{\chi_{\min}}=0,38$

Pro pohybovou osu frézovacího centra je však otázka naladění soustavy podstatně komplikovanější. Pracovní pohyby se totiž skládají jednak z pohybů harmonických při objíždění kruhové dráhy o max. frekvenci přibližně 10 Hz , a dále z lineárních pohybů, jejichž projevem jsou silové pulzy znázorněné na obr. 2 (průběh síly F_R je dán součinem $m \cdot a(t)$). Pásmo frekvenčního buzení silových pulzů (obr. 3) je poměrně široké. Minimální hodnota je dána poměrem $a_{\max}/v_p$ a např. pro osu s max. zrychlením $3g$ a max. rychlostí 120 m/min činí 15 Hz ! Maximální hodnotu lze odhadnout vztahem $e/a_{\max}$, což pro osu s rytem 1000 g/s dává 333 Hz . Zde je ovšem podstatně nižší amplituda frekvenčního spektra. Ta je dána součinem $m \cdot v_p$. Pro případ maximální velikosti pásma buzení je $v_p = a_{\max}^2/e = 5\text{ m/min}$, tedy 24 krát menší. Obecně však lze říci, že pro reálnou hodnotu frekvence pružného uložení stroje $\Omega_l < 50\text{ Hz}$ vyvolá jakýkoliv lineární pohyb osy přechodový režim kmitání lože stroje na frekvenci, která odpovídá jeho naladění. Vzhledem k tomu, že mezi max. rychlostí pohonu, využívanou pouze při rychloposuvech, a oblastí pracovních rychlostí ($< 20\text{ m/min}$) je relativně velký rozdíl, ukazuje se jako vhodné, když vrchol poměrné amplitudy kmitů v obr. 10 daný frekvencí Ω_l leží za frekvencí danou minimální velikostí pásma buzení silovým pulzem:

$$\Omega_l \geq \frac{a_{\max}}{v_{p \max}}. \quad (13)$$



Obr. 12: Přechodové charakteristiky pro **variantu 1** při zatížení silovým pulzem a periodickou řeznou silou



Obr. 13: Přechodové charakteristiky pro **variantu 2** při zatížení silovým pulzem a periodickou řeznou silou

Předpoklad (13) potvrzuje i následující příklad numerického výpočtu. Porovnávány jsou přechodové charakteristiky soustavy dle obr. 5 při odezvě na:

- lichoběžníkový silový pulz při rozjezdu na rychlost 10 m/min se zrychlením $3g$ a ryvem $1000g/s$ (pásmo buzení 180 Hz , $F_{\max}=30.130=3900 \text{ N}$);
- lichoběžníkový silový pulz při rozjezdu na rychlost 120 m/min se zrychlením $3g$ a ryvem $1000g/s$ (pásmo buzení 15 Hz , $F_{\max}=30.130=3900 \text{ N}$);
- harmonický silový účinek reprezentující náhlé zatížení řeznou silou s frekvencí 100 Hz o amplitudě $F_{\max}=2000 \text{ N}$

pro dvě varianty naladění:

Varianta 1. - vrchol poměrné amplitudy kmitů spadá do frekvenčního pásma buzení silového pulzu (15 Hz) pro urychlení pohyblivé hmoty (130 kg) na max. rychlost (120 m/min) maximálním zrychlením ($3g$) a ryvem $1000g/s$.

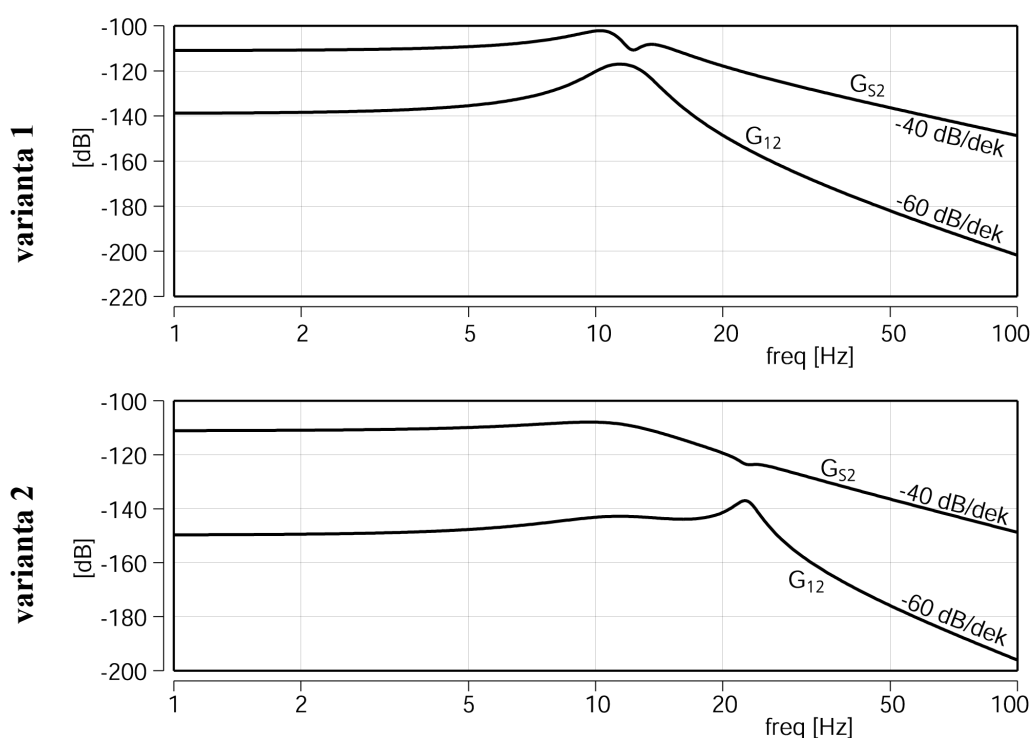
$p=0,93$, $\Omega_1=12,2 \text{ Hz}$, $\mu=0,047$, $\zeta=0,2$, $k_1=8,8 \cdot 10^6 \text{ N/m}$, $k_2=360 \cdot 10^3 \text{ N/m}$, $b_2=2000 \text{ N.s/m}$.

