

Uplatnenie teoretických východísk pre analýzu kmitania VMS pomocou modulu MD.ADAMS/Vibration

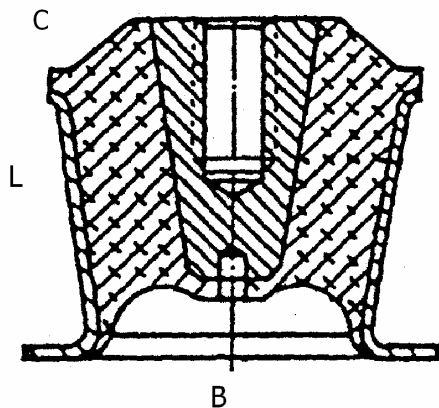
Ako modelovať, analyzovať a optimalizovať dynamické vlastnosti pružných prvkov v modeloch mechatronických sústav vozidiel

Virtuálne modely pružných prvkov reálnych pružných uložení

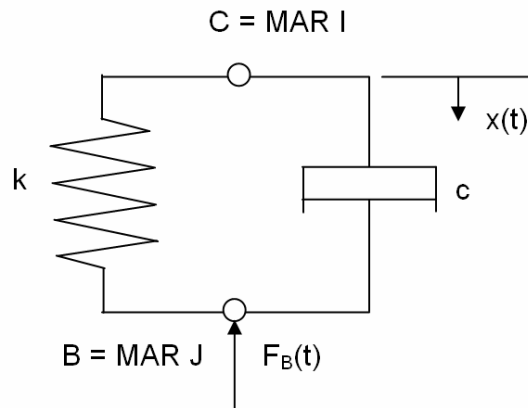
Používateľ programu ADAMS môže pri utváraní virtuálneho prototypu kombinovať pripravené geometrické väzby (spojenia hmotných a nehmotných členov), kinematické väzby (predpísané priebehy pohybu) a silové väzby (poddajné spojenia vo forme silových elementov) aj samostatne utvárať predpísané geometrické a kinematické väzby (používateľom predpísané väzby). V ďalšom sa budeme venovať modelovaniu, testovaniu a vyhodnocovaniu pružných spojení, ktoré majú za úlohu filtrovať prenášané sily.

Dynamické charakteristiky pružných prvkov

Na skúmanie vlastností virtuálnych modelov pružných prvkov slúžia dynamické charakteristiky: uhol úbytku d_v , dynamická tuhosť $K(w)$ a komplexná tuhosť $K(iw)$, pričom uhol úbytku d_v súvisí s posúdením vplyvu tlmenia a dynamická tuhosť $K(w)$ na hodnotenie vibroizolačnej schopnosti.



Obr. 1 Pružné uloženie L



Obr. 2 Schéma virtuálneho modelu pružného prvku typu Kelvin-Voight

Nech pri teste lineárneho pružného uloženia L v mieste C na Obr.2 pôsobí harmonické kinematické budenie s predpísaným priebehom výchylky $x(t)$:

$$x(t) = \hat{x} \cos(wt) \quad (1)$$

w je budiaca frekvencia

\hat{x} je komplexná amplitúda budiacej výchylky

Ako odozva na harmonické budenie $x(t)$ v mieste C vznikne na spodnej strane B lineárneho pružného uloženia L harmonická sila $F_B(t)$

$$F_B(t) = \hat{F}_B \cos(\omega t + d_v) \quad (2)$$

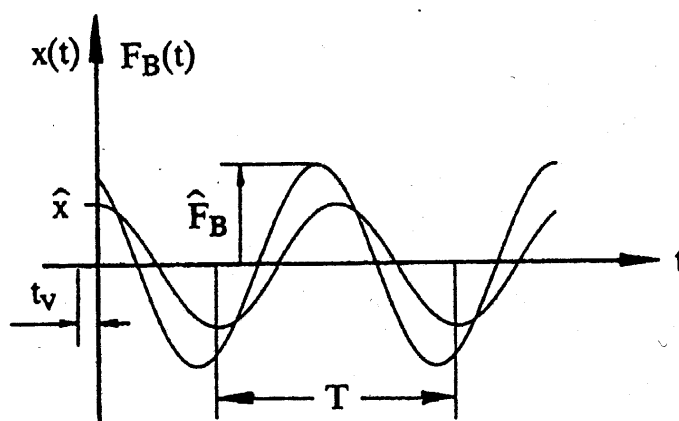
kde

\hat{F}_B je komplexná amplitúda harmonickej sily $F_B(t)$ odozvy

d_v je uhol fázového posunutia časového priebehu sily $F_B(t)$ odozvy voči priebehu budiacej výchylky $x(t)$

$$d_v = \omega t_v \quad (3)$$

pričom t_v je odpovedajúce časové oneskorenie



Obr.3 Časový priebeh kinematického harmonického budenia $x(t)$ s periódou $T = \frac{2\pi}{\omega}$, budiacou frekvenciou ω a komplexnou amplitúdou \hat{x} a časový priebeh odozvy $F_B(t)$ s oneskorením t_v , komplexnou amplitúdou \hat{F}_B a tou istou periódou a uhlovou frekvenciou. Komplexná tuhosť $K(i\omega)$ je podiel komplexnej sily a výchylky (polohy) a veľkosť vektora komplexnej tuhosti $K(i\Omega)$ je dynamická tuhosť $K(\Omega)$.

$$K(\Omega) = |K(i\Omega)| \quad (4)$$

Gumené pružné uloženie a pružný prvok typu Kelvin-Voigt

Gumenné pružné uloženie na Obr.1 umožňuje výrazne redukovať budenie $x(t)$, ak je tlmenie b dostatočne veľké. Pri veľkom tlmení však dochádza k zhoršeniu akustickej izolácie. V praxi sa na výplň používajú materiály, ktoré do určitej miery spĺňajú podmienku lineárneho tlmenia. Ak na utvorenie virtuálneho dynamického modelu gumeného pružného uloženia podľa Obr.1 použijeme pružný prvok typu Kelvin-Voigt na Obr.2 s paralelným radením pružiny s lineárnou tuhosťou k a tlmičným tlmením b , potom sila F_B vznikajúca v mieste B pružného prvku ako odozva na kinematické budenie $x(t)$ v mieste C bude:

$$F_B(t) = kx(t) + c\dot{x}(t) \quad (5)$$

kde k je lineárna tuhosť pružného prvku, c je lineárne tlmenie v pružnom prvku a F_B je sila odozvy na kinematické budenie $x(t)$.

Sila F_B odozvy na kinematické budenie $x(t)$ je súčet

$$F_B = F_{Bd} + F_{Bv} \quad (6)$$

kde sila F_{Bd} je proporcionálne závislá od premiestnenia miesta C kinematického budenia $x(t)$

a sila F_{Bv} je proporcionálne závislá od rýchlosti premiestnenia miesta C.

Pre dynamickú tuhosť $K(w)$ a uhol úbytku d_v platí:

$$K(\Omega) = \sqrt{k^2 + c^2 w^2} \quad (7)$$

$$\tan d_v = \frac{cw}{k} \quad (8)$$

Virtuálny model pružného prvku typu Kelvin-Voigt v programe ADAMS

Na utvorenie modelu pružného prvku typu Kelvin-Voigt by sme mohli použiť štandardný element Springdamper z hlavnej krabice nástrojov (Main Toolbox). V našom príklade však použijeme všeobecnejší spôsob modelovania sily pomocou príkazu SFORCE, ktorý nám umožňuje ľubovoľne predpísať veľkosť sily. Orientácia sily vyplýva z definície sily podľa typu:

- akcia a reakcia (ACTIONONLY OFF) – sila pôsobí na spojnici medzi markermi I a J, pričom kladná je odpudivá sila
- akčná sila (ACTION ONLY ON) – sila pôsobí na I marker v smere osi z J markera

Silu s názvom Ulozenie podľa Obr.4 definujeme v dátovom súbore .adm zápisom:

!Kelvin-Voigt

! adams_view_name='Ulozenie'

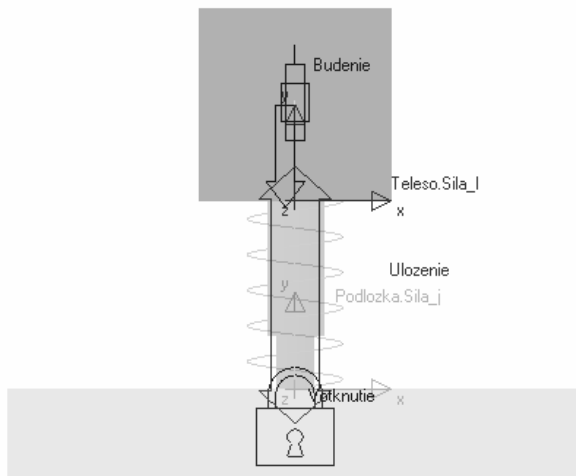
SFORCE/1

, TRANSLATIONAL

, I = 2 !miesto pôsobenia kinematického budenia $x(t)$

, J = 3

, FUNCTION = 100*(dy(2,3,3)-100)+1*vy(2,3,3)



Obr. 2: Model pružného spojenia Kelvin-Voigt v programe ADAMS

Marker 2 reprezentuje Teleso. Sila_I, marker 3 je Podlozka.Sila_J. Medzi markermi Sila_I (akcia) a Sila_J (reakcia) pôsobí sila F_B . Ulozenie ako súčet sily F_{Bd} proporcionálne závislej

od premiestnenia dy týchto dvoch markerov pozdĺž osi y markera Sila_J s tuhosťou 100 N/mm a voľnou dĺžkou 100 mm a sily F_{Bv} proporcionálne závislej od vzájomnej rýchlosti vy týchto dvoch markerov s koeficientom tlmenia $b = 1$ Ns/mm ako odozvy na kinematické budenie $x(t)$ s harmonickou funkciou $20 \cdot \sin(\text{time} \cdot 2 \cdot \text{PI})$.

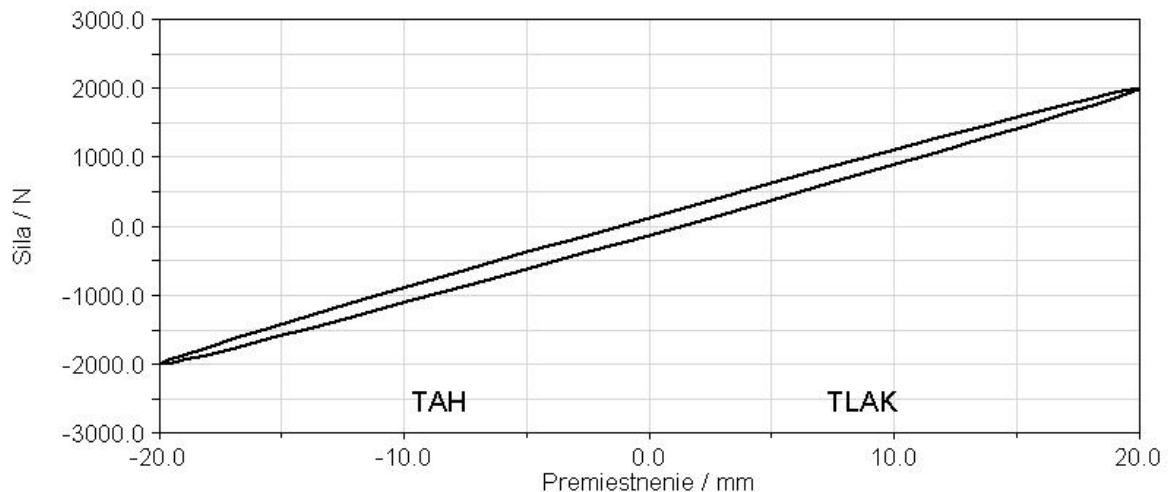
```
!          adams_view_name='Budenie'
MOTION/1
, TRANSLATIONAL
, JOINT = 1
, FUNCTION = 20*sin(time*2*PI)
!
```

Priebeh vznikajúcej sily F_B odozvy pre Obr.5 utvoríme formou požiadavky REQUEST Meranie podľa zápisu:

```
!          adams_view_name='Meranie'
REQUEST/1
, F2 = dz(4,5,5)\
, F3 = SFORCE(1, 1, 3, 3)
```

- V položke F2 je definovaná funkcia dz premiestnenia telesa pozdĺž osi z markera 5, ktorý zároveň definuje Vedenie Telesa. Položku F2 (U2) nájdeme v prostredí ADAMS/Postprocessor pod zložkou x.
- V položke F3 U3) (zložka y v A/PP) pomocou funkcie SFORCE získame silu, ktorá pôsobí v Uložení (1, 1, 3, 3) aj na Podložku (1, 1, 3, 3) pozdĺž osi y (1, 1, 3, 3) markera Sila_J (1, 1, 3, 3).

