

---

# Hodnotenie pohodlia jazdy v osobnom vagóne prostredníctvom rovinného dynamického modelu pri zvislom kmitaní

---

## Ján Dižo, doc. Ing., PhD.\*

Katedra dopravnej a manipulačnej techniky, Strojnícka fakulta,  
Žilinská univerzita v Žiline,  
Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina.  
E-mail: jan.dizo@fstroj.uniza.sk, Tel.: +421 41 513 2560

## Alyona Lovska, prof. Ing., Dr.Sc. Tech.

Katedra dopravnej a manipulačnej techniky, Strojnícka fakulta,  
Žilinská univerzita v Žiline,  
Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina.  
E-mail: alyona.lovska@fstroj.uniza.sk, Tel.: +421 41 513 2660

## Miroslav Blatnický, doc. Ing., PhD.

Katedra dopravnej a manipulačnej techniky, Strojnícka fakulta,  
Žilinská univerzita v Žiline,  
Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina.  
E-mail: miroslav.blatnický@fstroj.uniza.sk, Tel.: +421 41 513 2659

## Vadym Ishchuk, Ing.

Katedra dopravnej a manipulačnej techniky, Strojnícka fakulta,  
Žilinská univerzita v Žiline,  
Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina.  
E-mail: vadym.ishchuk@fstroj.uniza.sk, Tel.: +421 41 513 2563

## Evaluation of ride comfort in a passenger wagon by means of a planar dynamic model when vertical oscillation

**Abstract:** The presented research is focused on a derivation of a mathematical model of a passenger wagon based on a dynamical model in a plane with three degrees of freedom. Vertical oscillation of a passenger wagon is calculated in two different software, namely *Matlab* and *Simpack*. It is considered that three degrees of freedom are defined as following: a vertical deflection of a front bogie frame, a vertical deflection of a rear bogie frame (in a running direction) and a vertical deflection of a wagon body. The *Lagrange's equations of the second kind method* is used for a derivation of the equations of motion, i.e. for a derivation of a mathematical model of wagon oscillation. Subsequently, the derived equations of motion are solved in the *Matlab* software as well as in the *Simpack* software. Both software apply calculation in a time domain. Evaluation of the results is focused on an investigation of ride comfort for passengers. This ride comfort is expressed by the  $N_{MV}$  index calculated in five points on a wagon body floor. These calculations come from the formulation defined in the corresponding standard. The results of the  $N_{MV}$  indices are presented in the bar graphs based on the numerical values of the  $N_{MV}$  indices.

**Keywords:** ride comfort, passenger wagon, dynamics, planar model, equations of motion.

---

## ÚVOD

Osobné koľajové vozidlá, t. j. osobné vagóny musia spĺňať z hľadiska jazdných vlastností pomerne prísne kritériá. Konštruktéri koľajových vozidiel sa zameriavajú najmä na dve oblasti jazdných vlastností, a to na pohodlie jazdy a bezpečnosť jazdy. Dynamické vlastnosti osobných vagónov, pohodlie jazdy a bezpečnosť spolu úzko súvisia. Je to preto, že

časové závislosti dynamických výstupných veličín, akými sú zrýchlenia a dynamické sily cestujúci v osobných vagónoch počas jazdy citlivo vnímajú. Preto je posudzovaná dynamika koľajového vozidla zameraná na kmitanie koľajového vozidla. Vo všeobecnosti môže koľajové vozidlo kmitať (alebo sa pohybovať) v šiestich smeroch. Skúmanie týchto pohybov nie je jednoduché, najmä ak nie je k dispozícii špecializovaný výpočtový program.

Špecializovaný výpočtový program umožňuje zostaviť dynamický model a vykonať simulácie pre definované začiatočné podmienky. Takýto softvér dokonca často obsahuje preddefinované dynamické modely vagónov, lokomotív, električiek alebo celých vlakových súprav, čo šetrí čas a znižuje riziko nekorektného vytvorenia modelu. Najznámejšie výpočtové programy sú *Simpack*, *VI-Rail*, *Ansys Motion* a iné [1]. Na druhej strane vyššie obstarávacie náklady, ako aj náklady na údržbu a licencie programov môžu viesť k rozhodnutiu hľadať iný, lacnejší spôsob riešenia úloh. Jedným z možných spôsobov je neuvažovať všetky pohyby koľajového vozidla a jeho komponentov, ale len niektoré z nich, ktoré sú dominantné a dôležitejšie pre dynamickú odozvu koľajového vozidla. Pri jazde koľajového vozidla po trati dochádza v dôsledku nerovností koľaje k budeniu mechanického systému koľajového vozidla. Zvislé kmitanie je dôležité z pohľadu dynamiky koľajového vozidla [2-4].

