

Národní konference s mezinárodní účastí INŽENÝRSKÁ MECHANIKA 2002

13. – 16. 5. 2002, Svratka, Česká republika

STANOVENÍ SILOVÝCH ÚČINKŮ PRUŽÍCÍCH A TLUMÍCÍCH PRVKŮ MECHANISMU SEDAČKY

Loudová Jana, Mevald Josef, Zůbek Tomáš

The paper presents a determining of the real power characteristics of non axial loaded pneumatic spring, hydraulic damper, spring rubber stop-members and two-point belts for dynamic simulation models of base spring parallelogram-mechanism of a driver's seat. Processed dates are obtained from measuring in hydrodynamic laboratory. The results of solution on computer simulation models are compared with experimental tests on the real driver's seat.

1. Úvod

Zkušenosti renomovaných firem z automobilového průmyslu často ukazují, že některé výpočtové simulace úspěšně nahrazují mnohé nákladnější a časově náročnější experimenty na reálných objektech. Základním problémem každé takové simulace je správná volba a výstižný popis simulačního modelu. Vibroizolační systémy sedaček řidiče s pneumatickými pružinami patří mezi nelineární systémy, u kterých se využití analytických metod omezuje na zvláštní případy zjednodušených variant. Uplatňují se zde metody simulační, které umožňují vyšetřovat dynamické chování vhodně zjednodušených rovinných i prostorových modelů systémů a mohou tak přinášet cenné informace pro úpravu konstrukce, popř. pro experimentální výzkum reálného systému.

V předchozích pracích autorů byly publikovány dva základní simulační modely pružícího mechanismu podstavce sedačky řidiče typu paralelogram s mimoosově



Vibroizolační systém Obr.1 sedačky řidiče s mechanismem typu paralelogram umístěný na hydropulsním testovacím zařízení v hydrodynamické laboratoři. Na detailu pružícího postavce jsou patrné tlumící pružící а prvky mechanismu dvouvlnová pneumatická řízená pružina, hydraulický tlumič, pryžové dorazy a zádržný pás

Ing. Jana Loudová, Doc.Ing. Josef Mevald, CSc., Katedra mechaniky, pružnosti a pevnosti, Ing. Tomáš Zůbek, Hydrodynamická laboratoř, Fakulta strojní, Technická univerzita, Hálkova 6, 461 17 Liberec, Česká republika, e-mail: jana.loudova@vslib.cz, josef.mevald@vslib.cz, tomas.zubek@vslib.cz

zatěžovanou řízenou pneumatickou dvouvlnou pružinou, hydraulickým tlumičem, pryžovými dorazovými členy a zádržnými pásy. Jednalo se jednak o numerickou simulaci analyticky popisovaného rovinného modelu mechanismu v programovém prostředí Famulus, jednak o výpočtovou simulaci dynamického chování prostorového modelu v prostředí ADAMS. Prezentovány byly geometricky přesné a koncepčně výstižné výpočtové modely, pro které byly charakteristiky jednotlivých pružících a tlumících prvků převzaty v zjednodušeném popisu jednak ze starších typů sedaček, jednak odhadnuty z výsledného chování pružícího podstavce.

Pro posouzení reálného dynamického chování uvedeného vibroizolačního systému sedačky řidiče nové koncepce s využítím zmíněných výpočtových modelů jsme přistoupili k významnému zpřesnění popisu silových účinků uvedených pružících a tlumících prvků. Příspěvek prezentuje experimentální zjišťování potřebných charakteristik měřením v hydrodynamické laboratoři.