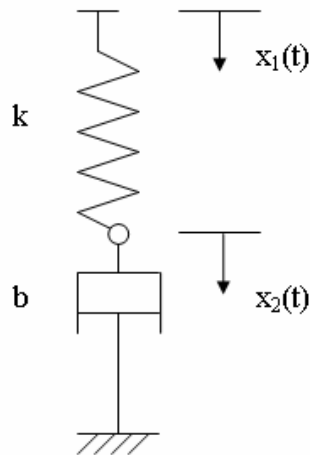
Kelvin - Voigt



Obr. 3 Priebeh sily F_B odozvy v Kelvin-Voigtovom modeli pri budení 1Hz

Pružný prvok typu Maxwell

Na modelovanie relaxačných vlastností gumeného materiálu, alebo elasticky uloženého tlmíča je vhodný Maxwellov pružný prvok na (Obr.6), ktorý tvorí sériovo zapojená pružina s lineárnou tuhosťou k a tlmíč s lineárnym tlmením b .



Obr. 6 Pružný prvok typu Maxwell

Sila pôsobiaca v Maxwelllovom elemente bude:

$$F = k(x_1 - x_2) = b\dot{x}_2 \quad (9)$$

kde

k je lineárna tuhosť

b je lineárne tlmenie

F je sila odozvy na kinematické budenie $x_1(t)$

$x_1(t)$ je kinematické budenie

$x_2(t)$ je vnútorná premenná

Preskúpaním dostaneme diferenciálnu rovnicu

$$kx_2 + b\dot{x}_2 = kx_1 \quad (10)$$

Priebeh sily F pri harmonickom budení, začiatočnej podmienke $x_2(t=0)=0$ a ustálenom stave pre $t \rightarrow \infty$, bude:

$$F = b\dot{x}_2 = \frac{b\hat{x}w}{1 + t^2w^2} (\cos(wt) + tw \sin(wt)) \quad (11)$$

Model Maxwellovho elementu v prostredí programu ADAMS

Na modelovanie sily podľa rovnice (10) nemáme v programe ADAMS štandardný element. Dá sa však vymodelovať pomocou diferenciálnej rovnice a príslušnej rovnice sily. Diferenciálne rovnice môžeme definovať buď explicitne alebo implicitne pomocou funkcie DIFF. V našom prípade zapíšeme diferenciálnu rovnicu (11) v explicitnom tvare s použitím relaxačnej konštanty $t = \frac{c}{k} = 0.01$.

```
!          adams_view_name='DIFF_1'
DIFF/1
, IC = 0
, FUNCTION = 1/0.01*(dy(4,5,5)-dif(1))
```

!

V uvedenej rovnici predstavuje $dy(4,5,5)$ premiestnenie x_1 budenia a výraz $dif(1)$ hodnotu integrálu diferenciálnej rovnice $diff_1$ (ak je definovaná v explicitnom tvare), teda x_2 . Potom výraz pre hodnotu sily je:

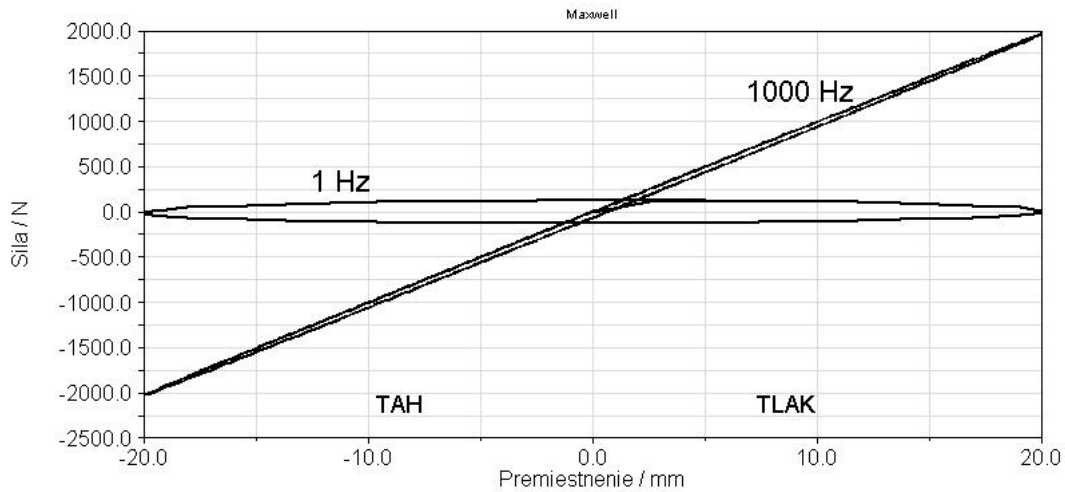
```
!Maxwell
!          adams_view_name='Ulozenie'
SFORCE/1
, TRANSLATIONAL
, I = 2 .....(Teleso)
, J = 3 .....(Podložka)
, FUNCTION = -1*dif1(1)
!
```

Kde 1 je hodnota tlmenia a výraz $dif1(1)$ je hodnota derivácie stavovej premennej zahrnutej v diferenciálnej funkcii $diff_1$ podľa času, teda \dot{x}_2 . Opačné znamienko súvisí s rozdielnym súradnicovým systémom pre x_2 a silu.

Postup utvárania modelu Maxwellovho prvku programe ADAMS

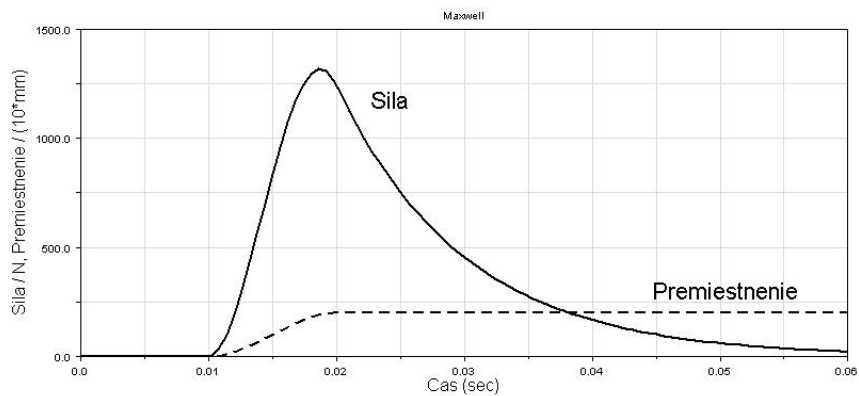
1. BOX (cm 0,150,0)
2. transl. joint medzi PART_2 a ground v zvislom smere
3. MAR: mX patriaci PART_2 umiestnený v strede dolnej podstavy (0,100,0)
4. MAR: mY patriaci ground (0,0,0)
5. SFORCE (Two Bodies) 1.(L) PART_2; 2.(L) ground; 3.(L) mX; 4.(L) mY
6. MAR: mI patriaci PART_2 je umiestnený v ťažisku
7. MAR: mJ patriaci ground je umiestnený v ťažisku
8. Diferenciálna rovnica; Build-System Elements-Differential Equation-New; Explicit, Function: $(1/0.01)*(DY(mI,mJ)-DIF(DIFF_1))$
9. Modifikacia SFORCE; Function: $-1*DIF1(DIFF_1)$
10. MOTION na transl. joint; function: $1*\sin(\text{time}*2*PI*1)$; amplitúda aj frekvencia je 1
11. simulácia pre 1 Hz, time 2s; steps 150
12. v post procesore, os x: PART2_XFORM - Y; os y: SFORCE_1 - FY
13. zmena frekvencie na 1000 Hz
14. simulácia pre 1000 Hz; time 0.01s; steps 150
15. v Post Procesore; os x zostáva; os y SFORCE_1 - FY - Add Curve

Pre frekvencie 1 Hz a 1000 Hz je na Obr.7 zobrazený priebeh sily v Maxwellovom modeli pružného prvku voči premiestneniu, podľa ktorého zo stúpajúcou frekvenciou zodpovedá Maxwellov prvok viac samotnej pružine (pre $f \rightarrow \infty$).



Obr. 7 Priebeh sily voči premiestneniu v Maxwellovom modeli pružého prvku

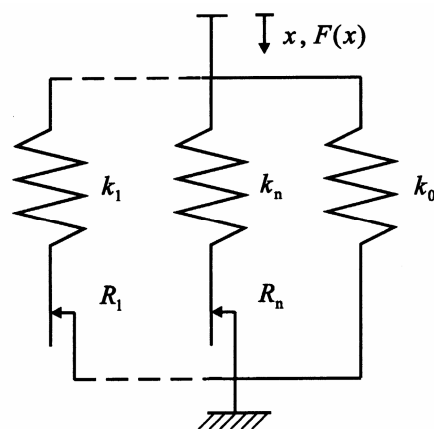
Na Obr.8 vidno, že pri skokovej zmene budenia je výrazný rýchly nárast sily s nasledovnou relaxáciou.



Obr. 8 Priebeh sily v Maxwellovom modeli pružého prvku pri skokovej zmene budenia

Model uloženia s Masingovými prvkami

Na zobrazenie statickej hysterézie uloženia, alebo len suchého trenia sa s výhodou dá použiť Masingov prvok. Na Obr.7 je zobrazená štruktúrna schéma tohoto elementu.



Obr. 9 Diskrétny model uloženia s Masingovými prvkami.

Masingov prvok tvorí sériovo zapojená pružina a trecí element. Na obrázku Obr. 9 sú paralelne zapojené dva Masingove prvky a lineárna pružina. Pre celkovú silu platí

$$F(x) = k_0 x(t) + \sum_{i=1}^n F_i(x(t)) \quad (12)$$

Pre silu F_i môžeme definovať prípad, keď je Coulombovské trenie aktívne, alebo keď sa Coulombov element kĺže. Potom platí:

$$F_i = k_i \left(1 - \frac{1}{2} \left| \frac{F_i}{R_i} \right|^n (1 + \operatorname{sgn}(F_i)) \right) \quad (13)$$

kde

k_i je lineárna tuhosť jednotlivého elementu

R_i je sila Coulombovho trenia

Model uloženia z Masingových prvkov a lineárnej pružiny v programe ADAMS

Rovnicu (13) zapíšeme obdobne ako pri Maxwellovom prvku pomocou diferenciálnej rovnice:

```
!          adams_view_name='DIFF_1'
```

```
DIFF/1
```

```
, IC = 0
```

```
, FUNCTION = 100*VY(4,5,5)*
```

```
, (1-0.5*((abs(DIF(1)/200))**5)*(1+step(VY(4,5,5)*,DIF(1),-.001,-1,.001,1)))
```

Tuhosť sme zvolili 100 N/mm, číslo $n = 5$ a maximálnu prenášanú silu trecieho elementu 200 N. Funkciu sgn sme nahradili funkciou STEP , ktorá má podobnú funkciu, avšak spojitý priebeh.

