



ANALYSIS OF RANDOM VIBRATION OF THE TWO-WHEEL TRAILER

J. Steinhübl^{*} - O. Záhorec^{**}

Summary: This contribution contains method for determination of maximum deflections and vibration serenity of linear mechanical systems with normal stationary random excitation. At the same time there is presented the method for the determination of maximum powers between base and linear mechanical system and between bodies in the linear mechanical system here.

1. Úvod

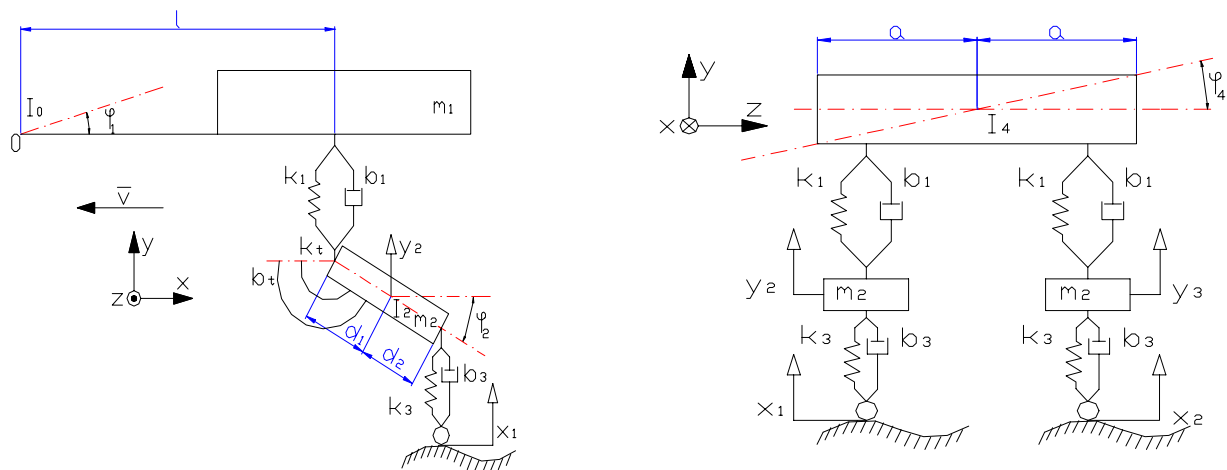
Metódy analytického riešenia náhodného kmitania sú založené na teórii pravdepodobnosti a matematickej štatistiky. V článku je uvedený postup analýzy náhodného kmitania pre konkrétny typ prívesného vozíka, ktorý predstavuje lineárnu mechanickú sústavu s n° voľnosti. Využitím korelačnej metódy je uvedený postup určenia maximálnej výchylky odpruženej časti vozíka, veľkosti prenášanej sily do základu, určenie rýchlosti pri ktorej dochádza k odskoku vozíka od vozovky, pričom uvažujeme kinematické náhodné budenie od nerovnosti vozovky, ktoré má charakter stacionárneho náhodného procesu s normálnym (Gaussovým) rozdelením hustoty pravdepodobnosti. Analýza náhodného kmitania prívesného vozíka bola vykonaná na základe toho, aby sa zistila príčina výrazného kmitania odpruženej časti vozíka.