2. Zpřesnění popisu silových účinků pružících a tlumících prvků

V simulačních modelech prezentovaných v pracích [6] až [12], tj. jak v rovinném modelu mechanismu simulovaném v programovém prostředí Famulus popisovaném vlastní pohybovou rovnicí

$$I_{RED} \cdot \ddot{\varphi} + (A \cdot \ddot{y}_B + m_2 \cdot L_1 \cdot g) \cdot \cos \varphi = -F_P(\xi_P) \cdot \frac{\partial \xi_P}{\partial \varphi} - F_t(\dot{\xi}_t) \cdot \frac{\partial \xi_t}{\partial \varphi} - M_T \cdot sign \dot{\varphi} ,$$

tak i v prostorovém výpočtovém modelu dynamického chování sedačky v prostředí ADAMS (obr.2) byl zahrnut silový účinek všech pružících prvků - pneumatické pružiny, dolních a horních pryžových dorazů, zádržného pásu ve společné charakteristice. Silové působení těchto prvků bylo převedeno na výslednou ekvivalentní charakteristiku osové síly pružiny vyjádřené v závislosti na deformaci pneumatické pružiny v osovém směru $F_P(\xi_P)$. Tímto je dána pro všechny uvedené prvky také společná převodová funkce. Silový účinek hydraulického tlumiče popisovala tzv. stacionární charakteristika udávající závislost tlumící síly na rychlosti v tlumiči.

Ve skutečnosti je tlumící síla funkcí polohy, rychlosti a zrychlení v tlumiči. Výsledný momentový účinek pasivních sil byl odhadnut.

Koncepce výpočtového modelu sedačky s mimoosově zatěžovanou pneumatickou pružinou je velkou měrou závislá na popisu silových účinků pružiny a na způsobu jejich měření. Proto nejprve v následujícím odstavci uvedeme některé možné přístupy k měření silových účinků mimoosově zatěžované pneumatické pružiny a odpovídajícímu využití dat z měření v simulačních modelech.

Obr.2 Prostorový model sedačky řidiče vytvořený v prostředí ADAMS



3. Silové účinky pneumatické pružiny v sedačce řidiče

Jednočinná pneumatická pružina vlnovcová, vaková či hadicová pracuje vždy s předpětím, které odpovídá zatížení sedačky a nastavené výšce; statickému zatížení přísluší vnitřní přetlak pružiny p_p , efektivní plocha pružiny S_e a její objem V. Uložení pružiny v mechanismech sedačky je obvykle voleno s ohledem na vhodný převod silových účinků tak, že s výchylkou sedačky z rovnovážné polohy ukotvená čela pružiny konají vzájemně obecný rovinný pohyb (např. u některých konstrukcí sedačky s nůžkovým mechanismem), resp. obecný rovinný translační pohyb (např. u sedačky s mechanismem typu paralelogram). Tato skutečnost poněkud komplikuje vyšetřování silových účinků působících mezi pružinou a mechanismem sedačky s ohledem na jejich popis v matematických či simulačních modelech. Uvedeme některé navrhované postupy. Uvažujeme zde mechanismus typu paralelogram; postup pro jiné typy je obdobný.

3.1. Měření silových účinků pružiny na testeru

Tester v hydrodynamické zkušebně – viz obr. 3a), 3b), popsaný v práci [7] umožňuje vyšetřovat silové účinky při mimoosovém zatěžování pneumatické pružiny. Z měření obdržíme kromě normálové síly F také tečnou sílu T v rovině horního čela pružiny společně s ohybovým momentem M, jakožto funkce relativních souřadnic Hp (relativní výška středů čel pružiny), Vp (vyosení středů čel pružiny), vzájemného sklonu čel α a přetlaku p_p . Vzájemné působení měřených a vyšetřovaných složek sil mezi testerem a pružinou je patrné z obr.4.

Obvykle je vhodné vycházet z nastaveného přetlaku p_{pn} , který odpovídá nominálnímu statickému zatížení sedačky a z odpovídajících hodnot Hp_n , Vp_n a α_n . Měřením obdržíme pro zvolené posloupnosti hodnot Hp, Vp, α ze tří silových snímačů účinky: výslednou sílu F_v ve směru normály k hornímu čelu, tečnou sílu T a sílu F_{Mh} příslušnou ohybovému momentu v horním čelu.