Samotnú silu definujeme potom nasledovne:

```
!          adams_view_name='Ulozenie'
```

```
SFORCE/1
```

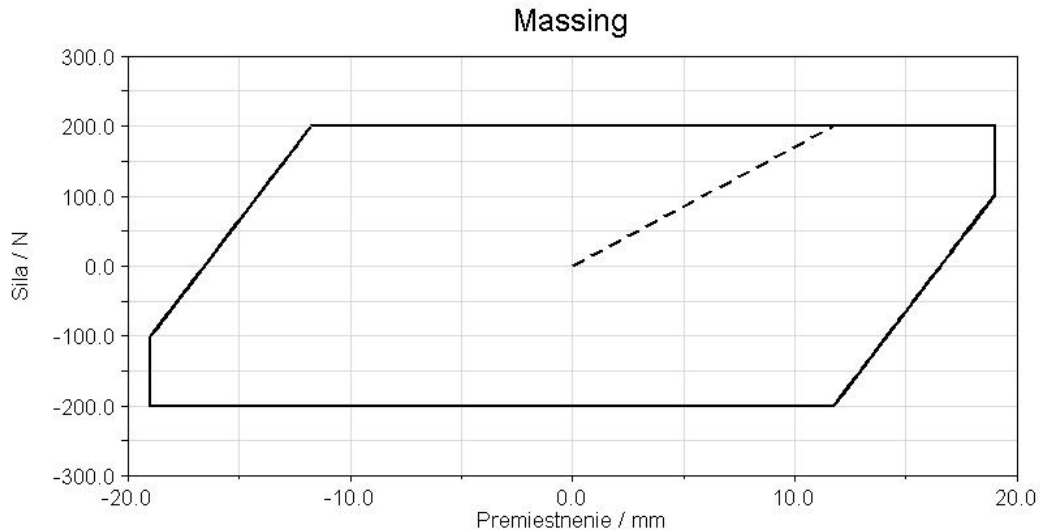
```
, TRANSLATIONAL
```

```
, I = 2 .....(Teleso)
```

```
, J = 3 .....(Podložka)
```

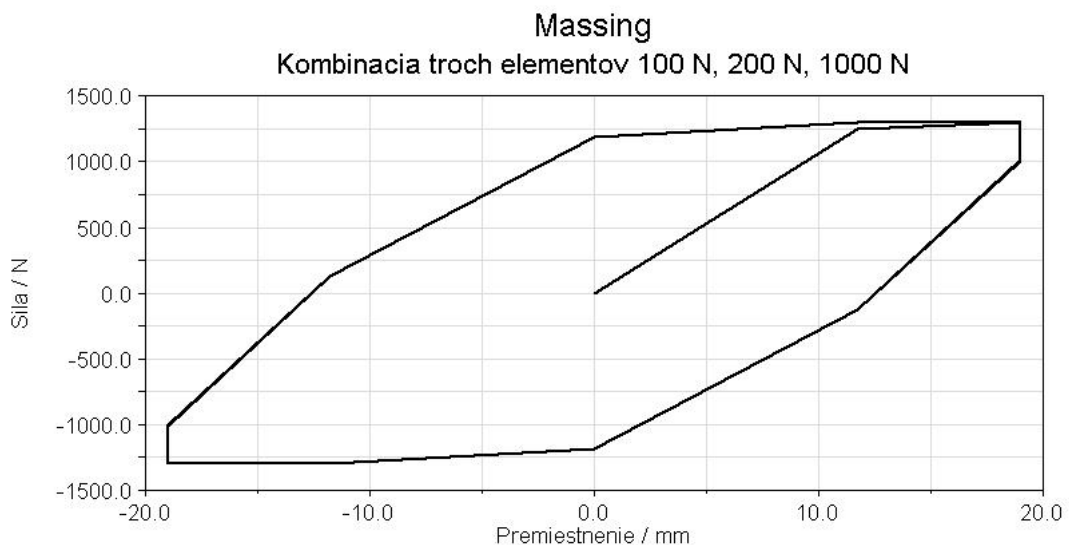
```
, FUNCTION = -1*(DIF(1))
```

Opačné znamienko je dôsledkom rozdielnej orientácie sily a funkcie VY rýchlosti budenia.



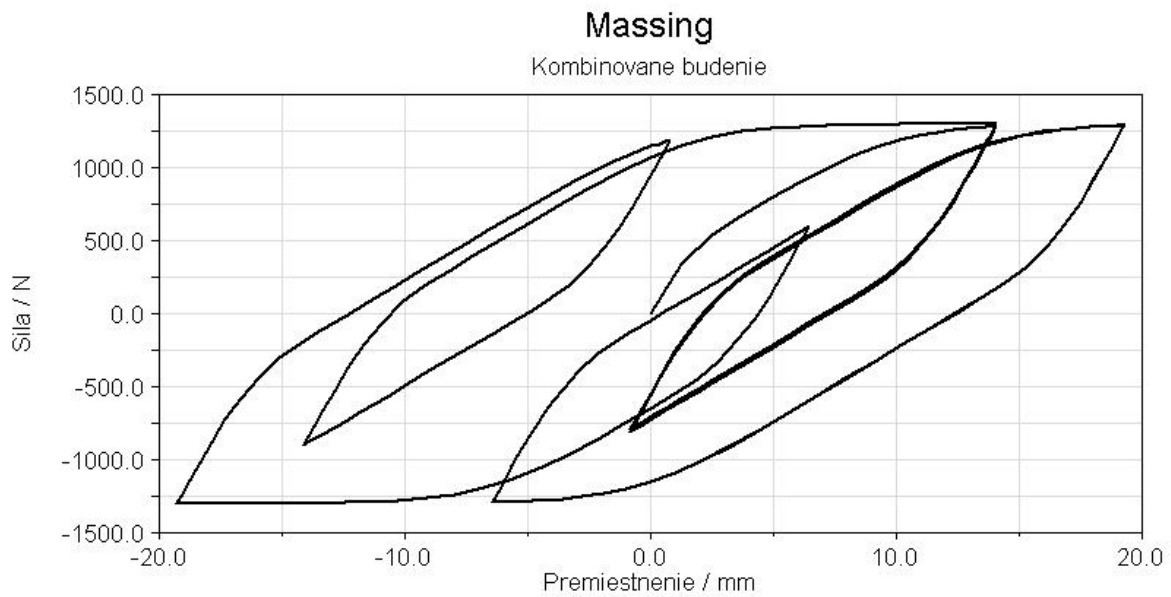
Obr. 10 Statická hystérezia Masingovho elementu

Na Obr.10 je výsledná sila pre jeden Masingov prvok. Spojením viacerých Masingových prvkov môžeme doceliť bodovo symetrické lomené statické hystérezie ako je uvedené na Obr.11.

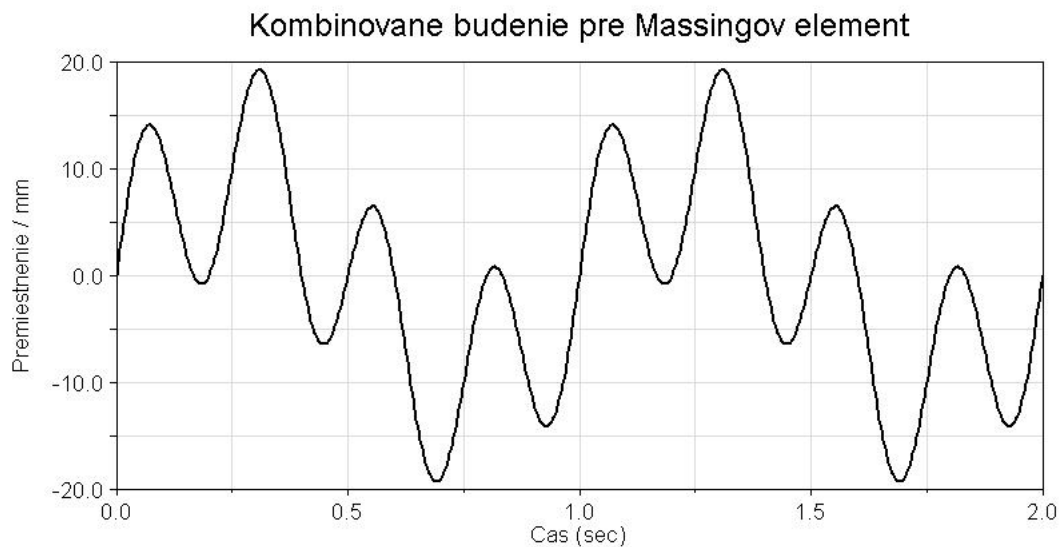


Obr. 4: Statické hystérezie diskretného Masingovho modelu

Numerickým nahradením funkcie sgn sa dajú vylúčiť ostré hrany hystérezie, čo zabráni aj nadbytočnému budeniu vlastných tvarov konštrukcie, na druhej strane zapríčiňuje to nepresnosť riešenia a tým aj fluktuáciu energie. Zaradením viacerých elementov sa dajú tieto negatívne vplyvy minimalizovať. Na zobrazenie statických a dynamických vlastností je možné aj Masingove a Maxwelllove elementy kombinovať. Na Obr.12 je odpovedajúci priebeh hystérezie paralelne zapojeného Masingovho a Maxwelllovho elementu pre budenie podľa obr.13.



Obr. 5: Hysterézia pre paralelne zapojený Masingov a Maxwellov element



Obr.6: Budenie pre paralelne zapojený Masingov a Maxwellov element s priebehom sily na Obr.12