2. TEORETICKÉ RIEŠENIE PROBLÉMU

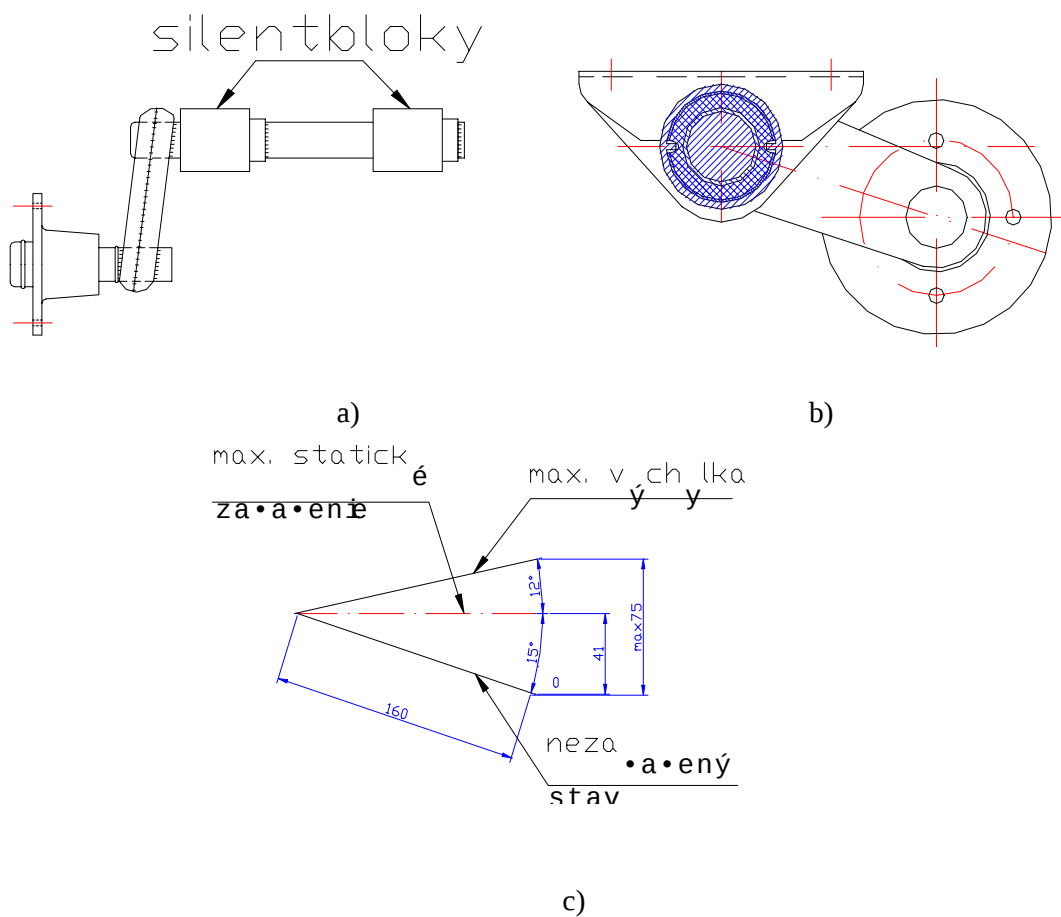
Prívesný vozík typ LPA 180 U (ide o jednonápravový prívesný vozík, nebrzdený do nosnosti 650 kg s ložnou plochou $e \times 2a \times c$ 1745x1075x355) predstavuje lineárnu mechanickú sústavu so šiestimi stupňami voľnosti s kinematickým náhodným budením, t.j. sústavu s dvoma vstupnými a so šiestimi výstupnými signálmi obr.1. Odpruženie vozíka zabezpečuje náprava od firmy KNOTT, s.r.o. ktorá sa skladá so sústavy silentblokov obr.2a, ktoré sa navárajú na rameno nápravy. Takto zhotovené odpružené rameno nápravy sa potom lisuje do rúry nápravy obr.2b [7]. Dynamické parametre k_1 , b_1 charakterizujú tuhosť a súčiniteľ lineárneho tlmenia silentbloku, k_t , b_t torznú tuhosť a súčiniteľ lineárneho torzného tlmenia silentbloku, k_3 je tuhosť pneumatiky (v rozsahu 60000 – 200000 N.m⁻¹), b_3 je súčiniteľ lineárneho tlmenia v pneumatike, m_1 je hmotnosť odpruženej časti vozíka, m_2 je hmotnosť neodpruženej časti vozíka, I_0 je moment zotrvačnosti odpruženej časti vozíka k ťažnému zariadeniu vozidla (uvažujeme, že vozík je vedený, zanedbávame kmitanie ťažného zariadenia vozidla), I_2 je moment zotrvačnosti k osi prechádzajúcej ťažiskom neodpruženej časti vozíka (k osi „z“), I_4 je moment zotrvačnosti k osi „x“ prechádzajúcej ťažiskom odpruženej časti vozíka.

^{*} STU SjF Ktm, Nám. Slobody 17, Bratislava, +421 757296404, steinhubl@sjf.stuba.sk

^{**} STU SjF Ktm, Nám. Slobody 17, Bratislava, +421 7 57296376 zahorec@sjf.stuba.sk



Obr.1. Dynamický model prívesného vozíka s dvoma vstupnými signálmi a so šiestimi výstupnými signálmi.



Obr.2. a) sústava silentblokov zabezpečujúca odpruženie prívesného vozíka,
b) priečny prierez nápravy prívesného vozíka,
c) pružinový diagram sústavy silentblokov

