

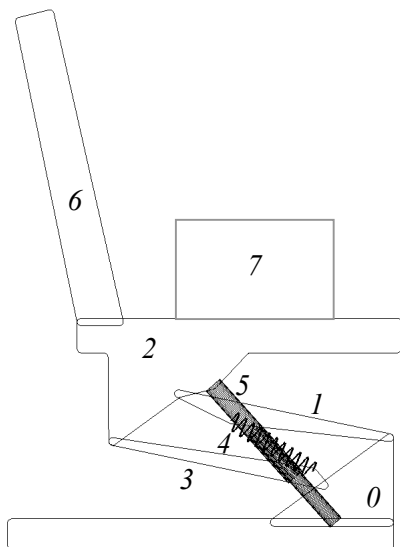
SUBHARMONIC RESONANCE OF SOME VIBROISOLATED SYSTEM

Jana LOUDOVÁ, Josef MEVALD, Jan ŠKLÍBA *

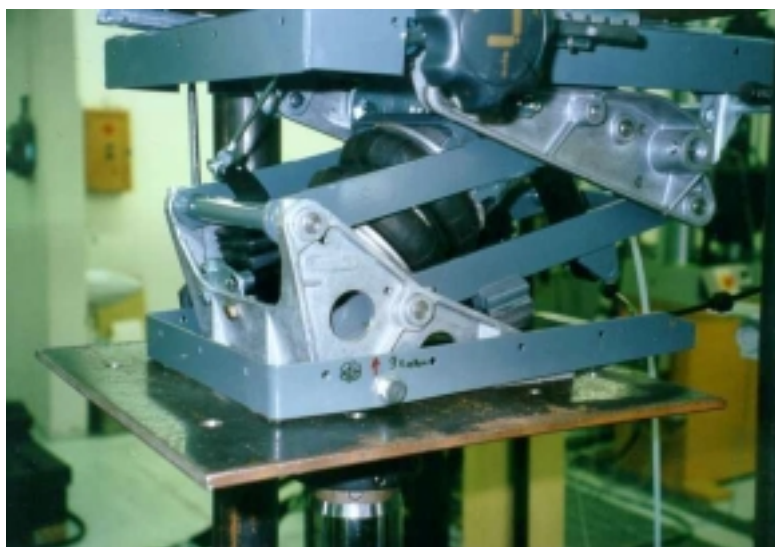
Summary: *There is possible to start a subharmonic resonance by kinematic excitation of a drive seat base if a stationary position of a parallelogram-mechanism of a drive seat is adjusted near to an extreme position. This resonance depends on the fact that the spring rubber stop-member comes to its function during vibration. There was analysed an influence of damper adjustment passive resistances (Coulomb friction).*

1. Úvod

Při teoretickém i experimentálním vyšetřování kinematicky buzeného pružícího mechanismu sedačky řidiče byly registrovány určité anomálie související s působením některých silně nelineárních členů v tomto dynamickém systému. V případě, že je rovnovážná poloha (výška) sedačky nastavena do jedné z krajních poloh, zapojuje se při kmitání pružícího mechanismu příslušný dorazový pryžový člen, což vede ke vzniku vedlejší rezonance, jejíž závislost na tlumení a pasivních odporech vyšetříme.



Obr. 1 Zjednodušené schéma sedačky řidiče s mechanismem typu paralelogram



Obr. 2 Pružící podstavec sedačky s pneumatickou vlnovcovou pružinou a hydraulickým tlumičem umístěný na zkušebním zařízení v hydrodynamické laboratoři

* Ing. Jana Loudová, Doc. Ing. Josef Mevald, CSc., Prof. RNDr. Jan Šklíba, CSc., Katedra mechaniky, pružnosti a pevnosti, Fakulta strojní, Technická univerzita v Liberci, Hájkova 6, 461 17 Liberec, tel.: 048/5354148, e-mail: jana.loudova@vslib.cz, josef.mevald@vslib.cz, jan.skliba@vslib.cz.