Výpis modelu s Masingovými elementmi

Uvedený je výpis modelu s tromi Masingovými elementmi so maximálnou silou 100, 200 a 1000N. Tuhosť pružiny je vždy 100 N/mm. Výsledná sila pôsobiaca v elemente je súčtom týchto troch čiastkových síl. Výsledok tohto modelu je uvedený na Obr. 12, Obr. 11, Priebehy uvedené na Obr. 12, ktoré predstavujú paralelné zapojenie Masingovho a Maxwellovho elementu vzniknú kombináciou uvedeného modelu a modelu Maxwellovho elementu z predchádzajúcej časti.

```

ADAMS/View model name: model_1
!
!----- STATEMENTS FROM ORIGINAL
DATASET -----
!
!          adams_view_name='ground'
PART/1
, GROUND
!
!          adams_view_name='MARKER_5'
MARKER/5
, PART = 1
, QP = 0, 150, 0
, REULER = 0D, 90D, 90D
!
!          adams_view_name='MARKER_8'
MARKER/8
, PART = 1
, QP = 0, -25, 0
!
!          adams_view_name='Teleso'
PART/2
, QG = 0, 0, -50
, MASS = 7.801
, CM = 9
, IP = 13001.66665, 13001.66666, 13001.66668
!
!          adams_view_name='MARKER_1'
MARKER/1
, PART = 2
, QP = -50, 200, 0
!
!          adams_view_name='Sila_I'
MARKER/2
, PART = 2
, QP = 0, 100, 50
!
!          adams_view_name='MARKER_4'
MARKER/4
, PART = 2
, QP = 0, 150, 50
, REULER = 0D, 90D, 90D
!
!          adams_view_name='cm'
MARKER/9
, PART = 2
, QP = 6.938893904E-015, 150, 50
, REULER = 59.54904457D, 39.89856599D,
294.2763343D
!
!          adams_view_name='BOX_1'
GRAPHICS/1
, BOX
, CORNER = 1
, X = 100
, Y = -100
, Z = 100
!
!          adams_view_name='Podlozka'
PART/3
, QG = 150, 0, 0
, MASS = 35.1045
, CM = 10
, IP = 2.705971875E+005, 5.265675E+005,
2.705971875E+005
!
!          adams_view_name='Sila_j'
MARKER/3
, PART = 3
, QP = -150, 0, 0
!
!          adams_view_name='MARKER_6'
MARKER/6
, PART = 3
, QP = 0, 0, 150
, REULER = 270D, 90D, 90D
!
!          adams_view_name='MARKER_7'
MARKER/7
, PART = 3
, QP = -150, -25, 0
!
!          adams_view_name='cm'
MARKER/10
, PART = 3
, QP = -150, -25, 0
!
!          adams_view_name='BOX_2'
GRAPHICS/2
, BOX
, CORNER = 6
, X = -300
, Y = -50
, Z = 300
!
!          adams_view_name='Ulozenie_force_graphic_1'
GRAPHICS/4
, FORCE
, ETYPE = SFORCE
, EID = 1
, EMARKER = 3
!
!          adams_view_name='Votknutie_force_graphic_1'
GRAPHICS/5
, FORCE
, ETYPE = JOINT
, EID = 2
, EMARKER = 8
!
!          adams_view_name='Vedenie'
JOINT/1
, TRANSLATIONAL
, I = 4
, J = 5
!
!          adams_view_name='Votknutie'
JOINT/2
, FIXED
, I = 7
, J = 8
!
!          adams_view_name='Budenie'
MOTION/1
, TRANSLATIONAL
, JOINT = 1
, FUNCTION = sin(2*PI*time)*20
!
!          adams_view_name='DIFF_1'
DIFF/1
, IC = 0
, FUNCTION = 100*VZ(4,5,5)*
,(1-0.5*((
,abs(DIF(1)/200))**5)*(1+step(
, VZ(4,5,5)*
, DIF(1),-.001,-1,.001,1)))
!
!          adams_view_name='DIFF_100'
DIFF/3
, IC = 0
, FUNCTION = 100*VZ(4,5,5)*
,(1-0.5*((
,abs(DIF(3)/100))**5)*(1+step(
, VZ(4,5,5)*
, DIF(3),-.001,-1,.001,1)))
!
!          adams_view_name='DIFF_1000'
DIFF/5
, IC = 0
, FUNCTION = 100*VZ(4,5,5)*
,(1-0.5*((
,abs(DIF(5)/1000))**5)*(1+step(
, VZ(4,5,5)*

```

```

,DIF(5),-.001,-1,.001,1))
!
!Massing
!          adams_view_name='Ulozenie'
SFORCE/1
, TRANSLATIONAL
, I = 2
, J = 3
, FUNCTION = -1*(DIF(1)+
,DIF(3)+
,DIF(5))
!          adams_view_name='Meranie'
REQUEST/1
, F2 = DZ(4,5,5)\
, F3 = SFORCE(1, 1, 3, 3)
!

```

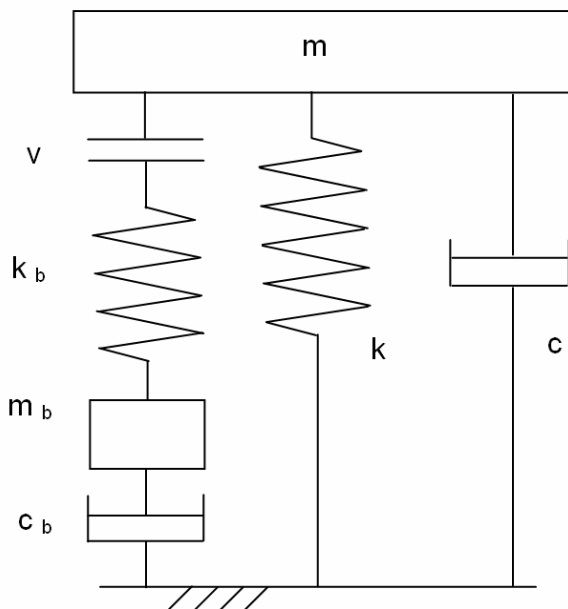
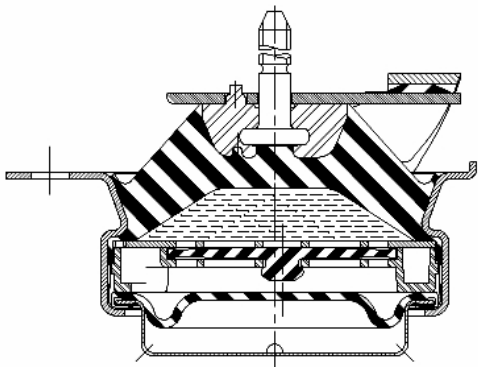
```

OUTPUT/
, REQSAVE
, GRSAVE
!
RESULTS/
!
!----- SYSTEM UNITS -----
!
UNITS/
, FORCE = NEWTON
, MASS = KILOGRAM
, LENGTH = MILLIMETER
, TIME = SECOND
!
END

```

Hydrouloženie

Hydrouloženia sa používajú na selektívne tlenie kmitov. Vzniknú kombináciou gumeného uloženia s hydraulickým tmičom. Konštručné usporiadanie hydrouloženia je na Obr.14.



Obr.14 Konštručné usporiadanie hydrouloženia Obr.15 Schéma hydrouloženia

V gumenom materiáli sú vytvorené kanáliky pre tekutinu, ktorá účinkuje ako hydraulický tmič. Takéto zoradenie zvyšuje hydraulické tlenie so zvyšujúcou sa frekvenciou až po maximum pri vlastnej frekvencii uloženia. Potom hydraulické tlenie klesá až po nulu, keď je hydraulické uloženie neúčinné. Uzavretá tekutina má určitú hmotnosť, ktorá prúdi v kanáli. Táto hmotnosť musí byť násobená druhou mocninou hydraulického prevodu uloženia. Uloženia používané v nápravách spravidla nemajú vôľu, alebo je táto veľmi malá. Takýmto uloženiam zodpovedá model na Obr.15, kde k je lineárna tuhosť nosnej gumenej pružiny (Rubber Stiffness), c je lineárne tlenie nosnej gumenej pružiny (Rubber Damping), k_b je náhradná lineárna hydraulická tuhosť (Coupling Stiffness), m_b je hmotnosť oleja vrátane hydraulického prevodu (Effective Fluid Mass) a c_b je náhradné lineárne hydraulické viskózne tlenie (Linear Fluid Damping). Ak chceme zistiť dynamickú tuhosť a fázový uhol oneskorenia pre hydrouloženie, namiesto silou F , budíme teleso m harmonickým pohybom. Potom pre pohyb telesa m_b platí:

$$m_b \ddot{x}_b + k_b \dot{x}_b + c_b x_b = c_b \dot{x} \quad (14)$$

a pre silu

$$\hat{F} = k\hat{x} + c\dot{\hat{x}} + k_b \dot{x}_b \quad (15)$$

Kde F je budiaca sila

Riešením rovnice (14) je

$$\hat{x}_b = \frac{i\omega c_b}{-m_b \omega^2 + k_b + i\omega c_b} \hat{x} \quad (16)$$

potom pre silu platí

$$\hat{F} = \left(k + i\omega c + \frac{i\omega c_b}{-m_b \omega^2 + k_b + i\omega c_b} \right) \hat{x} \quad (17)$$

po preradení

$$\hat{F} = \left(\left(k + \frac{k_b \omega^2 c_b^2}{(k_b - m_b \omega^2)^2 + \omega^2 c_b^2} \right) + i \left(c\omega + \frac{k_b^2 \omega c_b - k_b m_b \omega^3 c_b}{(k_b - m_b \omega^2)^2 + \omega^2 c_b^2} \right) \right) \hat{x} \quad (18)$$

Tvar v zátvorke je komplexná tuhosť hydrouloženia. Dynamická tuhosť je potom:

$$K(\omega) = \sqrt{\left(k + \frac{k_b \omega^2 c_b^2}{(k_b - m_b \omega^2)^2 + \omega^2 c_b^2} \right)^2 + \left(c\omega + \frac{k_b^2 \omega c_b - k_b m_b \omega^3 c_b}{(k_b - m_b \omega^2)^2 + \omega^2 c_b^2} \right)^2} \quad (19)$$

a fázový uhol úbytku:

$$\tan(j) = \frac{c\omega + \frac{k_b^2 \omega c_b - k_b m_b \omega^3 c_b}{(k_b - m_b \omega^2)^2 + \omega^2 c_b^2}}{k + \frac{k_b \omega^2 c_b^2}{(k_b - m_b \omega^2)^2 + \omega^2 c_b^2}} \quad (20)$$

Model hydrouloženia v programe ADAMS

V programe ADAMS definujeme rovnicu (14) pomocou dvoch diferenciálnych rovníc, keďže jedna rovnica opisuje jeden stupeň voľnosti. Možná realizácia by bola pomocou substitúcie:

$$u_1 = \dot{x}_b$$

$$u_2 = \dot{x}_1$$

a definovať silu pôsobiacu v uložení pomocou rovnice (15). Ak však zavedieme substitúciu:

$$\dot{F} = k_b \dot{x}_b \quad (21)$$

potom môžeme rovnicu (14) písať v tvare:

$$\ddot{x}_b = -\frac{1}{m_b} (F + c_b (\dot{x}_b - \dot{x}_1)) \quad (22)$$

Rovnica (22) v syntaxe programu ADAMS:

```
!          adams_view_name='DIFF_xbddt'
DIFF/1, IC = 0, FUNCTION = -1*(1/40)*(dif(3)+1*(dif(1)-vz(4,5,5)))*1000
```

Rovnica (21):

```
!          adams_view_name='DIFF_F'
DIFF/3, IC = 0, FUNCTION = 400*(dif(1))
```

V uvedenom príklade sme zvolili nasledovné hodnoty :

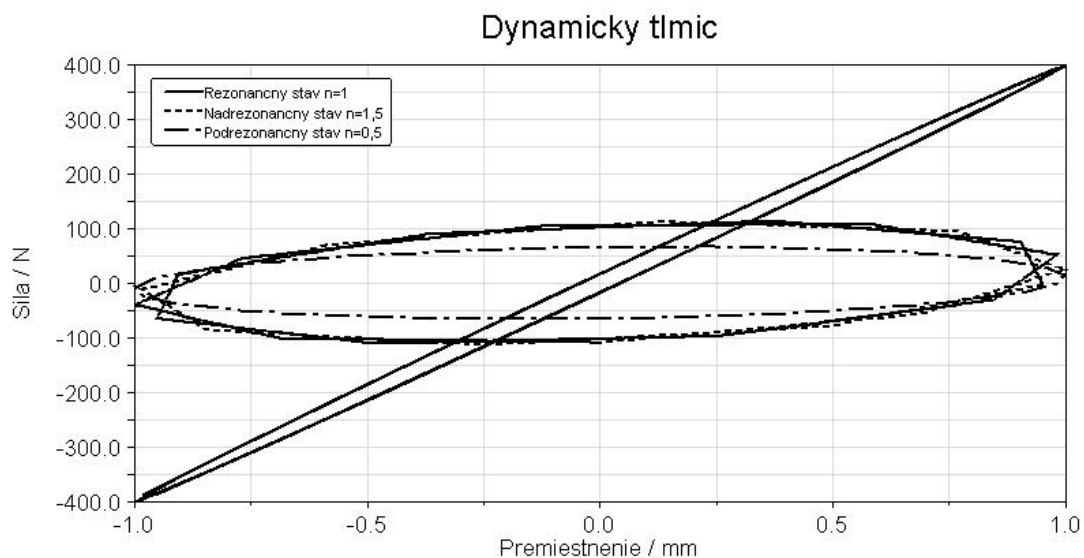
$m_b = 40$ (kg)
 $c_b = 1$ (Ns/mm)
 $k_b = 400$ (N/mm)

V zápise programu ADAMS násobíme rovnicu (22) faktorom 1000, aby bola rozmerovo homogénna so zápisom rozmeru sily (N) v programe ADAMS. V diferenciálnej rovnici (22) nemáme možnosť uviesť jej rozmer, ale zaviedli sme ho implicitne v rovnici (21), kde je tuhosť uvedená v N/mm, očakávame teda premiestnenie v mm.

$$\frac{mm}{s^2} = \frac{1}{kg} (N + N) \cdot 1000 = \frac{1}{kg} \frac{kg \cdot m}{s^2} \cdot 1000 = \frac{m}{s^2} \cdot 1000 = \frac{mm}{s^2}$$

Sila pôsobiaca v dynamickom tlmiči je potom integrálom rovnice (21), teda:

```
!          adams_view_name='Ulozenie'
SFORCE/1, TRANSLATIONAL, I = 2, J = 3
, FUNCTION = -1*(DIF(3))
!
```



Obr. 7: Sila pôsobiaca v dynamickom tlmiči pri rôznych frekvenciách

Z hodnôt tuhosti a hmotnosti dynamického tlmiča vyplýva vlastná frekvencia 16 Hz. Na Obr.16 je zobrazená pôsobiaca sila pre 3 rôzne frekvencie. Parameter n je podielom budiacej a vlastnej frekvencie elementu. Vidíme, že maximálnu silu dosahuje element pri vlastnej frekvencii.