Matematický model určíme pomocou Lagrangeových rovníc II druhu

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_K}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial E_K}{\partial q_j} + \frac{\partial E_P}{\partial q_j} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_j} = Q_j \quad (1)$$

pre náš prípad

$$\begin{aligned} E_K &= \frac{1}{2} I_0 \dot{\phi}_1^2 + \frac{1}{2} I_4 \dot{\phi}_4^2 + \frac{1}{2} I_2 \dot{\phi}_2^2 + \frac{1}{2} I_2 \dot{\phi}_3^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{y}_2^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{y}_3^2 \\ E_P &= \frac{1}{2} k_1 [l\phi_1 - (y_2 - d_1\phi_2) - a\phi_4]^2 + \frac{1}{2} k_1 [l\phi_1 - (y_3 - d_1\phi_3) + a\phi_4]^2 + \\ &+ \frac{1}{2} k_t (\phi_2^2 + \phi_3^2) + \frac{1}{2} k_3 [x_1 - (y_2 + d_2\phi_2)]^2 + \frac{1}{2} k_3 [x_2 - (y_3 + d_2\phi_3)]^2 \\ D &= \frac{1}{2} b_1 [l\dot{\phi}_1 - (\dot{y}_2 - d_1\dot{\phi}_2) - a\dot{\phi}_4]^2 + \frac{1}{2} b_1 [l\dot{\phi}_1 - (\dot{y}_3 - d_1\dot{\phi}_3) + a\dot{\phi}_4]^2 + \\ &+ \frac{1}{2} b_t (\dot{\phi}_2^2 + \dot{\phi}_3^2) + \frac{1}{2} b_3 [\dot{x}_1 - (\dot{y}_2 + d_2\dot{\phi}_2)]^2 + \frac{1}{2} b_3 [\dot{x}_2 - (\dot{y}_3 + d_2\dot{\phi}_3)]^2 \end{aligned} \quad (2)$$

Po dosadení vzťahu (2) do vzťahu (1) a po vykonaní príslušných matematických operácií dostaneme pohybové rovnice (matematický model) náhodného kmitania prívesného vozíka v tvare :

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{B}\dot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{q}(t) = \mathbf{F}(t) \quad (3)$$

$$\mathbf{M} = \text{diag}([I_0, I_2, I_2, I_4, m_2, m_2])$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 2b_1 l^2 & b_1 l d_1 & b_1 l d_1 & 0 & -b_1 l & -b_1 l \\ b_1 l d_1 & A_1 & 0 & -b_1 a d_1 & B_1 & 0 \\ b_1 l d_1 & 0 & A_1 & b_1 a d_1 & 0 & B_1 \\ 0 & -b_1 a d_1 & b_1 a d_1 & 2a^2 b_1 & b_1 a & -b_1 a \\ -b_1 l & B_1 & 0 & b_1 a & b_1 + b_3 & 0 \\ -b_1 l & 0 & B_1 & -b_1 a & 0 & b_1 + b_3 \end{bmatrix} \quad \begin{aligned} A_1 &= b_1 d_1^2 + b_t + b_3 d_2^2 \\ B_1 &= b_3 d_2 - b_1 d_1 \end{aligned}$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} 2l^2 k_1 & k_1 l d_1 & k_1 l d_1 & 0 & -k_1 l & -k_1 l \\ k_1 l d_1 & A_2 & 0 & -k_1 a d_1 & B_2 & 0 \\ k_1 l d_1 & 0 & A_2 & k_1 a d_1 & 0 & B_2 \\ 0 & -k_1 a d_1 & k_1 a d_1 & 2a^2 k_1 & k_1 a & -k_1 a \\ -k_1 l & B_2 & 0 & k_1 a & k_1 + k_3 & 0 \\ -k_1 l & 0 & B_2 & -k_1 a & 0 & k_1 + k_3 \end{bmatrix} \quad \begin{aligned} A_2 &= k_1 d_1^2 + k_t + k_3 d_2^2 \\ B_2 &= k_3 d_2 - k_1 d_1 \end{aligned}$$

$$\mathbf{q}(t) = [\phi_1(t) \quad \phi_2(t) \quad \phi_3(t) \quad \phi_4(t) \quad y_2(t) \quad y_3(t)]^T$$

$$\mathbf{F}(t) = \begin{bmatrix} 0 & A_3 d_2 x_1(t) & A_3 d_2 x_2(t) & 0 & A_3 x_1(t) & A_3 x_2(t) \end{bmatrix}^T, A_3 = (k_3 + i\omega b_3)$$

pre náš prípad : $k_1=8,3835e6 \text{ N.m}^{-1}$, $b_1= 1,4019e3 \text{ N.m}^{-1}.\text{s}$, $k_t=5,0737e3 \text{ N.m}^{-1}$,