Varianta 2. - vrchol poměrné amplitudy kmitů je nad frekvenčním pásmem buzení silového pulzu (15 Hz) pro urychlení pohyblivé hmoty (130 kg) na max. rychlost (120 m/min) max. zrychlením ($3g$) a ryvem $1000g/s$.

$p=0,6$, $\Omega_1=22,8 \text{ Hz}$, $\mu=0,047$, $\zeta=0,38$, $k_1=30,8 \cdot 10^6 \text{ N/m}$, $k_2=360 \cdot 10^3 \text{ N/m}$, $b_2=3800 \text{ N.s/m}$.

Frekvence pružného uložení sekundáru $\Omega_2=11,4 \text{ Hz}$ je pro obě varianty shodná. Při výpočtu bylo do modelu zahrnuto malé tlumení v uložení lože o hodnotě $\zeta_1=0,05$. Vyšetřované lichoběžníkové průběhy silových účinků jsou idealizované. Reálně je jejich průběh deformován dynamickými vlastnostmi regulace a případně nelinearitami typu proudového omezení či tření.

Výsledky jsou vyneseny v grafech na obr. 12 a 13. V každém z grafů jsou vzájemně srovnávány vždy průběhy s pevným a pružným sekundárem při shodné frekvenci pružného uložení lože Ω_l . Ze získaných výsledků je zřejmé, že pružné uložení sekundáru je z hlediska potlačení amplitudy kmitání lože přínosem pouze u varianty 2 pro každý ze tří zkoumaných průběhů budících sil. V případě varianty 1 se jeho přítomnost projeví negativně zvětšením kmitání lože. Tento závěr nelze ovšem považovat za obecně platný, protože by bylo třeba vyšetřit odezvy na více druhů budících silových účinků. Hlavní význam pružného sekundáru zřejmě spočívá ve zmenšení frekvenčního pásma buzení silového pulzu reakční síly, což je evidentní zejména u odezvy na zatížení od periodické řezné síly. Podrobné zkoumání vlastností pružného uložení sekundáru bude předmětem dalších teoretických i experimentálních výzkumů.



Obr. 14: Amplitudové-frekvenční charakteristiky pro obě varianty (přenos sekundáru $G_{s2}=xs/F_R$, přenos lože $G_{l2}=x_l/F_R$)

Literatura

- [1] Souček, P., Bubák, A.: *Vysoce dynamické pohony posuvů obráběcích strojů*. Sborník. SpOS, Praha, 2002. ISBN 80-238-8426-3
- [2] Bubák, A., Smolík, J., et al.: *Posouzení možností využití vysokých zrychlení u obráběcích strojů pro HSC*. [Výzkumná zpráva 02-06-02] VCSVTT, Praha 2002.
- [3] Bubák, A., Smolík, J.: *Moderní koncepce pohybových os obráběcích strojů pro technologie HSC*. Technik, duben 2003.
- [4] Brebta, R., Půst, L., Turek, F.: *Mechanické kmitání*. Praha. Sobotáles, 1994.
- [5] Slavík, J., Stejskal, V., Zeman, V.: *Základy dynamiky strojů*. Praha. ČVUT 1997.
- [6] Souček P., Bubák, A.: *Control aspects of linear motors with an axially compliant suspension of their secondary part*. Sborník příspěvků mezinárodní konference Inženýrská mechanika 2003.

Tyto výsledky byly získány za finančního přispění Ministerstva školství, mládeže a tělovýchovy v rámci podpory projektu výzkumu a vývoje LN00B128.