Prezentovaný príspevok je zameraný na zostavenie rovinného dynamického modelu osobného vagóna pri jeho zvislom kmitaní a následné odvodenie matematického modelu osobného vagóna, ktorý by bolo možné riešiť v dostupnom programe *Matlab*. Výstupné veličiny sú porovnané s výsledkami získanými z výpočtového programu *Simpack*.

## 1 ODVODENIE MATEMATICKÉHO MODELU

Pre simulačné výpočty bol zvolený osobný vagón s dvoma podvozkami a štyrmi dvojkolesiami. Je vybavené systémom vypruženia s dvomi stupňami, dvomi stupňami vypruženia, a to primárnym a sekundárnym. Vedenie dvojkolesí má charakter kývačkového vedenia. Vo výpočtovom modeli osobného vozňa sú uvažované všetky telesá tuhé.

Pre účely výpočtov bol zvolený jeho rovinný model, ktorého dynamická schéma je zobrazená na obr. 1.

V prípade rovinného modelu je možné jednoduchším spôsobom odvodiť pohybové rovnice, t. j. matematický model.

V modeli sú uvažované tieto telesá: dvojkolesia, podvozky s hmotnosťou  $m_b$  [kg] a skriňa vozňa s hmotnosťou  $m_B$  [kg]. Dôležité parametre vozňa sú:  $L_B$  - vzdialenosť stredových čapov podvozkov [m],  $l_b$  - rázvor podvozkov [m],  $k_p$  - tuhosť primárneho pruženia [ $N \cdot m^{-1}$ ],  $k_s$  - tuhosť sekundárneho pruženia [ $N \cdot m^{-1}$ ],  $b_p$  - súčiniteľ tlmenia primárneho pruženia [ $Ns \cdot m^{-1}$ ],  $b_s$  - súčiniteľ tlmenia sekundárneho pruženia [ $Ns \cdot m^{-1}$ ]. Uvažovaný zjednodušený model zahŕňa lineárne charakteristiky jednotlivých prvkov vypruženia. Okrem toho sú prvky kontaktu koleso/koľajnica nahradené budiacimi silami, ktoré simulujú zvislé budenie vozidla.

Pri prvotnom priblížení uvažujeme tieto zovšeobecnené súradnice: zvislý pohyb rámov podvozkov  $z_{b1}$  a  $z_{b2}$  a zvislý pohyb skrine  $z_B$ .

Odvodíme pohybové rovnice kmitania vagóna s tromi stupňami voľnosti ( $3^{\circ}V$ ). Na opísanie zvislého kmitania koľajového vozidla sú teda potrebné tri pohybové rovnice. Existuje niekoľko metód pre odvodenie matematického modelu [5]. Pohybové rovnice riešeného mechanického systému osobného koľajového vozidla sú v tomto prípade odvodené pomocou *Lagrangeových rovníc druhého druhu*:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial q_i} + \frac{\partial E_d}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial E_p}{\partial q_i} = F_i, \quad (1)$$