$b_t=7,7533 \text{ N.m.s}$, $l=1862,4\text{mm}$, $a=537,5\text{mm}$, $d_1=123,064\text{mm}$, $d_2=36,936\text{mm}$, $e_1=1037,6\text{mm}$,
 $e_2=707,4\text{mm}$, $e=e_1+e_2$, $c=355\text{mm}$, $m_2=25,49\text{kg}$, $I_2=0,63905\text{kg.m}^2$, $m_1=99,015+m_n \text{ kg}$,

$$m_n=0 \div 500 \text{ kg}, I_0 = \frac{m_1}{3ec} [c^3 e + c(e_2^3 + e_1^3)] + m_1 l^2 \text{ kg.m}^2, I_4 = \frac{m_1}{3} [a^2 + c^2] \text{ kg.m}^2$$

k_1 , b_1 , k_t , b_t boli určené z experimentálneho merania [7]. Riešenie vykonáme vo frekvenčnej oblasti. Aplikovaním Fourierovej transformácie na pohybovú rovnicu (3) dostávame

$$(-\omega^2 \mathbf{M} + i\omega \mathbf{B} + \mathbf{K}) \mathbf{Q}(i\omega) = \mathbf{F}(i\omega) \quad (4)$$

hľadané výchylky jednotlivých členov sústavy určíme zo vzťahu

$$\mathbf{Q}(i\omega) = (\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M} + i\omega \mathbf{B})^{-1} \mathbf{F}(i\omega) = \mathbf{H}(i\omega) \mathbf{F}(i\omega) \quad (5)$$

kde $\mathbf{H}(i\omega)$ je štvorcová matica rozmeru (6x6) frekvenčného prenosu sústavy. Výraz (5) určuje vzťah medzi Fourierovou transformáciou vstupu a výstupu. Nás zaujímajú vzťahy medzi spektrálnou výkonovou hustotou vstupu a výstupu, pre ktoré platí

$$\mathbf{S}_q(\omega) = \mathbf{Q}(-i\omega) \mathbf{Q}^T(i\omega) = \mathbf{H}(-i\omega) \mathbf{F}(-i\omega) \mathbf{F}^T(i\omega) \mathbf{H}^T(i\omega) = \mathbf{H}(-i\omega) \mathbf{S}_F(\omega) \mathbf{H}^T(i\omega) \quad (6)$$

v našom prípade

$$\mathbf{S}_F(\omega) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & A_3^2 d_2^2 S_{x1} & 0 & 0 & A_3^2 d_2 S_{x1} & 0 \\ 0 & 0 & A_3^2 d_2^2 S_{x2} & 0 & 0 & A_3^2 d_2 S_{x2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & A_3^2 d_2 S_{x1} & 0 & 0 & A_3^2 S_{x1} & 0 \\ 0 & 0 & A_3^2 d_2 S_{x2} & 0 & 0 & A_3^2 S_{x2} \end{bmatrix}$$

Určenie kinematického budenia : uvažujme prípad, že vozík sa pohybuje po udržiavanej ceste. Možno konštatovať, že nerovnosti povrchov udržiavaných ciest sú stacionárne náhodné procesy. V našom prípade ide o dva nezávislé (nekorelované) náhodné procesy. Porovnaním viacerých experimentálne určených autokorelačných funkcií nerovností povrchu ciest sa zistilo, že autokorelačná funkcia nerovnosti sa dosť presne aproximuje funkciou [5],[8]

$$R_x(v\tau) = D_x \exp(-\alpha_1 v |\tau|) \cos \beta_1 v \tau \quad (7)$$

kde D_x je rozptyl kinematického náhodného budenia

α_1, β_1 sú koeficienty korelačnej závislosti kinematického náhodného budenia [m^{-1}]

pre rýchlosť pohybu vozíka $v = 1 \text{ m.s}^{-1}$.

v rýchlosť pohybu vozíka [m.s^{-1}].

τ rozdiel dvoch časových okamihov [s].

Na základe Wiener – Chinčinového vzťahu $S_x(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} R_x(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau$ dostávame

$$S_{xj}(\omega) = \frac{D_{xj}}{\pi} \frac{\alpha_1 v [\alpha_1^2 v^2 + \omega^2 + \beta_1^2 v^2]}{\omega^4 + 2v^2 (\alpha_1^2 - \beta_1^2) \omega^2 + v^4 (\alpha_1^2 + \beta_1^2)^2} \quad j = 1, 2 \quad (8)$$

Pre náš prípad $\alpha_1 = 0,12 \text{ m}^{-1}$, $\beta_1 = 0,45 \text{ m}^{-1}$, $D_{x1} = 0,0001 \text{ m}^2$, $D_{x2} = 0,00012 \text{ m}^2$. Keďže vstupné signály sú stacionárne náhodné procesy s normálnym (Gaussovým) rozdelením hustoty

pravdepodobnosti, potom maximálne hodnoty výstupného signálu na základe Wiener – Chinčinových vzťahov budú s pravdepodobnosťou 99,7%

$$\mathbf{q}_{\max} = \mathbf{m}_{\mathbf{q}1} + 3\boldsymbol{\sigma}_{\mathbf{q}} = \mathbf{H}(0)\mathbf{m}_{\mathbf{F}1} + 3\sqrt{\int_0^{\infty} \mathbf{S}_{\mathbf{q}}(\omega)d\omega} \quad (9)$$

kde $\boldsymbol{\sigma}_{\mathbf{q}}$ – vektor smerodajných odchýlok vektora výstupného náhodného procesu $\mathbf{q}(t)$

$\mathbf{m}_{\mathbf{q}1}$ – vektor stredných hodnôt vektora výstupného náhodného procesu $\mathbf{q}(t)$

$\mathbf{m}_{\mathbf{F}1}$ – vektor stredných hodnôt vektora vstupného náhodného procesu $\mathbf{F}(t)$, v našom prípade ide o nulový vektor [5],[6].