Z uvedených údajů vychází normálová síla

$$F = F_v - F_{Mh},$$
$$M_h = F_{Mh}.r,$$

ohybový moment v horním čelu

resp. ohybový moment v dolním čelu

$$M_d = T.Hp - M_h,$$

přičemž r je rameno snímače síly F_{Mh} a Hp značí rameno síly T podle obr.4a). Pokud v simulačním modelu uvažujeme soustředěné silové účinky do středů obou čel pružiny, bude

$$M_d = T.Hp - M_h + F.Vp$$
,

kde Vp je rameno síly F, která má směr normály k hornímu čelu, viz obr.4b). Poznamenejme, že při $\alpha=0$ je

$$M_d = M_h = (F.Vp + T.Hp) / 2 .$$

Uvedeme některé postupy měření silových účinků při mimoosovém zatěžování pneumatické pružiny s ohledem na odpovídající možnosti využití výsledků experimentů v simulačních modelech.



Obr.3 Tester pro mimoosové zatěžování pneumatických pružin v laboratoři a) celkový pohled na tester b) zástavba pružiny na testeru



Obr.4 Schéma měření silových účinků při mimoosovém zatěžování pneumatické pružiny na testeru v laboratoři

3.1.1 Měření složek sil při zvolené posloupnosti změn mimoosového zatěžování

V práci [7] je uveden postup měření, kdy při nastaveném tlaku $p=p_0$ ve střední poloze a alternativně měněném $x=x_0$, $\alpha=\alpha_0$ jsou snímány veličiny [M,F,T,p,y] při harmonickém kmitu y s danou amplitudou realizovaném hydrodynamickým pulsátorem. Při zpracování výsledků měření nelze graficky zobrazit v E5 "nadplochy" aproximující silové veličiny ve tvaru regresních polynomů ve čtyřech proměnných. Pro zobrazení v E3 byl zvolen postup, kdy ze záznamů měření se pro zvolené p_0 zobrazuje posloupnost ploch $[F=F(y,\alpha),x]$, $[T=T(y,\alpha),x]$, $[M=M(y,\alpha),x]$. Zobrazené závislosti odpovídající měření na hadicové pružině Continental ukazují, že závislost přídavných účinků T a M na geometrické konstelaci je silně nelineární, přičemž absolutní hodnota Ta M je relativně malá vzhledem k normálové síle F. Poznamenejme, že v práci [7] se značí Vp=x, Hp=y, $\alpha=\delta$.

Z uvedeného postupu měření a příslušného (pro simulace poměrně složitého) matematického popisu je však zřejmé, že možnost využití v simulačních výpočtech by bylo spojeno se značnými obtížemi již vzhledem k tomu, že nelze využívat superpozice, jak připomíná poznámka v práci [10]. Kromě toho je třeba připomenout, že pro dané či navrhované uložení pružiny v uvažovaném mechanismu je stejně jako odst. 3.1.2 nezbytné pro popis silových účinků v matematickém modelu stanovit z geometrie posloupnost vzájemně svázaných hodnot Hp_i , Vp_i , α_i , i=1 až N, jako funkce proměnné charakterizující pohyb mechanismu sedačky, např. sklonu ramene φ u paralelogramu, či jako funkce svislé vzdálenosti δ sedáku od podlahy u nůžkového mechanizmu. Výpočty požadovaných hodnot z popisu silových účinků polynomy ve čtyřech, popř. ve třech proměnných by byly při simulačních výpočtech těžkopádné.

3.1.2 Měření složek sil při mimoosovém zatěžování odpovídající ukotvení pružiny v mechanismu sedačky a popis účinků v simulačním modelu

Vycházíme vždy z daného nebo navrhovaného uložení pneumatické pružiny v mechanismu sedačky, kdy pro měření silových účinků připravíme z geometrických vztahů posloupnost odpovídajících hodnot Hp_i , Vp_i , α_i , i=1 až N, které odpovídají krokované hodnotě proměnné φ , resp. δ .