Výpis modelu s dynamickým tlmičom

Vo výpise je uvedený model dynamického tlmiča, ktorý predstavuje napríklad uzavretý olej v hydroložisku. Kombináciou tohoto modelu s v predošlých kapitolách uvedenými elementmi je možné zobrazit' komplikovanejšie celky. Napríklad paralelným zapojením dynamického tlmiča a Kelvin-Voigtovho elementu je možné zobrazit' kompletne hydroložisko lineárne.

```
ADAMS/View model name: model_1
!
!----- SYSTEM UNITS -----
!
UNITS/FORCE = NEWTON, MASS = KILOGRAM,
LENGTH = MILLIMETER, TIME = SECOND
!
!----- STATEMENTS FROM ORIGINAL
DATASET -----
!
!          adams_view_name='ground'
PART/1, GROUND
!
!          adams_view_name='MARKER_5'
MARKER/5, PART = 1, QP = 0, 150, 0, REULER =
0D, 90D, 90D
!
!          adams_view_name='MARKER_8'
MARKER/8, PART = 1, QP = 0, -25, 0
!
!          adams_view_name='Teleso'
PART/2, QG = 0, 0, -50, MASS = 7.801, CM = 9, IP =
13001.66665, 13001.66666
, 13001.66668
!
!          adams_view_name='MARKER_1'
MARKER/1, PART = 2, QP = -50, 200, 0
!
!          adams_view_name='Sila_I'
MARKER/2, PART = 2, QP = 0, 100, 50
!
!          adams_view_name='MARKER_4'
MARKER/4, PART = 2, QP = 0, 150, 50, REULER =
0D, 90D, 90D
!
!          adams_view_name='cm'
MARKER/9, PART = 2, QP = 6.938893904E-015, 150,
50, REULER = 59.54904457D
, 39.89856599D, 294.2763343D
!
!          adams_view_name='BOX_1'
GRAPHICS/1, BOX, CORNER = 1, X = 100, Y = -
100, Z = 100
!
!          adams_view_name='Podlozka'
PART/3, QG = 150, 0, 0, MASS = 35.1045, CM = 10,
IP = 2.705971875E+005
, 5.265675E+005, 2.705971875E+005
!
!          adams_view_name='Sila_j'
MARKER/3, PART = 3, QP = -150, 0, 0
!
!          adams_view_name='MARKER_6'
MARKER/6, PART = 3, QP = 0, 0, 150, REULER =
270D, 90D, 90D
!
!          adams_view_name='MARKER_7'
MARKER/7, PART = 3, QP = -150, -25, 0
!
!          adams_view_name='cm'
MARKER/10, PART = 3, QP = -150, -25, 0
!
!          adams_view_name='BOX_2'
GRAPHICS/2, BOX, CORNER = 6, X = -300, Y = -50,
Z = 300
!
!
!          adams_view_name='Ulozenie_force_graphic_1'
GRAPHICS/4, FORCE, ETYPE = SFORCE, EID = 1,
EMARKER = 3
!
!
!          adams_view_name='Votknutie_force_graphic_1'
GRAPHICS/5, FORCE, ETYPE = JOINT, EID = 2,
EMARKER = 8
!
!          adams_view_name='Vedenie'
JOINT/1, TRANSLATIONAL, I = 4, J = 5
!
!          adams_view_name='Votknutie'
JOINT/2, FIXED, I = 7, J = 8
!
!          adams_view_name='Budenie'
MOTION/1, TRANSLATIONAL, JOINT = 1,
FUNCTION = SIN(30.0*2*PI*TIME)*1
!
!          adams_view_name='DIFF_xbddd'
DIFF/1, IC = 0, FUNCTION = -
1*(1/40)*(dif(3)+1*(dif(1)-vz(4,5,5)))*1000
!
!          adams_view_name='DIFF_F'
DIFF/3, IC = 0, FUNCTION = 400*(dif(1))
!
!Missing
!          adams_view_name='Ulozenie'
SFORCE/1, TRANSLATIONAL, I = 2, J = 3,
FUNCTION = -1*(
,DIF(3))
!
!          adams_view_name='Meranie'
REQUEST/1, F2 = DZ(4,5,5)\ F3 = SFORCE(1, 1, 3,
3)\ F4 = (30.0)
!
OUTPUT/REQSAVE, GRSAVE
!
RESULTS/
!
!
END
```

Frekvenčný priebeh hydroložiska

Pri modeli hydroložiska je zaujímavý priebeh jeho vlastností závislý od frekvencie. Zaujíma nás napríklad priebeh amplitúdy sily dynamického tlmiča v závislosti od frekvencie. ADAMS/View nám umožňuje parametrizovať modely ako aj definovať programy, ktoré operujú s týmito modelmi alebo ich parametrami. V nasledovnom programe test.cmd zavedieme parameter frekvencia. Následne parametrizujeme budenie a požiadavku Request ‚Meranie‘ (Kapitola 0) parametrom frekvencia. V cykle meníme frekvenciu v rozsahu 1 Hz až 30 Hz s krokom 1, pričom pre každý cyklus zbehneme jednu simuláciu. ADAMS automaticky priradí poslednej simulácii meno ‚Last_Run‘. Keďže nás výsledky zaujímajú až po vykonaní všetkých cyklov, premenujeme ukončenú simuláciu.

Výpis programu Test.cmd:

```
! Zmaz všetky existujúce simulácie začínajúce slovom freq
! Dolezite ak spustame program opakovane
ana del ana="freq_*"
! Definujeme parameter frekvencia
!
var set var=freq real=0
!
! Parametrizujeme Request-Vystup Meranie
out mod req req=Meranie &
f4="(freq)"
!
! Parametrizujeme budenie podľa frekvencie
constraint modify motion motion_name=Budenie &
fun="SIN(Freq*2*PI*TIME)*1"
!
! Definujeme cyklus 1 až 30 Hz s krokom 1 (default)
for var=$_self.i start=1 end=30
!
! Priradíme číslo cyklu parametru freq
! V pozadí sa teda zmení Hodnota funkcie 4 v Requeste Meranie
! ako aj funkcia budenia
!
var set var=freq real=(eval($_self.i))
!
! Vykonáme simuláciu
simulation script create &
type = auto_select &
end_time = 1 &
number_of_steps = 200 &
sim_script_name = mysim
simulation single scripted &
sim_script_name = mysim &
reset_before_and_after = yes
sim scr del sim=mysim
!
! Premenujeme vykonanú simuláciu Last_run na meno závislé od frekvencie
var set var=pqname str=""
file text wr &
```

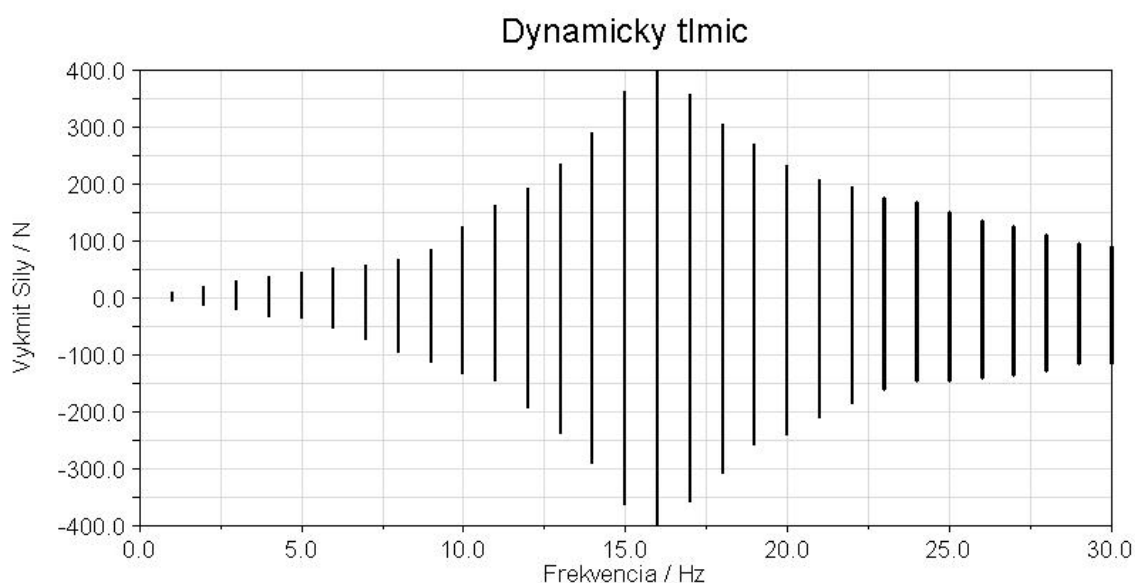


```

var=pqname &
form="freq_%d" &
val=(eval($_self.i))
ana mod ana=last_run new=(eval(pqname))
end

```

Program spustíme po načítaní povelového súboru: Import cmd File. V programe sú uvedené príkazy programovacieho jazyka ADAMS/View podľa Online príručky a preto neuvádzame opis jednotlivých príkazov. Na obr. 17 je zobrazený výsledok odozvy z programu Test.cmd. K dispozícii máme 30 analýz, pričom každá predstavuje harmonické budenie, ktorého frekvencia ukladáme vo funkcii 4 (Z) Requestu ‚Meranie‘. Ak teda vynesieme na os x túto hodnotu a na os y silu v dynamickom tmiči dostaneme uvedený priebeh. Obálka hornej polovice úsečiek predstavuje hľadajú frekvenčnú charakteristiku.



Obr.17: Frekvenčný priebeh sily dynamického tmiča s vlastnou frekvenciou 16 Hz.

Testovanie uložení vo virtuálnom prostredí

Uvedené typy uložení je možné pomocou diferenciálnych rovníc definovať aj v systéme virtuálneho prototypu vozidla. Parametre týchto modelov uložení nie je však spravidla možné odčítať z výkresovej dokumentácie. Preto je potrebné mať možnosť testovať tieto modely aj oddelene, aby sa dali porovnávať a optimalizovať ich parametre. Ďalšou výhodou individuálneho testovania modelov uložení je možnosť sledovať vplyv nelineárnych parametrov.