Ďalšia dôležitá podmienka pri prevádzke príviesného vozíka je bezpečnosť jazdy (max. dovolená rýchlosť vozíka je 80 km.h⁻¹), čo znamená, že vozík by nemal stratiť kontakt s vozovkou. Táto podmienka bude splnená za predpokladu, že platí

$$F_{\text{stat}} > F_{\text{dyn}} \quad (10)$$

F_{stat} – statická sila vozíka na vozovku,

$$F_{\text{stat}} = (m_1 + 2m_2)g, \quad g = 9,806 \text{ m.s}^{-2}$$

F_{dyn} – dynamická sila vozíka na vozovku

$$\begin{aligned} F_{\text{dyn}1} &= b_3(\dot{x}_1 - \dot{y}_2 - d_2\dot{\varphi}_2) + k_3(x_1 - y_2 - d_2\varphi_2) = m_2\ddot{y}_2 + \frac{I_0}{2l}\ddot{\varphi}_1 - \frac{I_4}{2a}\ddot{\varphi}_4 \\ F_{\text{dyn}2} &= b_3(\dot{x}_2 - \dot{y}_3 - d_2\dot{\varphi}_3) + k_3(x_2 - y_3 - d_2\varphi_3) = m_2\ddot{y}_3 + \frac{I_0}{2l}\ddot{\varphi}_1 + \frac{I_4}{2a}\ddot{\varphi}_4 \end{aligned} \quad (11)$$

Podmienka odskoku

$$F_{\text{dyn}j} > 0.5 F_{\text{stat}} \quad j = 1,2 \quad (12)$$

V našom prípade odskok nastane len vtedy, ak $\text{sgn}(F_{\text{dyn}j}) \neq \text{sgn}(F_{\text{stat}})$. Ak platí $\text{sgn}(F_{\text{dyn}j}) = \text{sgn}(F_{\text{stat}})$, potom môžeme z tejto podmienky určiť veľkosť prenášanej sily do základu

$$F_{\text{zak}j} = F_{\text{dyn}j} + 0.5F_{\text{stat}}, \quad j = 1,2 \quad (13)$$

Nás zaujíma maximálna prenášaná sila do základu, pre ktorú platí

$$F_{\text{zak}j \max} = F_{\text{dyn}j \max} + 0.5F_{\text{stat}} \quad (14)$$

$$F_{\text{dyn}j \max} = m_{F_{\text{dyn}j}} + 3\sigma_{F_{\text{dyn}j}} = m_{F_{\text{dyn}j}} + 3\sqrt{\int_0^{\infty} \omega^4 S_{F_{\text{dyn}j}}(i\omega)d\omega} \quad j = 1,2 \quad (15)$$

$$\begin{aligned} S_{F_{\text{dyn}j}}(i\omega) &= m_2^2 S_{y_j}(\omega) + \frac{I_0^2}{4l^2} S_{\varphi 1}(\omega) + \frac{I_4^2}{4a^2} S_{\varphi 4}(\omega) + \frac{m_2 I_0}{2l} (S_{y_j \varphi 1}(i\omega) + S_{\varphi 1 y_j}(i\omega)) \mp \\ &\mp \frac{m_2 I_4}{2a} (S_{y_j \varphi 4}(i\omega) + S_{\varphi 4 y_j}(i\omega)) \mp \frac{I_0 I_4}{4al} (S_{\varphi 1 \varphi 4}(i\omega) + S_{\varphi 4 \varphi 1}(i\omega)) \end{aligned} \quad j = 2,3 \quad (16)$$