2. FORMULACE ÚLOHY

Při analýze vycházíme ze systému, odvozeného např. v pracích [4], [5], který je upraven po vyloučení nadbytečné proměnné na nelineární diferenciální rovnici druhého řádu ve tvaru

$$I \cdot \ddot{\varphi}_1 = - \left[m_2 \cdot g + A \cdot \ddot{y}_B \right] \cdot L_1 \cdot \cos(\varphi_1 - \nu) - F_p(\xi_p) \cdot \frac{\partial \xi_p}{\partial \varphi_1} - F_t(\xi_t) \cdot \frac{\partial \xi_t}{\partial \varphi_1} - Mt \cdot \text{sign } \dot{\varphi}_1,$$

kde jsme zavedli následující značení:

- I - výsledný moment setrvačnosti mechanismu: $I = 4 I_1 + (m_1 + m_2) L_1^2$,
- A - konstanta: $A = 2 m_1 + m_2$,
- φ_1 - polohový úhel ramene paralelogramu,
- m_1 - hmotnost ramene paralelogramu,
- m_2 - hmotnost sedáku a zátěže,
- y_B - budící výchylka,
- g - gravitační zrychlení,
- L_1 - délka ramene paralelogramu,
- F_p - výsledná směrná síla pneumatické pružiny a dorazového bloku,
- ξ_p - deformace pneumatické pružiny,
- F_t - síla hydraulického tlumiče,
- ξ_t - okamžitá výchylka tlumiče,
- Mt - výsledný moment pasivních odporů v kloubech pružícího mechanismu.

V práci [5] byly odvozeny závislosti ξ_p a ξ_t na polohovém úhlu ramene paralelogramu φ_1 :

$$\xi_p = \sqrt{c_2^2 + c_3^2 + L_0^2 + 2c_2c_3 \cos(\pi - \gamma_2 - \gamma_3) - 2L_0[c_2 \cos(\varphi_1 - \gamma_2) + c_3 \cos(\pi - \varphi_1 - \gamma_3)]} - Lp,$$

$$\xi_t = \sqrt{b^2 + n^2 - 2bn \cdot \cos(\varphi_1 + \beta + \mu)} - Lt,$$

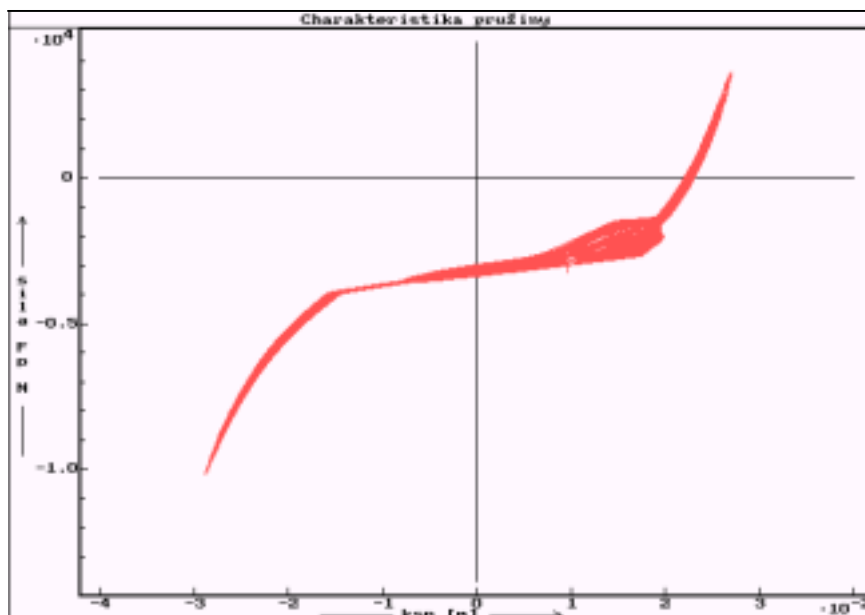
$$\text{kde } n = \sqrt{L_1^2 + a^2 - 2L_1a \cdot \cos(\varphi_1 - \alpha)}, \quad \mu = \arccos \frac{L_1 - a \cdot \cos(\varphi_1 - \alpha)}{n}$$

a $c_2, c_3, L_0, Lp, \gamma_2, \gamma_3, \alpha, \beta$ jsou známé geometrické parametry mechanismu. Příslušné převodové funkce jsou dány:

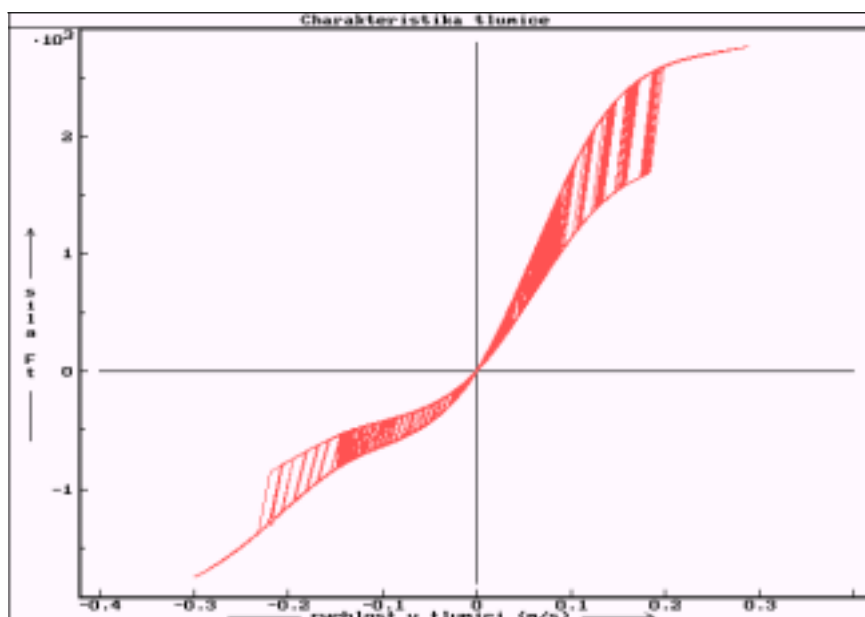
$$\frac{\partial \xi_p}{\partial \varphi_1} = \frac{L_0 \cdot [c_2 \cdot \sin(\varphi_1 - \gamma_2) - c_3 \cdot \sin(\pi - \varphi_1 - \gamma_3)]}{\sqrt{c_2^2 + c_3^2 + L_0^2 + 2c_2c_3 \cdot \cos(\pi - \gamma_2 - \gamma_3) - 2L_0[c_2 \cdot \cos(\varphi_1 - \gamma_2) + c_3 \cdot \cos(\pi - \varphi_1 - \gamma_3)]}},$$

$$\frac{\partial \xi_t}{\partial \varphi_1} = \frac{[n - b \cdot \cos(\varphi_1 + \beta + \mu)] \cdot \frac{\partial n}{\partial \varphi_1} + bn \cdot \sin(\varphi_1 + \beta + \mu) \cdot \left(\frac{\partial \mu}{\partial \varphi_1} + 1 \right)}{\sqrt{b^2 + n^2 - 2bn \cdot \cos(\varphi_1 + \beta + \mu)}}.$$

Na obr. 3 je záznam průběhu charakteristiky výsledné směrné síly (experimentálně zjištěné) pro případ, že pneumatická pružina je v rovnováze s tíhou $m_2=100\text{kg}$ v blízkosti horního silentblokového dorazu; nastavená výška sedačky odpovídá rovnovážné stacionární hodnotě $\varphi_1=53,5^\circ$. Na obr. 4 je zachycen průběh rychlostní charakteristiky tlumiče $F_t = F_t(d\zeta/dt)$.