Na zefektívnenie testovania slúži virtuálne testovacie zariadenie, do ktorého je možné vložiť ľubovoľný komponent, tak ako je uvedené na obr. 7 v kapitole „Testovanie uložení“. Potom pružný prvok budíme uloženie harmonickým pohybom. Po fáze ustálenia určíme silu pôsobiacu v uložení. Po ukončení pokusu je výslednú silu aproximujeme prvými členmi Fourierovho radu, z ktorých vypočítame fázový uhol a amplitúdu.

$$a_1 = \frac{2}{T} \int_0^T F(t) \cos(\Omega t) dt \quad (23)$$

$$b_1 = \frac{2}{T} \int_0^T F(t) \sin(\Omega t) dt$$

Budenie má tvar:

$$x = 1 * \sin(\Omega t) \quad (24)$$

Potom môžeme pre uhol fázového oneskorenia písať:

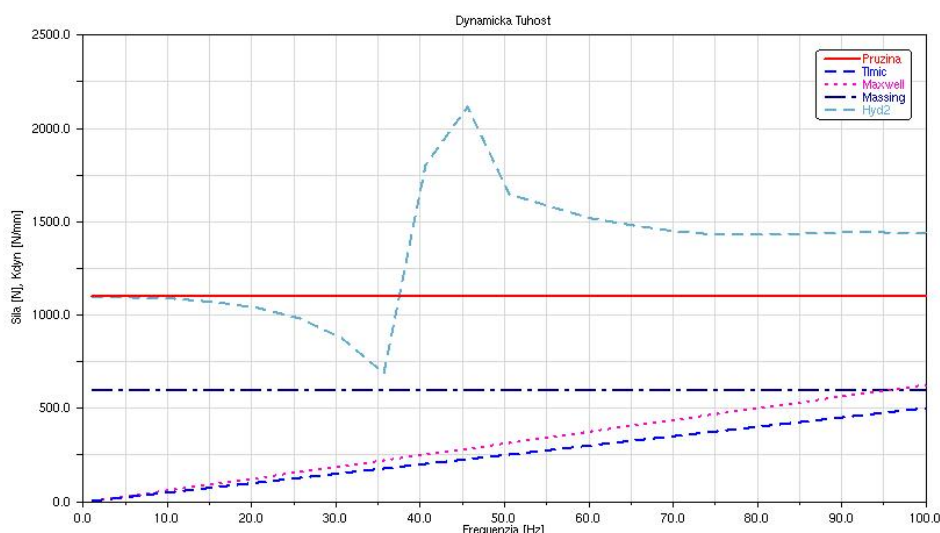
$$d_v = \tan^{-1} \frac{b_1}{a_1} \quad (25)$$

a pre amplitúdu pôsobiacej sily

$$F = \sqrt{a_1^2 + b_1^2} \quad (26)$$

ktorá je pre jednotkovú amplitúdu budenia rovná dynamickej tuhosti.

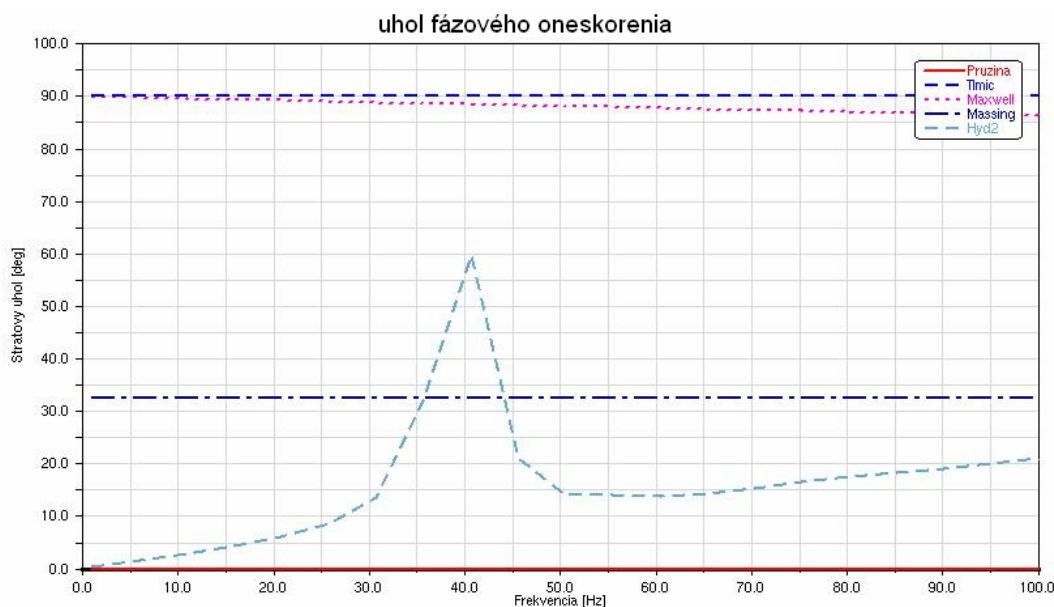
Tieto rovnice sú samozrejme len prvým priblížením, ale dostatočne dobrým pre bežné typy uložení a harmonické budenie. Tento postup je opakovaný pre jednotlivé frekvencie, čím získame priebeh amplitúdy a fázy v závislosti na frekvencii. Na obr.18 je uvedený priebeh amplitúdy sily pre jednotlivé typy uvedených uložení.



Obr. 18: Priebeh dynamickej tuhosti jednotlivých typov uložení paralelne zaradených v závislosti na frekvencii

Pri frekvencii 0 je viditeľná statická tuhosť. Plnou čiarou je zobrazený frekvenčne nezávislý priebeh dynamickej tuhosti lineárnej pružiny. Prerušovanou tmavou čiarou je zobrazený priebeh odozvy lineárneho tlmiča. Jeho dynamická tuhosť narastá lineárne s frekvenciou. Bodkovanou čiarou je zobrazený priebeh pre Maxwellov element. Pre nízke frekvencie sa správa ako tlmič, pre vyššie frekvencie konverguje k správaniu sa pružiny. Bodkočiarkovanou čiarou je zobrazený priebeh dynamickej tuhosti Massingovho elementu. Táto zodpovedá ohraničeniu novej prenášanej sily. Prerušovanou svetlou čiarou je zobrazený priebeh dynamickej tuhosti hydrouloženia. Pre vyššie frekvencie je priebeh obdobný ako Voigtovho elementu.

Na obr. 19 je uvedený priebeh uhla fázového oneskorenia v závislosti na frekvencii pre tie isté typy pružných uložení.



Obr. 19: Priebeh uhla fázového oneskorenia jednotlivých typov uložení v závislosti na frekvencii

Modely pružných prvkov v module ADAMS/Car Ride

Aktuálnosť vibroizolácie potvrdzuje modul ADAMS/Car Ride, ktorý umožňuje testovať a optimalizovať pružné prvky ako je tlmič nárazov, hydrouloženie, gumenné uloženie a pneumatiku. Modul ADAMS/Car Ride je výsledkom spoločného vývoja MSC.Software s poprednými výrobcami automobilov s cieľom rozšíriť doterajší výskum chovania sa virtuálneho vozidla za jazdy (Functional Digital Vehicle handling solution) o virtuálne testovanie jazdných dynamických vlastností a jazdného komfortu virtuálneho vozidla a začleniť tento ekonomicky a kvalitatívne výhodný virtuálny výskum už do úvodných štádií jeho vývoja.

Modul ADAMS/Car Ride je (plug-in) modul, ktorý sa dá otvoriť priamo v prostredí modulu ADAMS/Car. V prvej fáze formulujeme parametre pre vybrané stavebné prvky, druhy vozidiel a jazdné režimy. Potom utvárame príslušné modely, otestujeme ich v rámci jazdného frekvenčného rozsahu a na záver spracujeme výsledky identifikácie v prostredí modulu ADAMS/Postprocessing.

Výhodou je, že pre testovanie dynamických jazdných vlastností a jazdného komfortu virtuálneho vozidla v prostredí ADAMS/Car Ride môžeme využiť tú istú databázu ako pre model, ktorý slúžil v prostredí ADAMS/Car na výskum chovania sa virtuálneho vozidla za jazdy. Pripravené prepojenie (interface) podporuje prenos matematického opisu pružných prvkov vo vozidle (tlmiče - dampers, gumené uloženia - bushings, hydrouloženia - hydromounts, pneumatiky - tires) s potrebným stupňom vernosti vlastností pre vybraný typ testu.

V knižnici pružných prvkov nájdeme:

- Model tlmiča Monroe Damper, ktorý môžeme v prostredí ADAMS/Car Ride vymodelovať pomocou príslušnej dynamickej knižnice (DLL) ako všeobecný používateľom definovaný (UDE) tlmiaci prvok, utvorený na základe všeobecných stavových rovníc GSE (General State Equations), dávajúcich do súvisu vstupy, vnútorné premenné a výstupy). Detailný opis tohto tlmiaceho prvku získame prostredníctvom nástrojov v Mathworks Real Time Workshop.
- Detailný frekvenčne a amplitúdovo závislý model hydrouloženia podľa Obr.15, ktorého matematický opis poskytla spoločnosť AUDI, AG. Tento prvok tvorí komplet s príslušným identifikačným nástrojom, ktorý automaticky identifikuje parametre matematického modelu hydrouloženia tak, aby jeho odozvy korešpondovali s používateľom definovanou dynamickou tuhosťou a fázovým uhlom oneskorenia (loss angle, alebo phase shift angle) pohybu sústavy voči budiacej sile,
- Detailný frekvenčne a amplitúdovo závislý model gumeného uloženia (bushing) podľa teórie, ktorú vypracoval prof. Pfeffer,
- Novú verziu modelu pneumatiky ADAMS/Tire SWIFT, ktorý umožňuje testovať nehybnú pneumatiku s nulovou rýchlosťou na pohybujúcej sa podložke testovacieho zariadenia.

Virtuálne testovacie zariadenie

Na testovanie je k dispozícii univerzálne virtuálne testovacie zariadenie, ktoré nám umožňuje vyhodnotiť chovanie jednotlivých poddajných prvkov nezávisle na modele kompletného vozidla. Virtuálne testovacie zariadenie umožňuje budiť jednotlivé poddajné prvky predpísaným pohybom, alebo predpísanou silou jedným až šiestimi budičmi (input channels), ktoré odpovedajú trom základným posuvom a trom základným pootočeniami voči osiam vzťažného súradnicového systému. Toto virtuálne testovacie zariadenie poskytuje automatické vyhodnotenie dynamickej tuhosti a fázového uhla oneskorenia poddajného prvku ako funkciu budiacej frekvencie, alebo amplitúdy.