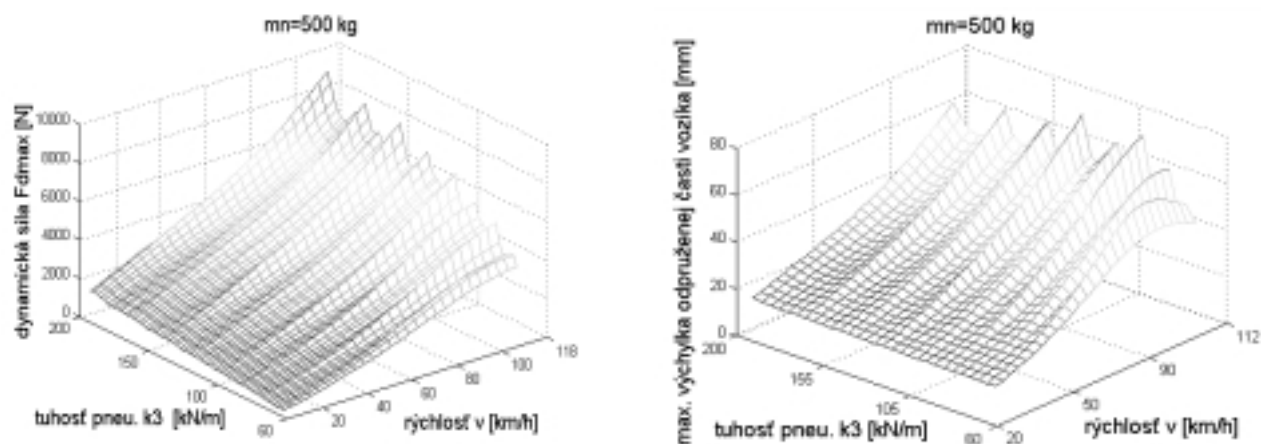
Voľba tuhosti pneumatiky : pri prevážaní nákladu určitej hmotnosti sú dynamické vlastnosti pneumatiky jediným ovplyvniteľným parametrom slúžiacim na potlačenie kmitania. Preto optimálne dynamické vlastnosti pneumatiky sú veľmi dôležité pri prevádzke príviesného vozíka. Na základe

[1],[2] dynamické vlastnosti pneumatiky závisia od nahustenia, zaťaženia pneumatiky a od rýchlosti jazdy. V našom prípade uvažujeme radiálnu pneumatiku 165/70 R13. Pre radiálne pneumatiky platí, že ich tuhosť sa vplyvom zmeny rýchlosti mení len nepatrne [1], čiže môžeme ju považovať za konštantnú, pre súčiniteľ lineárneho viskózneho tlmenia b_3 platí, že vplyvom zvyšovania rýchlosti pneumatiky jeho hodnota exponenciálne klesá.

Tabuľka 1

Hmotnosť nákladu m_n [kg]	Ideálna tuhosť pneumatiky k_3 [kN/m]	Rýchlosť pri ktorej dochádza k odskoku v [km.h ⁻¹]	Maximálna výchylka odpruženej časti vozíka do odskoku $l.\varphi_{1max}$ [mm]	Maximálna prenášaná sila do základu do rýchlosti odskoku F_{zakmax} [N]	Maximálna výchylka ramena nápravy vozíka	
					φ_{2max} [°]	φ_{3max} [°]
0	60	39,6	17,3	1438,4	0,51	0,52
100	60	54	23,35	2396,3	0,93	0,94
200	63	64,8	29,5	3397,8	1,39	1,4
300	65	72	36,52	4443,3	1,87	1,89
400	67	75,6	40,69	5267,9	2,2	2,21
500	70	82,8	46,89	6656,8	2,99	3,12

V tabuľke1 sú výsledky analýzy náhodného kmitania príviesného vozíka pre experimentálne namerané dynamické parametre nápravy príviesného vozíka. Analýza bola vykonaná tak, že sme hľadali takú tuhosť pneumatiky, pri ktorej je rýchlosť odskoku vozíka od vozovky čo najväčšia a maximálna výchylka odpruženej časti vozíka čo najnižšia obr.3.



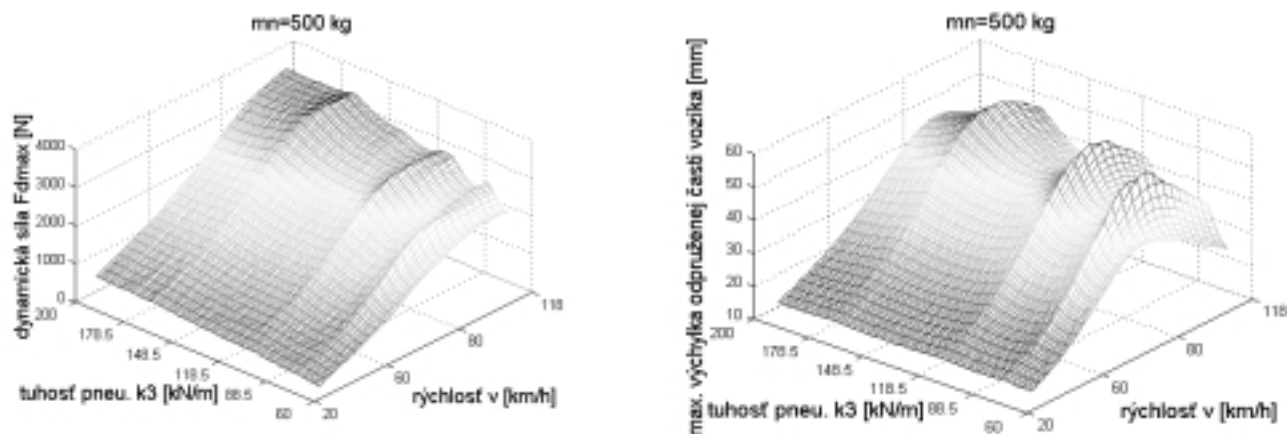
Obr.3. Grafické zobrazenie maximálnej dynamickej sily do základu a maximálnej výchylky odpruženej časti vozíka pre experimentálne určené dynamické parametre vozíka.