kde  $E_k$  - kinetická energia systému,

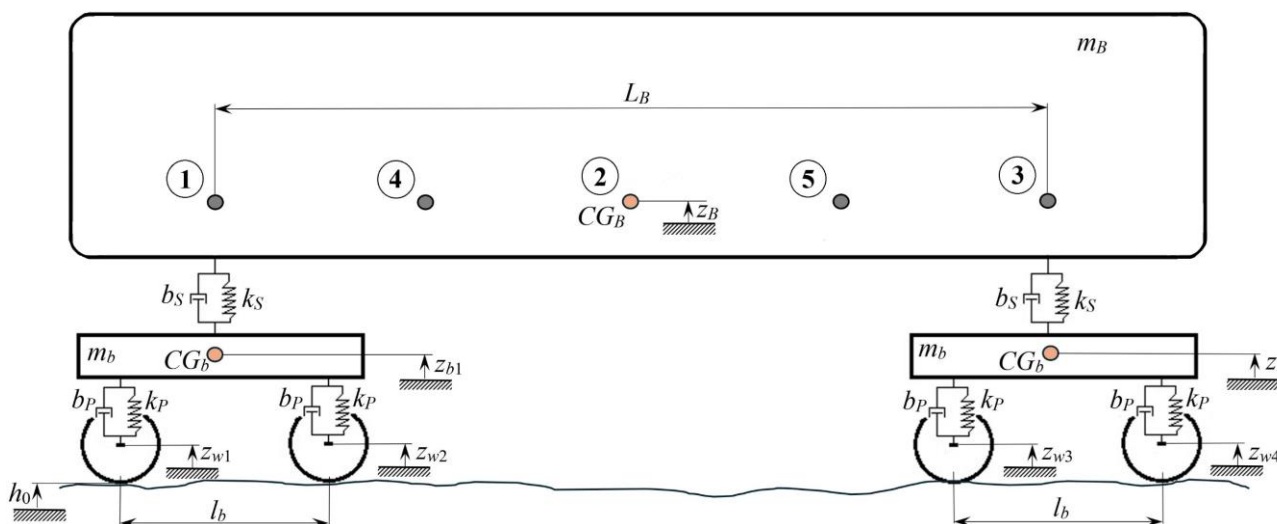
$E_d$  - disipatívna energia systému,

$E_p$  - potenciálna energia systému,

$F_i$  - vonkajšie sily pôsobiace na sústavu,

$q_i$  - zovšeobecnené súradnice.

Výsledné pohybové rovnice osobného vagóna pri uvažovanom kmitaní sú:



Obr. 1. Rovinný dynamický model osobného vagóna s  $3^{\circ}V$

$$\begin{aligned}
& m_b \cdot z_{b1} + (b_s + 2 \cdot b_p) \cdot \dot{z}_{b1} - b_s \cdot \dot{z}_B + \\
& + (k_s + 2 \cdot k_p) \cdot z_{b1} - k_s \cdot z_B = b_p \cdot (\dot{h}_1 - \dot{h}_2) + \\
& + k_p \cdot (h_1 - h_2), \\
& m_b \cdot z_{b2} + (b_s + 2 \cdot b_p) \cdot \dot{z}_{b2} - b_s \cdot \dot{z}_B + \\
& + (k_s + 2 \cdot k_p) \cdot z_{b2} - k_s \cdot z_B = b_p \cdot (\dot{h}_3 - \dot{h}_4) + \\
& + k_p \cdot (h_3 - h_4), \\
& m_B \cdot z_B + b_s \cdot \dot{z}_{b1} - b_s \cdot \dot{z}_{b2} + 2 \cdot b_s \cdot \dot{z}_B + \\
& + k_s \cdot z_{b1} - k_s \cdot z_{b2} + 2 \cdot k_s \cdot z_B = 0,
\end{aligned} \quad (2)$$

resp. v maticovom tvare:

$$\begin{aligned}
& \begin{bmatrix} m_b & 0 & 0 \\ 0 & m_b & 0 \\ 0 & 0 & m_B \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{z}_{b1} \\ \ddot{z}_{b2} \\ \ddot{z}_B \end{bmatrix} + \\
& + \begin{bmatrix} b_s + 2 \cdot b_p & 0 & -b_s \\ 0 & b_s + 2 \cdot b_p & -b_s \\ -b_s & -b_s & 2 \cdot b_s \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{z}_{b1} \\ \dot{z}_{b2} \\ \dot{z}_B \end{bmatrix} + \\
& + \begin{bmatrix} k_s + 2 \cdot k_p & 0 & -k_s \\ 0 & k_s + 2 \cdot k_p & -k_s \\ -k_s & -k_s & 2 \cdot k_s \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} z_{b1} \\ z_{b2} \\ z_B \end{bmatrix} = \\
& = \begin{bmatrix} b_p \cdot (\dot{h}_1 - \dot{h}_2) + k_p \cdot (h_1 - h_2) \\ b_p \cdot (\dot{h}_3 - \dot{h}_4) + k_p \cdot (h_3 - h_4) \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (3)
\end{aligned}$$

kde  $h_1, h_2, h_3$  a  $h_4$  - výšky nerovností pod jednotlivými kolesami 1, 2, 3 a 4 [m],