K měření opět využijeme výše popsaný tester v hydrodynamické zkušebně, přičemž pro daný nominální přetlak p_{pn} při postupně nastavovaných hodnotách α_i , Vp_i , Hp_i , i=1až N, se z naměřených hodnot F_{Vi} , T_i , F_{Mhi} vyhodnocují výše uvedeným postupem silové účinky F_i , T_i , M_{hi} , M_{di} . Vzhledem k tomu, že u mechanismu typu paralelogram posloupnost hodnot $Vp_i=Vp(\varphi_i)$, $Hp_i=Hp(\varphi_i)$, α_i =konst., je funkcí zvolené proměnné, např. úhlu sklonu φ ramen paralelogramu vzhledem k vodorovné rovině, obdržíme z měření posloupnosti hodnot $F(\varphi_i)$, $T(\varphi_i)$, $M_h(\varphi_i)$ a $M_d(\varphi_i)$, které již můžeme snadno aproximovat vhodnými polynomy či spliny, takže pro simulace máme k dispozici jednoduchý popis silových účinků pneumatické pružiny spojitými funkcemi jedné proměnné $F(\varphi)$, $T(\varphi)$, $M_h(\varphi)$ a $M_d(\varphi)$.

Zastavěná pružina při měření na testeru v hydrodynamické zkušebně má několik charakteristických stavů, tj. výchozí nominální polohu, polohu maximálního stlačení a polohu minimálního stlačení (maximálního roztažení). Poloze pružiny s maximálním stlačením přísluší i maximální vyosení středů čel, kdy se vlnovec v dolní krajní poloze nabaluje na spodní čelo pružiny. Nabalování pravděpodobně ovlivňuje zvětšení pasivních sil charakteru suchého tření.





CHARAKTERISTIKY TEČNÉ SÍLY T DVO UVLNO VCO VÉ PNEUMATICKÉ PRUŽINY



PO RO VNÁNÍ CHARAKTERISTIK MOMENTŮ HO RNÍHO ČELA M_h A DO LNÍHO ČELA M_d DVO UVLNO VCO VÉ PNEUMATIC KÉ PRUŽINY



Pro minimalizaci chyb měření a potvrzení jeho správnosti bylo provedeno dvojí měření. Závislost normálové síly na polohovém úhlu ramene paralelogramu od vodorovné roviny $F=F(\varphi)$ je patrná z obr.5. Obdobně je na obr.6 průběh tečné síly $T=T(\varphi)$. Obr.7 ukazuje porovnání průběhu momentu přenášeného horním čelem $M_h=M_h(\varphi)$ a průběhu momentu přenášeného dolním čelem $M_d=M_d(\varphi)$.

Ukazuje se v souladu se závěry práce [7], že také u vyšetřované dvouvlnové pružiny při daném ukotvení v mechanismu sedačky dosahuje normálová síla řádově větších hodnot než tečná síla. Proto se také celkové pasivní síly o velikosti řádově desítek [N] významně neuplatňují u normálové síly o velikosti řádově [kN], na rozdíl od vlivu pasivních sil na průběh tečné síly, resp. momentů, kde hodnoty jsou stejného řádu.

Ze všech uvedených grafů je patrné, že opakované měření dvou zátěžných cyklů potvrzuje charakter zjištěných závislostí z původního měření jednoho pracovního cyklu. Na mechanismus paralelogramu se přenášejí silové účinky v závislosti na úhlu φ . S označením odlehlostí r_1 , r_2 , r_3 , r_4 a úhlu β podle obr.8 již můžeme stanovit např. výsledný momentový účinek $M_p(p_n, \varphi)$ od pružiny na mechanismus paralelogramu, který je při statickém režimu bez disipací v rovnováze s momentem $M_g(\varphi)$ gravitačních sil. V dalším výzkumu by bylo užitečné ověřit, zda s ohledem na přesnost měření přídavných silových účinků T, M_h , M_d a jejich relativně malý vliv na výsledný momentový účinek M_p pneumatické pružiny lze s přijatelnou přesností uvažovat pouze sílu na spojnici středů čel pružiny o velikosti normálové síly. Také je třeba připomenout, že v krajních polohách vyšetřovaného mechanismu (při φ <-0,5°, resp. φ >11°), kde byly patrnější silné nelineární účinky pneumatické pružiny, se na výsledném silovém působení rozhodujícím způsobem uplatňuje silový účinek silentblokových dorazů, popř. zádržného pásu.