Obr. 3



Obr. 4

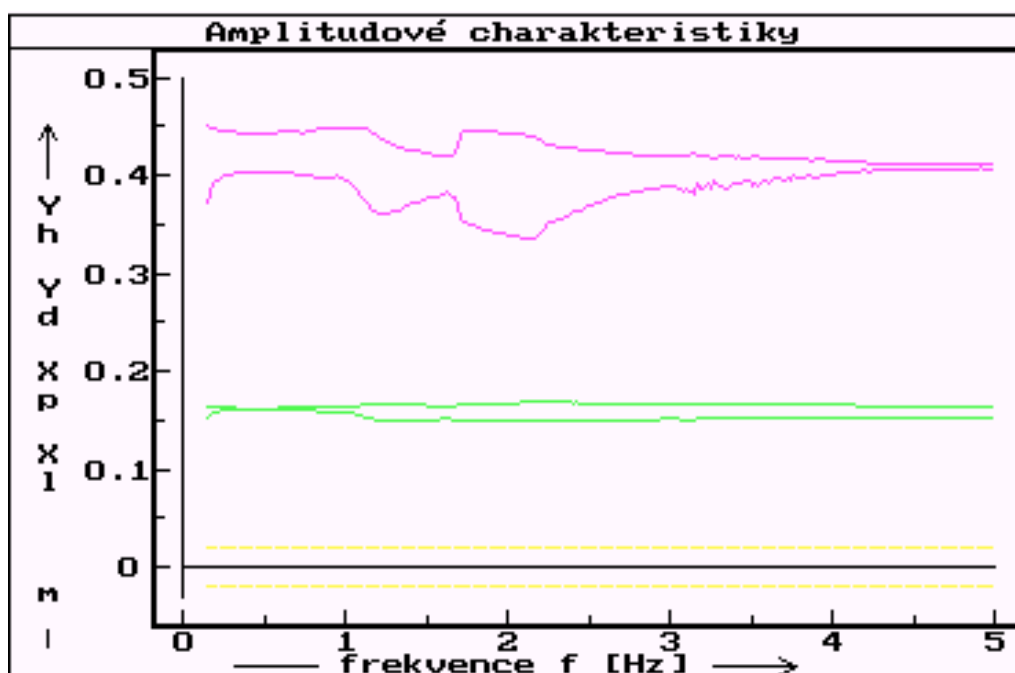
Obě uvedené charakteristiky byly nahrazeny spline-funkcemi. Náhradu lze provést také regresními polynomy, které jsou vhodné pro analytické řešení.

Velikost momentu pasivních odporů byla určena z šířky hystereze statické zatěžovací charakteristiky (viz. [5]) s tím, že tato veličina byla vodítkem pro jednotlivé alternace momentu.

3. VÝSLEDKY NUMERICKÉ SIMULACE

Na obr. 5 až 8 jsou zaznamenány kvazistacionární amplitudové charakteristiky složek kmitů těžiště sedáku při nastavení rovnovážné polohy sedačky v blízkosti horního dorazu.

a) Pro úlohu vyšetření vlivu tlumení realizovaného hydraulickým tlumičem byly simulovány alternativy rychlostní charakteristiky na obr. 4, charakterizované koeficientem k_{TL} . Ze záznamů rozdílných amplitudových charakteristik na obr. 5, 6 je patrný vliv snížení tlumení projevující se výrazně v první i druhé subharmonické rasonanci.