$\dot{h}_1, \dot{h}_2, \dot{h}_3$  a  $\dot{h}_4$  [m/s<sup>2</sup>] ich časové derivácie, t. j. rýchlosti. Ich hodnoty sa vypočítajú takto:

$$\begin{aligned}
h_1(t) &= h_0 \cdot e^{i \cdot \omega_t \cdot t}, \quad h_2(t) = h_0 \cdot e^{i \cdot \omega_t \cdot \left(t - \frac{l_b}{v}\right)}, \\
h_3(t) &= h_0 \cdot e^{i \cdot \omega_t \cdot \left(t - \frac{L_B}{v}\right)}, \quad h_4(t) = h_0 \cdot e^{i \cdot \omega_t \cdot \left[t - \left(\frac{L_B + l_b}{v}\right)\right]}, \quad (4)
\end{aligned}$$

kde  $h_0$  - amplitúda nerovnosti [m],

$t$  - čas [s],

$\omega_t$  - uhlová budiaca frekvencia [rad/s] alebo [1/s],

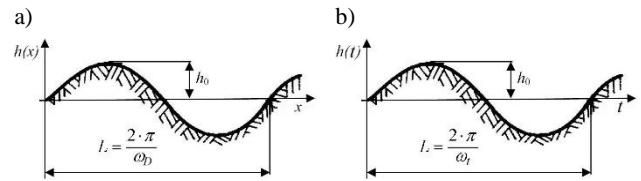
$v$  - rýchlosť jazdy [m/s],

$L_B, l_b$  - parametre vozidla [m] (obr. 1).

V reálnych aplikáciách je vozidlo buďené skutočnými nerovnosťami. Pre uvažovanie ich hodnôt vo výpočtoch by bolo potrebné najskôr tieto nerovnosti namerať, spracovať signály a vhodným spôsobom (najčastejšie formou vstupného súboru v požadovanom formáte) ich importovať do modelu [4]. Ďalšou možnosťou je uvažovať tzv. výkonovú spektrálnu hustotu nerovností, ktorá zohľadňuje štatisticky spracované hodnoty nerovností trate. Tento spôsob síce vernejšie zohľadňuje realitu v modeli,

avšak je náročný. Preto bol v riešenom prezentovanom prípade použitý zjednodušený prístup založený na buzení mechanickej sústavy vagóna harmonickou funkciou. Takýto spôsob sa využíva v rôznych výskumných úlohách na určenie pohodlia jazdy vo vozidle, kritickej rýchlosti vozidla a pod. Pri definovaní harmonických nerovností je potrebné zadať dva údaje, a to vlnovú dĺžku nerovnosti a amplitúdu nerovnosti. Rozoznávajú sa tri rozdielne rozsahy vlnových dĺžok, a to  $D_1 = (3 \text{ m}, 25 \text{ m})$ ,  $D_2 = (25 \text{ m}, 70 \text{ m})$  a  $D_3 = (70 \text{ m}, 200 \text{ m})$ . Pre výpočty bola vybraná hodnota vlnovej dĺžky nerovnosti z intervalu  $D_2$ . Amplitúdy nerovností dosahujú hodnoty do 11 mm. Do modelu boli vybrané dve hodnoty, a to 3 mm a 6 mm. Tieto hodnoty sú väčšie ako bežne reálne namerané, ale umožňujú lepšie ilustrovať ich vplyv na odozvu vozidla.

Do matematického modelu je teda potrebné predpísať nerovnosti pomocou harmonickej funkcie. Vyššie sú opísané dve skutočnosti, a to, že výpočty prebiehajú v časovej oblasti a že vlnová dĺžka nerovností je funkcia závislá od dráhy. Nerovnosti dráhy teda môžeme zapísať ako funkciu prejdenej dráhy (obr. 2a) a potom rozoznávame dráhovú frekvenciu  $\omega_D$  [1·m<sup>-1</sup>] alebo ako funkciu času (obr. 2b), potom rozoznávame uhlovú budiacu frekvenciu  $\omega_t$  [1·s<sup>-1</sup>].