Identifikácia a ladenie vlastností tlmiča nárazov

V procese vývoja tlmiča treba stanoviť jeho vhodné konštrukčné rozmery, zohľadniť napät'ové analýzy pre optimálne využitie materiálu, testami cyklického namáhania stanoviť životnosť a vyhodnotením miery schopnosti disipovať energiu a posúdiť jeho funkčnosť. Na funkciu tlmiča najviac vplyva činnosť ventila, ktorú doteraz posudzovali skúšobní jazdci, čo sa však nedalo zovšeobecniť a opakovane aplikovať. Preto výrobcovia prešli na kombináciu reálneho testovania s virtuálnym, na ktoré sa presúva úloha optimalizovať parametre budúceho výrobku. Proces virtuálneho ladenia začína získaním závislostí vznikajúcej sily na rýchlosti a stlačení tlmiča. Z výsledkov simulácií kompletného vozidla získame priebehy dynamických síl a zrýchlení podľa budenia od cesty. Tieto časové histórie závislosti sily na premiestnení a rýchlosti treba transformovať do váhovaných štatistických veličín ako je RMS

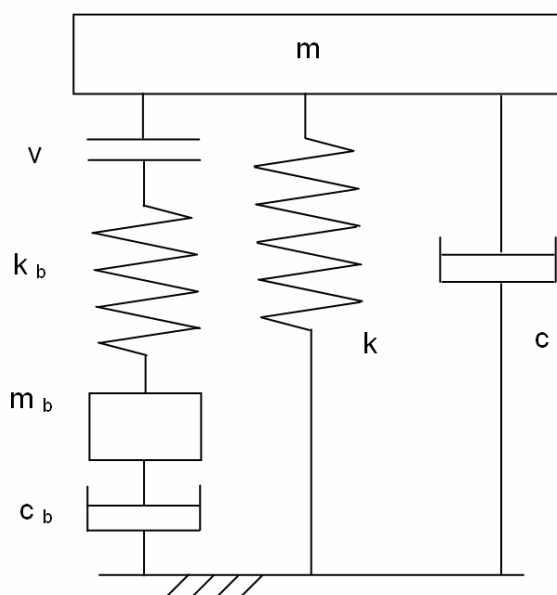
(root mean square), teda druhá odmocnina strednej hodnoty kvadrátov hodnôt signálu, CF (crest factor), čo je pomer maximálnej hodnoty signálu ku RMS a CU (curtosis), špicatosť rozdelenia maxím okolo strednej hodnoty pre hodnotenie jazdnej dynamiky a správania sa vozidla. Pri dynamickom teste budíme tlmič signálom s konštantnou amplitúdou a pomaly sa meniacou frekvenciou (chirp test). Nelineárne vlastnosti tlmiča dokumentuje nelineárny priebeh v závislosti sily na rýchlosti, pričom dynamické vlastnosti charakterizuje tvar hysterézie.

Identifikácia a ladenie vlastností modelu hydrouloženia

Výsledkom reálnych testov sú časové závislosti parametrov hydrouloženia, avšak pre automobilových inžinierov z vývoja aj subdodávateľov je opis vlastností hydrouloženia zrozumiteľnejší vo frekvenčnej oblasti. Vo frekvenčnej oblasti sú aj zvyčajne vyjadrené dynamické charakteristiky hydrouloženia (dynamická tuhosť, fázový uhol posunutia a špecifická práca tlmenia) Nakoľko ich v tejto forme nemôžeme použiť ako priame vstupy pre dynamické simulácie, ani na prepojenie reálnych a virtuálnych testov, treba ich konvertovať z frekvenčnej do časovej oblasti, tam ich optimalizovať a opäť ich vyjadriť vo frekvenčnej oblasti.

Nakoľko pri linearizácii nelineárnej sústavy v rovnovážnom stave nám modálna a spektrálna analýza vlastných frekvencií a tvarov neposkytne dostatočné informácie o odozve systému na budenie v inom frekvenčnom pásme, treba uskutočniť frekvenčné analýzy prehľadávacím harmonickým silovým budením ako aj skokovým a impulzným budením.

Model hydrouloženia v module ADAMS/Car Ride môže byť lineárny aj nelineárny, pričom ich utvárame podľa Weberovho modelu s hydraulickým prepojením, paralelnou pružinou a paralelným tlmičom ako bol na Obr. 15.



(Obr.15) Weberov model hydrouloženia s hydraulickým prepojením, paralelnou pružinou a paralelným tlmičom.

Pre lineárny model hydrouloženia postupne zadáme päť parametrov:

- tuhosť k nosnej gumenej pružiny (Rubber Stiffness),
- tlmenie c nosnej gumenej pružiny (Rubber Damping),
- lineárnu hydraulickú tuhosť k_b (Coupling Stiffness),
- hmotnosť oleja vrátane hydraulického prevodu m_b (Effective Fluid Mass),
- lineárne hydraulické viskózne tlmenie c_b (Linear Fluid Damping),

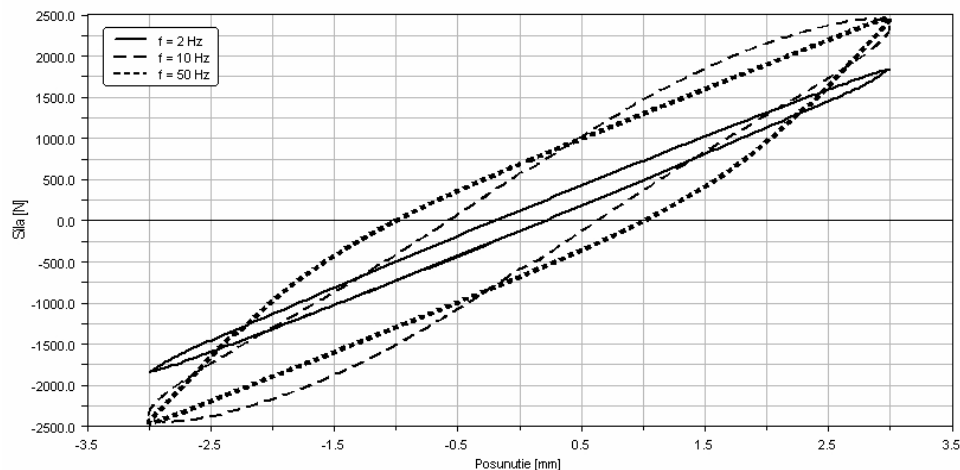
a pre nelineárny model hydrouloženia pribudnú ďalšie tri parametre:

- kvadratické kanálikové tlmenie c_{kq} (Quadratic Fluid Damping)
- vďaka v (clearance),
- degresívna charakteristika membrány voči premiestneniu k_{bf} (Coupling Stiffness Declining),

Hydrouloženie charakterizujeme dynamickou tuhosťou (dynamic stiffness), fázovým uhlom posunutia (phase angle shift) a špecifickou prácou tlmenia (specific damper work), pričom dynamická tuhosť je pomer meranej sily a amplitúdy výchylky, fázový uhol posunutia vyjadruje oneskorenie harmonickej sily odozvy voči budeniu a špecifická práca tlmenia sa ako miera dissipovanej energie rovná ploche hysteréznej slučky voči budiacej amplitúde.

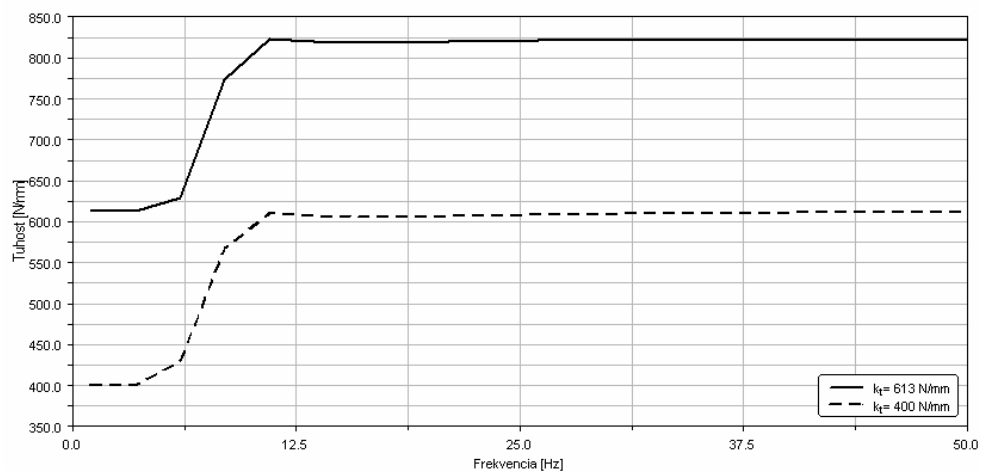
Výsledky virtuálnych testov hydrouloženia

Na Obr.20 je priebeh sily F pôsobiacej v hydrouložení v závislosti na premiestnení pri budiacich frekvenciách 2,10, a 50 Hz.

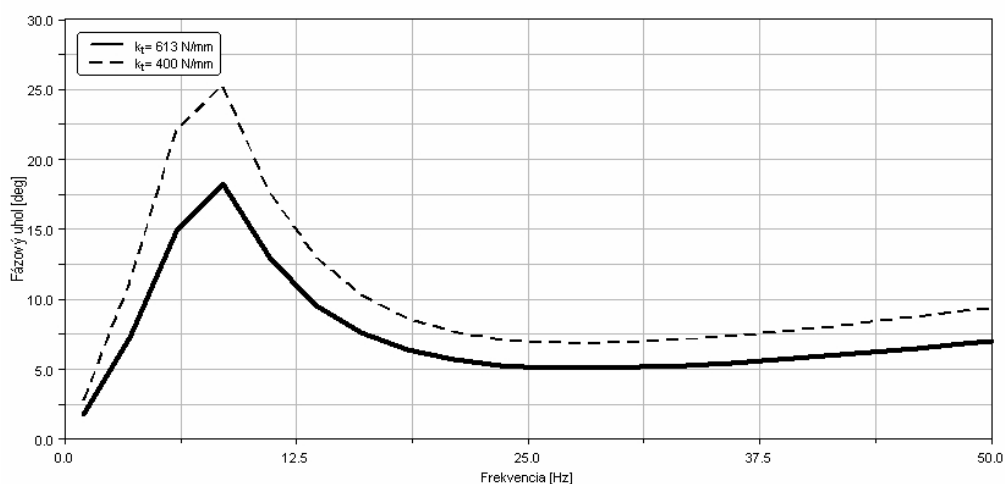


Obr. 20 Sila pôsobiaca v hydrouložení pri budiacich frekvenciách 2,10, a 50 Hz.

Na Obr.21 je závislosť dynamickej tuhosti na frekvencii a na Obr.22 je závislosť fázového uhla na frekvencii, pri kinematickom budení (MOTION) hydrouloženia harmonicou funkciou frekvenciami od $f = 1$ až 50 Hz s krokom 1 Hz a amplitúdou 3 mm.

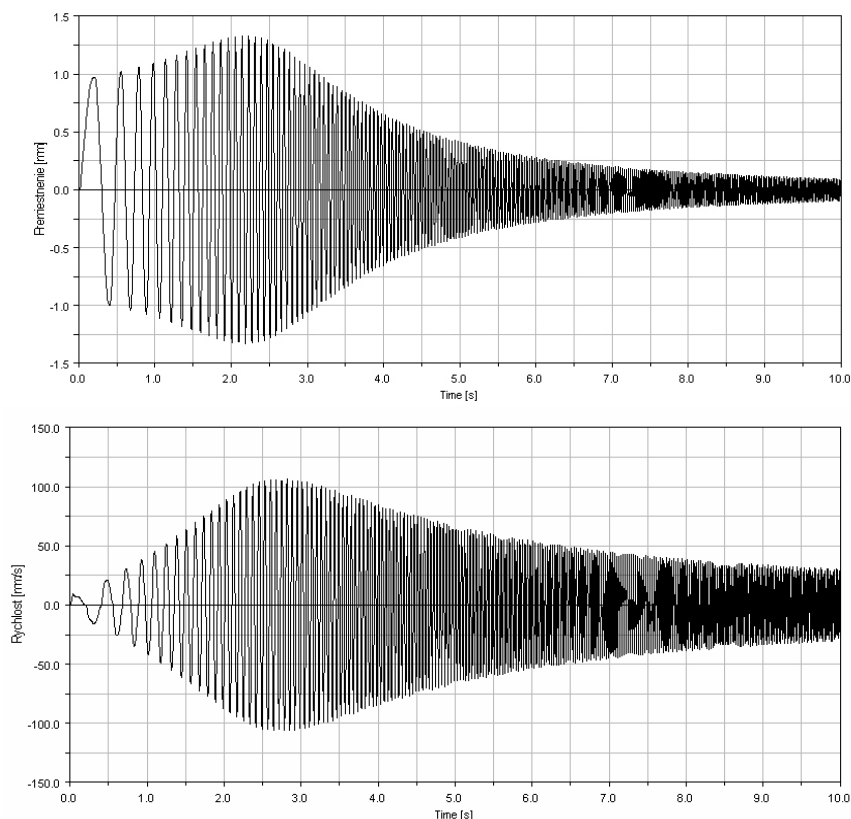


Obr. 21 Priebeg dynamickej tuhosti v závislosti na frekvencii pri meniacej sa tuhosti k_t nosnej gumenej pružiny.