4. Silové účinky pryžových dorazů

V krajních polohách úhlového vychýlení ramen vyšetřovaného mechanismu typu paralelogram se významně uplatňují silové účinky pryžových dorazů, které omezují výchylku v dolní, resp. v horní poloze.

Dorazy pro omezení dolní výchylky působí při úhlové výchylce cca $\varphi < -0.5^{\circ}$. Horní dorazy působí při úhlové výchylce cca $\varphi > 11^{\circ}$. Charakteristiky dvojic dolních a horních pryžových dorazových členů byly měřeny v zástavbě na spodním rameni paralelogramu.

Na obr.9 jsou zakresleny naměřené charakteristiky spodních pryžových dorazů, tj. síla na spodním rameni paralelogramu v závislosti na polohovém úhlu ramene paralelogramu. Ukazuje se, že původní cyklus (modře) pro plný rozsah zmačknutí při pomalém chodu odpovídá větší tlakové síle a větší hysterezi než průběh tří cyklů na zahřátém dorazu (fialově) rovněž pro plný rozsah zmačknutí při pomalém chodu. Pro menší rozsah zmačknutí se průběh při pomalém chodu (světle modře) téměř neliší od průběhu při rychlém chodu (žlutě). Charakteristiky mají nelineární průběh, jsou mírně frekvenčně závislé, výrazně se projevuje vliv rozsahu stlačení a to především v šíři hysterezního pásma. Z naměřených charakteristik lze snadno stanovit závislosti silových účinků v dorazech na polohovém úhlu ramen, tj. závislost $F_{Dd}=F_{Dd}(\varphi)$ pro dolní dorazy, resp. závislost $F_{Dh}=F_{Dh}(\varphi)$ pro horní dorazy.



CHARAKTERISTIKY DVOJICE DOLNÍCH PRYŽOVÝCH DORAZŮ měření v zástavbě na spodním rameni paralelogramu

5. Silové účinky zádržných pásů

Dvojice zádržných pásů omezuje krajní horní polohu paralelogramu při úhlech $\varphi > 23^{\circ}$. Působí jako jednostranný doraz s velmi strmou charakteristikou. Silová charakteristika zádržného pásu je záznamem tahové zkoušky na trhačce, viz. obr.10. Ze změřeného průběhu tahové síly $F_z = F_z(\xi_z)$ v pásu v závislosti na jeho prodloužení lze s užitím příslušné převodové funkce stanovit momentový účinek na mechanismus paralelogramu.

CHARAKTERISTIKY ZÁDRŽNÉHO PÁSU



6. Silové účinky hydraulického tlumiče

Ve sledované konstrukci sedačky je zabudován stavitelný tlumič ATESO. V simulačním modelu využijeme stacionární charakteristiku $F_t = F_t(\xi_t)$ odvozenou ze záznamů měření obdobných obr.11., kde jsou průběhy sil v tlumiči (s nastavením na tvrdou charakteristiku) v závislosti na rychlosti pohybu sledované při frekvencích f = 1Hz, 2Hz a 4Hz. Ukazuje se, že popis silových účinků v tlumiči je složitou funkcí několika proměnných. Ve skutečnosti je tlumící síla funkcí polohy, rychlosti a zrychlení v tlumiči. Matematický model nestacionárních průtoků zpěněné hydraulické kapaliny s disipacemi, s třecími silovými účinky v posuvných vazbách, aj. překračují rámec této práce.