Obr. 2. Porovnanie: a) dráhovej frekvencie a b) uhlovej budiacej frekvencie

Ich vzájomný vzťah je zrejмый z obr. 2a a obr. 2b. Nerovnosť v závislosti od času (obr. 2a)  $h(t)$  a v závislosti od dráhy (obr. 2b)  $h(x)$  je vyjadrená nasledovne:

$$h(t) = h_0 \cdot \sin(\omega_t \cdot t) = h_0 \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{T} \cdot t\right), \quad (5)$$

$$h(x) = h_0 \cdot \sin(\omega_D \cdot x) = h_0 \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{D} \cdot x\right),$$

kde  $T$  - perióda [s],

$x$  - prejdená dráha [m], pričom dráhová frekvencia je daná vzťahom:

$$\omega_D = \frac{2 \cdot \pi}{D}. \quad (6)$$

Keďže platí, že  $\omega_t \cdot t = \omega_D \cdot x$  a tiež pre  $v = \text{konšt.}$  platí, že  $x = v \cdot t$ , potom vzájomný vzťah medzi  $\omega_D$  a  $\omega_t$  je takýto:

$$\omega_t = \omega_D \cdot v = \frac{2 \cdot \pi}{D} \cdot v. \quad (7)$$

Ak porovnáme vzťahy (6) a (7), vidíme, že dráhová frekvencia nerovnosti nie je závislá od rýchlosti, ale uhlová budiaca frekvencia už od rýchlosti závislá je.

Do výpočtu sú teda definované uhlové budiace frekvencie pre jednotlivé rýchlosti jazdy osobného vagóna ( $v$ ) a pre dráhovú frekvenciu ( $D$ ). Pre výpočty boli zvolené rýchlosti jazdy  $v = 60 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  a  $100 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ . Následne sa pri hodnotení dynamiky vozidla vychádza z hodnôt zrýchlení a ich vplyvu na pohodlie jazdy pre cestujúcich. Výsledky zo simulačných výpočtov sú uvedené v nasledujúcej kapitole príspevku.

## 2 VYHODNOTENIE VÝSLEDKOV SIMULÁCIÍ

Ako je uvedené vyššie, výsledky simulačných výpočtov sú zamerané na vyhodnotenie zrýchlení. Tieto výstupy simulácií slúžia na vyhodnotenie úrovne pohodlia jazdy pre cestujúcich. Samotné vyhodnotenie pohodlia jazdy pre cestujúceho vyžaduje spracovať signál zrýchlení pomocou štatistických metód. Zjednodušene sa dá povedať, že tento proces je založený na rozdelení signálu zrýchlenia do 5-sekundových časových intervalov, následnom aplikovaní vážených funkcií a výpočte indexu jazdného pohodlia na podlahe vagóna  $N_{MV}$  podľa vzťahu [6]:

$$N_{MV} = 6 \cdot \sqrt{(a_{z-P95}^{W_d})^2}, \quad (8)$$

kde  $a_z$  - zrýchlenie v smere  $z$  [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ ],

$W_d$  - váhová funkcia,

$P95$  - 95-percentil distribučnej funkcie aplikovanej na signál zrýchlenia [6-11].

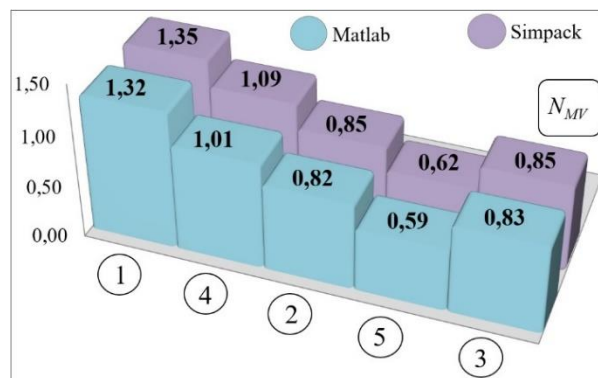
Ako je vidieť, v našom prípade sa pri výpočte pohodlia jazdy pre cestujúcich na podlahe vagóna berie do úvahy iba zrýchlenie vo zvislom smere (os  $z$ ).