Z tabuľky1 je zrejmé, že podmienka bezpečnosti jazdy je splnená len v prípade nákladu 500kg. Na základe uvedených výsledkov sme vykonali znova analýzu náhodného kmitania príviesného vozíka s dynamickými parametrami nápravy dodanými od firmy KNOTT [7], ktorej výsledky sú v tabuľke2. Rozdiel medzi experimentálne určenými a dodanými dynamickými parametrami bol výrazný. Napr. torzná tuhosť silenbloku experimentálne nameraná na náprave vozíka bola 4,8-krát vyššia ako torzná tuhosť silenbloku dodaná firmou KNOTT [7]. Takýto veľký rozdiel je spôsobený tým, že silentblok sa navára na rameno nápravy a zároveň sa lisuje do rúry nápravy, čím dochádza k jeho stlačeniu a tým aj k zmene jeho dynamických vlastností [7].

Tabuľka2

Hmotnosť nákladu m_n [kg]	Ideálna tuhosť pneumatiky k_3 [kN/m]	Rýchlosť pri ktorej dochádza k odskoku v [km.h ⁻¹]	Maximálna výchylka odpruženej časti vozíka do odskoku $l.\varphi_{1max}$ [mm]	Maximálna prenášaná sila do základu do rýchlosti odskoku F_{zakmax} [N]	Maximálna výchylka ramena nápravy vozíka	
					$\varphi_{2max}[^{\circ}]$ (80) – je to rýchlosť v [km.h ⁻¹]	$\varphi_{3max}[^{\circ}]$
0	62,5	57,6	22,04	1470,99	2,96	2,99
100	82,5	72	29,38	2424,8	5,13	5,2
200	132,5	75,6	18,06	3427,8	7,2	7,22
300	114	82,8	22,5	4371,1	9,37	9,38
400	130	86,4	24,5	5272,1	10,86	10,89
500	130,5	100,8	23,6	6360,1	13,75 (80)	13,78 (80)

Z tabuľky2 vidieť, že pre dynamické parametre dodané od firmy KNOTT sú výsledky prijateľnejšie obr.4, ale pri nižších hmotnostiach nákladu nie je splnená podmienka bezpečnosti jazdy ako aj pri hmotnosti nákladu 500kg je porušená podmienka maximálnej výchylky $\varphi_{jmax} < 12^{\circ}$ j = 2,3 obr.2c. Ideálna tuhosť pneumatiky sa mení pri každej zmene hmotnosti nákladu, čo je z hľadiska prevádzkovania vozíka veľmi nepraktické. Preto odporúčenie zmeniť montážny postup nápravy tak, aby si silentblok zachoval svoje pôvodné vlastnosti je tiež neopodstatnený.



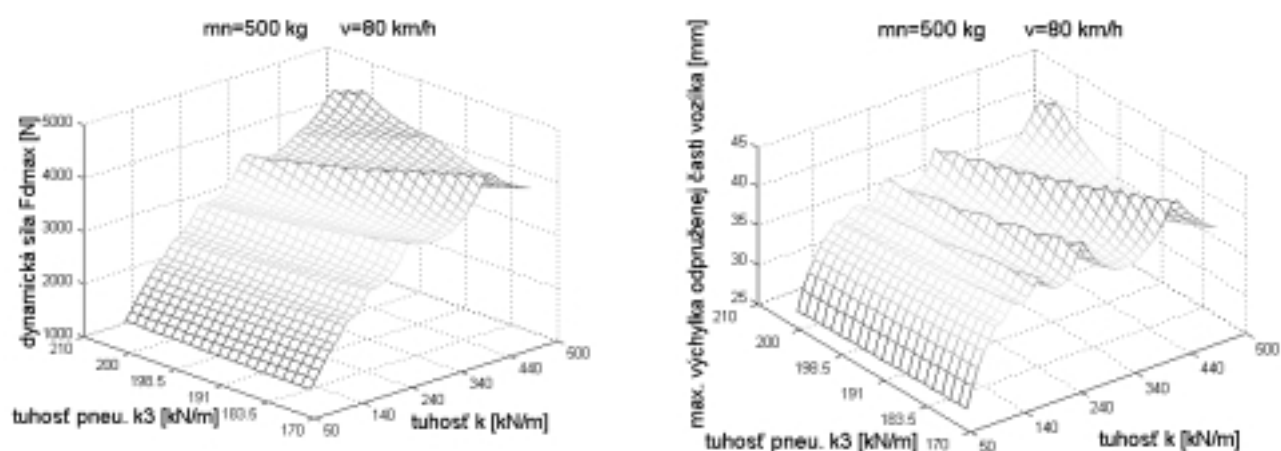
Obr.4. Grafické zobrazenie maximálnej dynamickej sily do základu a maximálnej výchylky odpruženej časti vozíka pre dynamické parametre vozíka od firmy KNOTT.