7. Závěr

Cílem práce je přispět k přesnějšímu a jednoduššímu měření a popisu silových účinků v mechanismu sedačky typu paralelogram. Jedná se především o silové účinky pneumatické pružiny a silentblokových dorazů, které mají spolu s účinky tlumiče a regulátoru podstatný vliv na kvalitu dynamických vlastností sedačky.

Pro úplnost uveďme, že pracujeme také na využití charakteristiky ekvivalentní efektivní plochy pneumatické pružiny pro vlastní regulaci. Pro prostorový simulační model v prostředí ADAMS také zpřesňujeme popis pasivních účinků a vůlí v mechanismu podstavce. Po vyhodnocení měření provádíme zpřesnění výpočtových modelů a následné porovnání výsledků simulací s chováním reálného systému. V další etapě v návaznosti na předchozí citované práce budeme vyšetřovat na simulačních modelech s naměřenými charakteristikami vibroizolačních prvků chování reálné sedačky se zátěží, popř. s modelem řidiče, s cílem optimalizovat přenosové vlastnosti vhodnými úpravami konstrukčních prvků. Předpokládáme využití jak rovinných, tak prostorových modelů.

8. Literatura

- [1] Klír, J., Valach, M.: Kybernetické modelování. SNTL, Praha 1965.
- [2] Brát, V.: Maticové metody v analýze a syntéze prostorových vázaných mechanických systémů. Academia, Praha 1981.
- [3] Šklíba, J., Barbora, J., Fiala, V., Tondl, A., Stejskal, J.: Analýza dynamického systému sedačky řidiče. Výzkumná zpráva I.díl, II.díl, SVÚSS Běchovice 1986.
- [4] Šklíba, J., Barbora, J.: O možnosti náhrady náhonu polohové regulace sedačky řidiče. Interakce a zpětné vazby '97, ÚT AV ČR, Praha 1997.
- [5] Mevald, J., Loudová, J.: Simulace řízených vibroizolačních systémů. Dílčí grantová zpráva, projekt VS 97085 Řízené vibroizolační systémy. Liberec 1999.
- [6] Loudová, J.: Dynamická analýza mechanismu sedačky řidiče. In: Aplikovaná mechanika 2000. TU Liberec, 2000.
- [7] Šklíba, J., Loudová, J.: On a Next Possibility of the Accuracy of a Driven Seat Model. In: Proceedings of International Conference Engineering Mechanics 2000. VÚT Brno, ÚT AV ČR Brno, Svratka 2000.
- [8] Loudová, J., Mevald, J.: Simulace dynamických dějů sedačky řidiče. In: Proceedings of VIII. International Conference on the Theory of Machines and Mechanisms. TU Liberec 2000.
- [9] Loudová, J.: K problematice mechanismu řízeného vibroizolačního systému sedačky řidiče.Dílčí grantová zpráva projekt VS 97085 Řízené vibroizolační systémy. KMP TU Liberec 2000.
- [10] Loudová,J.: K výsledkům simulací dynamického chování mechanismu vibroizolačního systému sedačky řidiče. In: Aplikovaná mechanika 2001. Nečtiny 2001.
- [11] Loudová, J., Mevald, J., Šklíba, J.: Subharmonic resonance of some vibroisolated system. In: Engineering Mechanics 2001. Svratka 2001.
- [12] Mevald, J., Loudová, J.: K problematice simulací vibroizolačních systémů sedačky řidiče. Dílčí výzkumná zpráva 1453-01 výzkumného záměru MŠMT – VZ MSM 242100003 Interakce vibroizolačního systému s okolním prostředím. Liberec 2002.

Tato práce vznikla s podporou výzkumného záměru MŠMT-VZ MSM 242100003 Interakce vibroizolačního systému s okolním prostředím.