Tab. 1. Stupnica hodnotenia pohodlia jazdy  $N_{MV}$  [6]

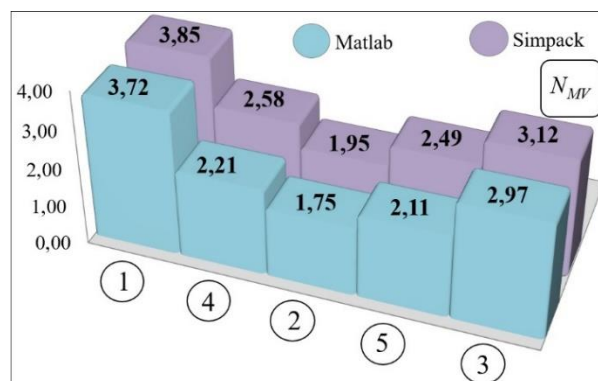
Úroveň pohodlia jazdy	Hodnota $N_{MV}$
veľmi pohodlné	$N_{MV} < 1,5$
pohodlné	$1,5 \leq N_{MV} < 2,5$
priemerne pohodlné	$2,5 \leq N_{MV} < 3,5$
nepohodlné	$3,5 \leq N_{MV} < 4,5$
veľmi nepohodlné	$N_{MV} \geq 4,5$

Získané výsledky simulačných výpočtov sú prezentované vo forme grafov (obr. 3 až obr. 6), ktoré znázorňujú pohodlie jazdy pre cestujúcich v jednotlivých bodoch 1 až 5 (obr. 1). Tieto grafy obsahujú výsledky pre program *Matlab* a aj pre program *Simpack*. Číselné hodnoty indexov  $N_{MV}$  vyjadrujú úroveň pohodlia jazdy. Vyššie čísla

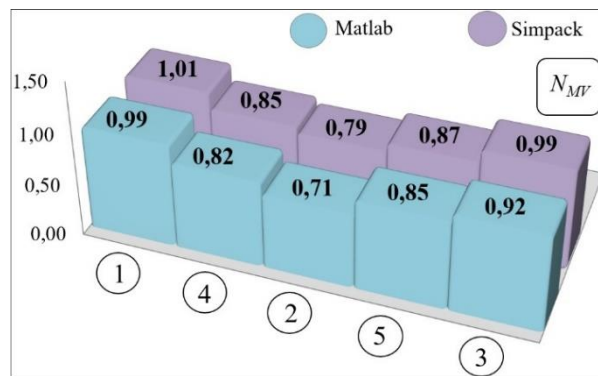
znamenajú nižšiu úroveň pohodlia jazdy pre cestujúcich (tab. 1).



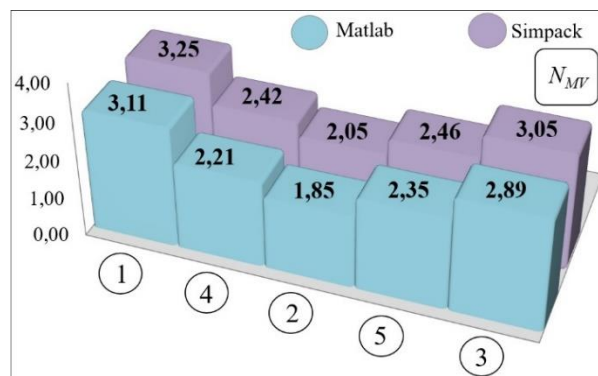
Obr. 3. Hodnotenie pohodlia jazdy, rýchlosť  $v = 60 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ , výška nerovnosti  $h = 3 \text{ mm}$



Obr. 4. Hodnotenie pohodlia jazdy, rýchlosť  $v = 60 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ , výška nerovnosti  $h = 6 \text{ mm}$



Obr. 5. Hodnotenie pohodlia jazdy, rýchlosť  $v = 100 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ , výška nerovnosti  $h = 3 \text{ mm}$



Obr. 6. Hodnotenie pohodlia jazdy, rýchlosť  $v = 100 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ , výška nerovnosti  $h = 6 \text{ mm}$