Na základe poznania týchto analýz sme sa snažili nájsť také dynamické parametre vozíka, aby bola maximálna výchylka odpruženej časti vozíka minimálna, aby bola splnená bezpečnosť jazdy a aby sa dynamické parametre pneumatiky počas zmeny hmotnosti nákladu výrazne nemenili, pričom sme brali do úvahy aj životnosť pneumatiky [1], [2]. Ďalšia podmienka navrhnutia dynamických parametrov odpruženia súvisela z jej následnou technickou realizáciou. Vychádzali sme z toho, že budeme meniť tuhosť k_1 [6] tak aby sme dostali požadované výsledky, čo v praxi znamená, že by sme vložili do sústavy ešte jeden pružný člen o tuhosti „ k “ medzi nápravu a odpruženú časť vozíka. Výsledky analýzy sú v tabuľke3, obr5.

Tabuľka3

m_n [kg]	k_3 [kN/m]	v [km.h ⁻¹]	$l.\varphi_{1max}$ [mm] (v)	$l.\varphi_{1max}$ [mm] (80)	F_{zakmax} [N]	φ_{2max}	φ_{3max} [°]	k [kN/m]	def1 [mm]	def2 [mm] (v)
0	60	65	20,58	-	1464,1	0,53	0,54	50	19,02	19,05
100	200	81,4	21,7	20,6	2441,2	1,21	1,22	50	37,65	38,35
200	200	112	25,4	22,9	2989,9	1,29	1,4	50	54,47	56,26
300	200	112	24,8	24,82	3571,1	1,37	1,47	50	67,3	68,86
400	200	112	23,4	26,08	4145,8	1,44	1,53	50	79,19	80,67
500	200	112	21,4	26,53	4706,4	1,5	1,59	50	90,4	91,89

Označenie def1 znamená, že je to s pravdepodobnosťou 99,7 % maximálna deformácia vloženého pružného prvku s tuhosťou k (def1 =deformácia od statického zaťaženia + deformácia od dynamického zaťaženia). Podobne pre def2.



Obr.5. Grafické zobrazenie maximálnej dynamickej sily do základu a maximálnej výchylky odpruženej časti vozíka pre nami navrhnuté riešenie.

3. ZÁVER

Uvedená metóda analýzy náhodného kmitania lineárnych mechanických sústav umožňuje analytické vyjadrenie maximálnych výchýliek kmitania, keď buďenie má charakter stacionárneho náhodného procesu s normálnym (Gaussovým) rozdelením hustoty pravdepodobnosti. Výsledkom tejto analýzy bolo odhalenie príčiny výrazného kmitania odpruženej časti vozíka a následne navrhnutie konkrétneho spôsobu riešenia daného problému.

4. REFERENCES

- [1] Apetaur, M-Šalamoun, Č. : Motorová vozidla II, ČVUT, Praha 1979
- [2] Balabin, O. : Kandidátska dizertačná práca, Bratislava 1984
- [3] Ištók, V. : Analýza náhodného kmitania mechanických sústav z hľadiska pasívnej vibroizolácie. Diplomová práca, Bratislava 1995
- [4] Kropáč, O. : Náhodné jevy v mechanických soustavách. SNTL, Praha 1987
- [5] Musil, M. – Záhorec, O. : Náhodné kmitanie – návody na cvičenia. Vydavateľstvo STU, Bratislava 1999
- [6] Segľa, Š. – C.M. Kalker-Kalkman : Optimization of the two-wheel trailer suspension parameters. Engineering MECHANICS, Vol.3, 1996, No.3, p. 177-186
- [7] Steinhübl, J. : Analýza náhodného kmitania prívesného vozíka. Diplomová práca. Bratislava 2000
- [8] Stradiot, Michalíček, Mudrík, Slavkovský, Záhorec, Žiaran : Dynamika strojov. ALFA Bratislava 1991