Obr. 22 Priebeg fázového uhla v závislosti na frekvencii pri meniacej sa tuhosti k_t nosnej gumenej pružiny.

Časový priebeh posunutia kvapaliny (Obr.23a) a rýchlosti kvapaliny (Obr.23b) v hydrouložení sme získali kinematickým budením (MOTION) hydroulożenia prehľadavacou funkciou (sweep sine) s plynule rastúcou frekvenciou budenia od 1 Hz do 50 Hz.



Obr. 23 Časový priebeh a) posunutia kvapaliny, b) rýchlosti kvapaliny v hydrouložení pri zväčšujúcej sa frekvencii budenia (1 Hz ÷ 50 Hz)

Aké sú možnosti uplatnenia modulu ADAMS/Vibration.

Modul MSC.ADAMS/Vibration využívame na prípravu modelu utvoreného v prostredí MSC.ADAMS, na realizáciu frekvenčnej analýzy a pre spresnenie a optimalizáciu vlastnosti modelu tak, aby mala jeho odozva vyžadovaný priebeh. Práca vo frekvenčnej oblasti s modulom ADAMS/Vibration má v porovnaní s časovou analýzou výhodu v tom, že poskytuje rýchlejšie a názornejšie informácie o kritických prevádzkových vlastnostiach modelu. Modul MSC.ADAMS/Vibration je vhodný na hlbšie štúdium kmitania modelov pre používateľov, ktorí sa zaoberajú NVH úlohami analyticky a ktorí pracujú v programe MSC.ADAMS s pružnými telesami. Pri štúdiu možností uplatnenia modulu ADAMS/Vibration sa zameriame na to:

- ako pripraviť modely v prostredí MSC.ADAMS pre analýzu kmitania,
 - vstupné a výstupné kanály,
 - budiče síl a momentov: PSD (spektrálna výkonová hustota), budiaca sila s konštantnou amplitúdou a sínusovým priebehom na prehľadávanie odoziev v danom frekvenčnom spektre,
- aké sú možné druhy analýz vo frekvenčnej oblasti,
 - analýza vlastných tvarov, (Normal mode analysis),
 - analýza vynúteného kmitania, (Forced vibration analysis),

- výpočet modálnej energie,
- aké sú rozdiely spôsobu práce a spracovania výsledkov analýz v časovej a frekvenčnej oblasti,
- ako integrujeme nástroje pre analýzu vo frekvenčnej oblasti s nástrojmi na vyhodnotenie vlastností modelu v prostredí MSC.ADAMS/View,
- aké sú špeciálne vymoženosti v module MSC.ADAMS/PostProcessor,
 - animácie: vlastné tvary, vynútené kmitanie,
 - grafy: rozloženie vlastných tvarov systému v komplexnej rovine (system modes), frekvenčná odozva (frequency response), prenosová funkcia (transfer function), výstupná spektrálna výkonová hustota (output PSD), modálne súradnice (modal coordinates), modálne príspevky (modal participations).

Popri základných možnostiach prípravy modelu a jeho analýz vo frekvenčnej oblasti môžeme pre štúdie vplyvu zmien parametrov (Design Study) vytvoriť potrebné makro (Create Vibration Design Objective Macro), ako aj pripraviť dávkové spracovanie analýz pomocou súboru Python script utvoreného podľa syntaxe v ADAMS/Vibration Python API, čo je rozhranie pre aplikačné programy (Application Program Interface). Na každej používateľskej úrovni práce s programom MSC.ADAMS je viacero alternatívnych možností, ktoré nám umožňujú analyzovať vlastnosti budúceho výrobku z viacerých hľadísk. Sústavu z obr.1 môžeme vytvoriť zo systémových modelovacích prvkov (System Elements: state variables, arrays, matrices, implicit and explicit differential equations, linear state equations and transfer function) jednak pomocou dvoch diferenciálnych rovníc, alebo lineárnymi stavovými rovnicami pomocou matíc $\mathbf{A}(t)$, $\mathbf{B}(t)$, $\mathbf{C}(t)$, $\mathbf{D}(t)$, ako aj pomocou prenosovej funkcie.

Aj v prostredí modulu MSC.ADAMS/PostProcessor máme na filtrovanie signálu k dispozícii jednak

- metódu kontinuálneho filtrovania s možnosťami
 - transformovať časový signál do frekvenčnej oblasti rýchlou Fourierovou transformáciou FFT,
 - násobiť výslednú funkciu filtrovacou funkciou,
 - uskutočniť inverznú FFT,
- ako aj metódu diskretného filtrovania priamo v časovej oblasti. Filtrovaný signál je v každom časovom kroku lineárnou kombináciou predošlých vstupných a výstupných signálov s diskretnou prenosovou funkciou.

Bodeho dvojice priebehov amplitúdy odozvy, ako aj fázového uhla v logaritmickej mierke môžeme vygenerovať podľa toho, či reprezentujeme systém pomocou prenosových funkcií, stavovými maticami, alebo dvojicou signálov zo vstupného a výstupného kanála.

Ako hodnotíme jazdné pohodlie a jazdnú istotu dopravných prostriedkov

Kvalitu dopravných prostriedkov posudzujeme hlavne podľa toho, aké poskytuje jazdné pohodlie (komfort), teda ako vodič vníma a hodnotí pôsobenie budiacich síl v miestach jeho kontaktu s vozidlom (volant, sedadlo, podlaha) a akú poskytuje jazdnú istotu, teda aký je priebeh dynamických normálových síl v kontakte pneumatiky s cestou počas rôznych

jazdných režimoch. Pri hodnotení jazdného komfortu aj jazdnej istoty vozidla zohrávajú rozhodujúcu úlohu dynamické vlastnosti pružných prvkov (gumené uloženia, hydrouloženia, kovové pružiny, olejové tlmiče, vzduchové pružiny), preto sa pozornosť vývojárov sústredila na skúmanie možností ich optimalizácie.

Napriek tomu, že reálna mechanická sústava vozidla je nelineárna so spojito rozloženými parametrami, ak jej pružné vlastnosti majú relatívne malé nelinearity, potom môžeme modelovať virtuálny model vozidla ako sústavu s diskkrétne rozloženými parametrami. Pri určovaní dynamických vlastností modelu vozidla (priebeh rozbehu a jazdných režimov, odozvy na budenie,...) využívame časové a frekvenčné lineárne prenosové dynamické charakteristiky (dynamická poddajnosť) ako operátory, ktoré vstupom priradia výstupy.

Pri počítačovej optimalizácii vlastností dynamického modelu vozidla v prostredí programu MSC.ADAMS kombinujeme štatistické a pravdepodobnostné metódy so spektrálnou a modálnou analýzou vlastných frekvencií a vlastných tvarov ako aj s analýzou vynúteného kmitania od periodického pohybu nevyvážených hmôt motora (piesty, ojnice, kľukový hriadel), od síl vznikajúcich pri spaľovaní vo valci aj od síl interakcie vozidla s cestou. Pružné prvky spojenia motora a zavesení kolies s karosériou vozidla modelujeme ako sily s nelineárnymi charakteristikami, pričom môžu byť funkciami premiestnení, alebo rýchlostí.

Algoritmy programu MSC.ADAMS pri modálnej analýze dynamického modelu vozidla linearizujú nelineárne vlastnosti tuhosti a tlmenia pružných prvkov v zvolenom pracovnom bode celej sústavy, pričom prijateľné výsledky získavame v rovnovážnej polohe systému. Z matematického hľadiska príslušné algoritmy pretransformujú zmiešanú sústavu diferenciálnych a algebrických rovníc (DAE) druhého rádu na sústavu dynamických a kinematických obyčajných diferenciálnych rovníc ODE prvého rádu, pričom rýchlosti budú vystupovať v stavových premenných a zrýchlenia vyplynú z derivácie rýchlostí. Analýza vynúteného kmitania je výpočtovo náročnejšia ako modálna analýza, lebo sústavu DAE rovníc treba riešiť metódou BDF s prediktorom a korektorom, pričom vzorkovacia frekvencia musí byť dvakrát vyššia ako je najvyššia aktívna frekvencia. Čím je rád k aproximačného BDF polynómu väčší ako 1, tým väčšie sú oblasti nestability riešenia v zápornej časti komplexnej roviny.

Vlastné frekvencie stabilnej linearizovanej mechanickej sústavy musia mať reálnu časť zápornú čo v praxi znamená, že v takejto sústave sa budiaci impulz utlmí za krátky čas. Reálna časť vlastných hodnôt súvisí s tlmením a imaginárna časť vlastných hodnôt závisí od fázového uhla oneskorenia odozvy voči budeniu čo súvisí s tlmenou vlastnou frekvenciou, ktorou dynamický systém kmitá pri vlastnom tvare. Pri skúmaní odozvy dynamického systému na náhodné budenie nepoužívame priamo časové priebehy budenia, ale odpovedajúce štatistické charakteristiky.

Vozidlo by malo spĺňať požiadavky na jazdný komfort a jazdnú bezpečnosť vozidla, teda aby vhodne filtrovalo prenos budiacich síl od kontaktu kolies s cestou a od motora do kontaktných miest s vodičom a aby zachovávalo kontakt kolesa s cestou. Výskum budenia vozidla od vertikálnych síl vyústil do spracovania noriem VDI 2057 či ISO/2631 pre hodnotenie komfortu na základe kriviek konštantnej citlivosti človeka na vertikálne kmitanie sedadla pri rôznych frekvenciách. Ak chceme dosiahnuť, aby vozidlo pri stochastickom budení od cesty aj pri prejazde jednotlivých prekážok poskytovalo čo najlepšie jazdné pohodlie, na skúmanie týchto prípadov treba využiť nelineárne modely pružných prvkov. Do virtuálnych modelov náprav v súčasnosti zakomponovávame modely hydrouložení, pružných uložení s trením, vzduchových pružín a dorazov.

Požiadavkou dynamickej optimalizácie jazdného pohodlia vozidla je, aby vlastné frekvencie odpovedajúcej dynamickej sústavy vozidla s motorom ležali v rozmedzí medzi 8 - 15 Hz, pričom musia byť navzájom oddelené. Dôvodom je, aby sa nevybudili vlastné frekvencie ľudských orgánov, ktoré sú v pásmach 4 - 8 Hz a 15 - 60 Hz pri zvislom budení a 1 - 3 Hz pri horizontálnom budení. Pružné prvky uloženia motora na rám by teda mali mať nízku tuhosť a tlmenie, aby účinne izolovali vysokofrekvenčné budenie s malou amplitúdou pri voľnobežných otáčkach motora s budiacou frekvenciou okolo 20Hz, ale zároveň by mali mať vysokú tuhosť aj tlmenie, aby tlmili nízkofrekvenčné budenie od cesty s frekvenciou pod 8Hz a veľkou amplitúdou. Nájst' kompromis medzi týmito protichodnými požiadavkami umožňujú nelineárne vlastnosti hydrouloženia s možnosťou optimalizácie jeho priebehu tuhosti aj tlmenia.

Literatúra

- [1] Bolton, W. (1999): Mechatronics. Electronic control systems in mechanical and electrical engineering, Addison Wesley Longman Limited.
- [2] Inman, Daniel, J. (2001) : Engineering Vibration, Prentice Hall, Inc.
- [3] Starek, Ladislav (2001): Kmitanie mechanických sústav, Edičné stredisko STU Bratislava.