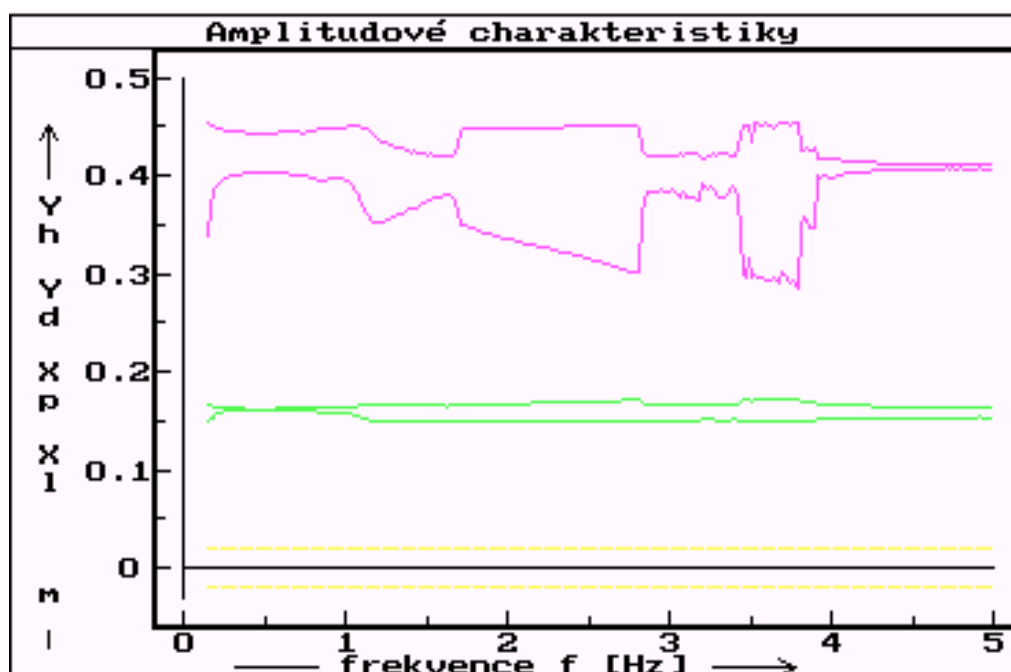
$$m_2 = 100 \text{ kg}$$

$$k_{PR} = 0.70$$

$$k_{TL} = 1.05$$

$$Mt = 0 \text{ Nm}$$

Obr. 5



$$m_2 = 100 \text{ kg}$$

$$k_{PR} = 0.70$$

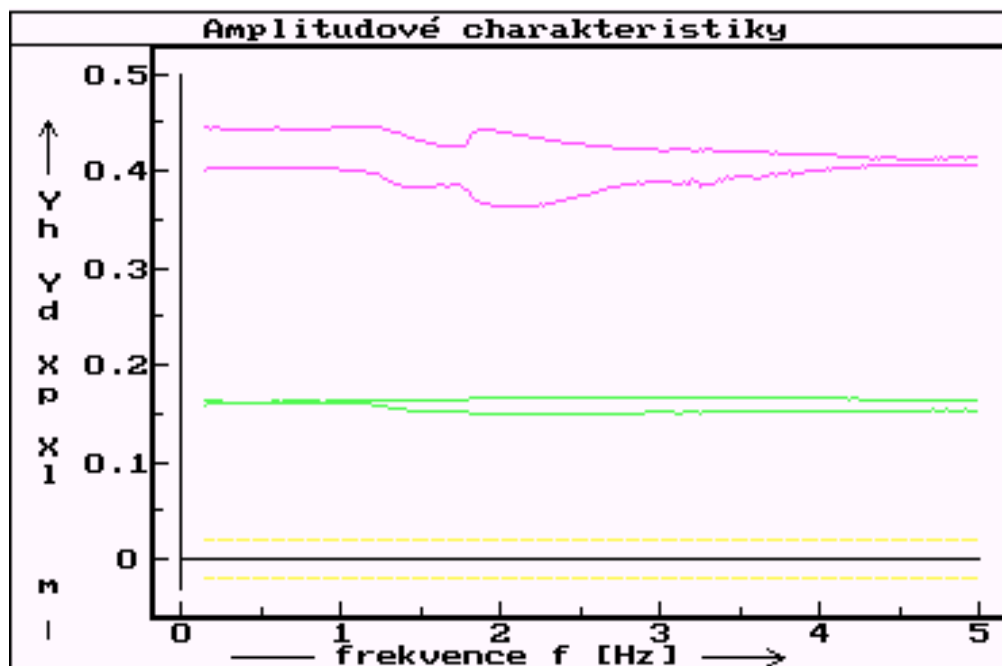
$$k_{TL} = 0.95$$

$$Mt = 0 \text{ Nm}$$

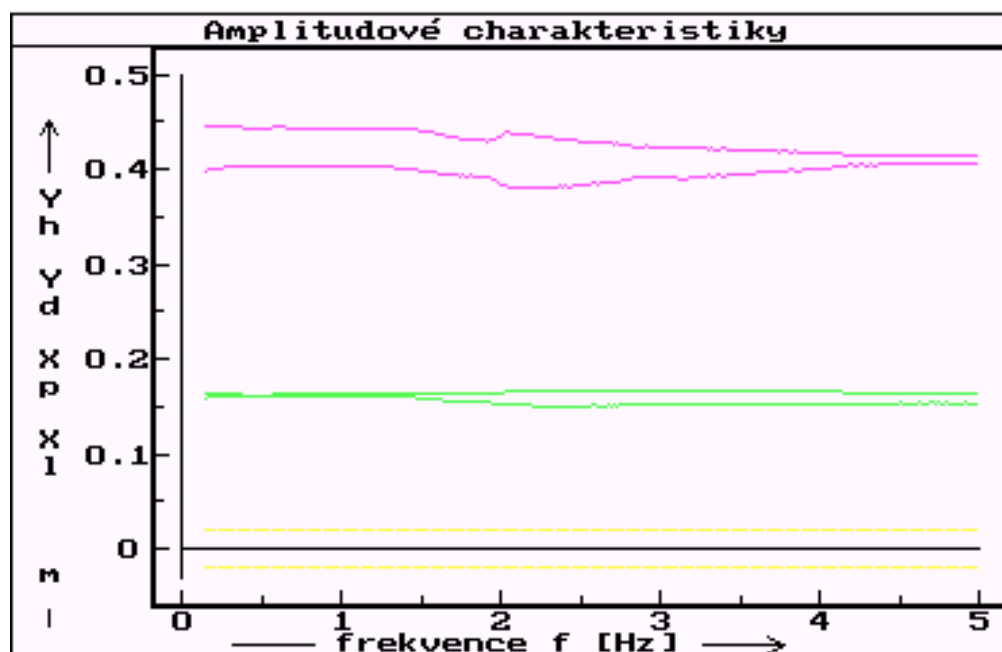
Obr. 6

b) Při simulaci vlivu velikosti pasivních odporů vycházíme především z experimentálně prověřeného poznatku, že pasivní odpory vytváří určité pásmo necitlivosti, uvnitř něhož není hodnota relativní výchylky φ_1 definována. Teprve když frekvence kinematického buzení překoná hodnotu ω_k , při níž moment budících účinků je větší než moment pasivních odporů, dochází k relativnímu pohybu a přenosová funkce se „odtrhává“ od nuly.

Vliv zvyšování pasivních odporů v kloubech vyšetřovaného mechanismu je možné posoudit srovnáním charakteristik na obr. 6 se záznamy řešení na obr. 7, 8, kde jsou výrazně potlačeny jak hlavní, tak vedlejší rezonance.



Obr. 7



Obr. 8

4. ZÁVĚR

Pokud je stacionární poloha paralelogramového mechanismu sedačky řidiče nastavena do blízkosti krajní polohy, může dojít při kinematickém buzení podstavce k subharmonické rezonanci. Ta je podmíněna tím, že při kmitání sedáku přichází do funkce pryžový dorazový člen. Byly vyšetřeny vliv nastavení charakteristiky hydraulického tlumiče a vliv pasivních odporů. Výsledky numerické simulace ukázaly, že oblast subharmonické rezonance velmi podstatně závisí na nastavení tlumiče. Při vyšším tlumení se zachovává první subharmonická rezonance (řádu 1/2) se sníženou amplitudou, zatímco druhá subharmonická rezonance (řádu 1/3) zcela vymizí. Kvalitativně stejný vliv má zvýšení pasivních odporů v kloubech mechanismu.

Tato práce vznikla s podporou výzkumného záměru Ministerstva školství, mládeže a tělovýchovy CEZ: MSM 2421 00003 Interakce vibroizolačního objektu s člověkem a okolním prostředím.

This work was supported by the Ministry of Education of Czech Republic – Project CEZ: MSM 2421 00003.

5. LITERATURA

- [1] Šklíba J., Mastník Z.: Aplikace přestavitelného tlumiče v dynamickém systému sedačky řidiče, Inženýrská mechanika 98, mezinárodní konference, Svratka 1998, str. 739-745.
- [2] Loudová J.: Dynamická analýza mechanismu sedačky řidiče, Aplikovaná mechanika 2000, mezinárodní konference, TU Liberec 2000, str. 253-258.
- [3] Šklíba J., Loudová J.: On a Next Possibility of the Accuracy of a Driver Seat Model, Inženýrská mechanika 2000, mezinárodní konference, Svratka 2000, díl II str. 121-126.
- [4] Loudová J., Mevald J.: Simulace dynamických dějů sedačky řidiče, VIII. International Conference on the Theory of Machines and Mechanisms, TU Liberec 2000, str. 395-400.
- [5] Loudová J.: K problematice mechanismu řízeného vibroizolačního systému sedačky řidiče, grantová zpráva projekt VS 97085 Řízené vibroizolační systémy, TU Liberec 2000.