Vyhodnotenie získaných výsledkov vedie je nasledovné. Index pohodlia jazdy pri rýchlosti  $60 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  a amplitúdu nerovnosti 3 mm (obr. 3) dosahuje najväčšiu hodnotu v prednej časti vozidla, a to pre program *Simpack*, konkrétne 1,35. Podobne aj pre program *Matlab* vyšla najvyššia hodnota pohodlia jazdy pre cestujúcich v prednej časti, ale jej hodnota je v porovnaní so *Simpackom* menšia, je to 1,32. Ďalej sú na obr. 4 zobrazené výsledky tiež pre rýchlosť jazdy  $60 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ , ale pre výšku nerovností 6 mm. Tu je jasne vidieť, že dochádza k výraznému vybudeniu mechanickej sústavy vagóna, a teda aj k vyšším zrýchleniam v skrini. Hodnoty indexu pohodlia jazdy  $N_{MV}$  sú pre *Simpack* max. 3,85 v prednej časti a 3,72 pre *Matlab*, tiež v prednej časti. Zaujímavú situáciu je možné pozorovať pre rýchlosť  $100 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  (obr. 5 a obr. 6). Je možné si všimnúť, že napriek zvýšenej rýchlosti jazdy o  $40 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  sú pre výšku nerovností s amplitúdou 3 mm hodnoty indexu pohodlia jazdy menšie ako pri rýchlosti  $60 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ , max. hodnota 1,01 v prednej časti vagóna. Pre 6 mm je maximálna hodnota 3,25 (*Simpack*), opäť v prednej časti, ale je stále menšia ako pri  $60 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ . Dá sa usúdiť, že tieto nižšie hodnoty sú spôsobené naladením mechanickej sústavy vagóna (hmotnosti, súčinitele tuhostí a tlmenia) a budenie danými hodnotami je väčšie, pretože hodnota budiacej frekvencie je bližšie k vlastnej uhlovej frekvencii vagóna.

## ZÁVER

Predkladaný výskum bol zameraný na skúmanie zvislého kmitania osobného koľajového vozidla. Tento výskum bol založený na zjednodušenom rovinnom modeli vozidla. Model vozidla bol opísaný pomocou pohybových rovníc a tieto rovnice boli odvodené pomocou *Lagrangeových rovníc druhého druhu*. Odvodený matematický model bol riešený v programe *Matlab* a *Simpack*. Tieto modely boli riešené v časovej oblasti pre definované podmienky, akými sú rýchlosť jazdy a výška amplitúdy nerovností trate. Ako výstupné veličiny boli zvolené zrýchlenia. Tieto zrýchlenia neboli hodnotené v jednoduchej forme, ale v spracovanej podobe so zameraním na výpočet indexov pohodlia jazdy  $N_{MV}$ . Vykonaný výskum ukázal, že obidva modely poskytujú veľmi podobné výsledky. To viedlo k záveru, že v prípade absencie drahšieho výpočtového programu je možné dosiahnuť uspokojivé výsledky aj na jednoduchšom modeli.

## Podakovanie

„Táto práca vznikla vďaka podpore projektu VEGA 1/0308/14: Výskum dynamických vlastností mechanickej sústavy koľajových vozidiel s poddajnými komponentmi pri jazde v koľaji.“

„Financované EÚ NextGenerationEU prostredníctvom Plánu obnovy a odolnosti SR v rámci projektu č. 09I03-03-V01-00131.“

## LITERATÚRA

- [1] SAPIETOVA, A. - DEKYS, V. (2016): *Use of MSC.ADAMS software product in modelling vibration sources*. In: Communications - Scientific Letters of the University of Žilina, Vol. 18, No. 1a, pp. 101-107, ISSN 1335-4205.
- [2] LACK, T. - GERLICI, J. (2008): *Analysis of vehicles dynamic properties from: The point of view of passenger comfort*. In: Communications - Scientific Letters of the University of Žilina, Vol. 10, No. 3, pp. 10-18, ISSN 1335-4205.
- [3] GERLICI, J. - GORBUNOV, M. - NOZHENKO, O. - PISTEK, V. - KARA, S. - LACK, T. - KRAVCHENKO, K. (2017): *About creation of bogie of the freight car*. In: Communications - Scientific Letters of the University of Žilina, Vol. 19, No. 2, pp. 29-35, ISSN 1335-4205.
- [4] DIŽO, J. - BLATNICKÝ, M. - HARUŠINEC, J. - SUCHÁNEK, A. (2022): *Assessment of dynamics of a rail vehicle in terms of running properties while moving on a rail track model*. In: Symmetry, Vol. 14, No. 3, pp. 1-16, ISSN 2073-8994.
- [5] GORBUNOV, M. - GERLICI, J. - KARA, S. - NOZHENKO, O. - CHERNYAK, G. - KRAVCHENKO, K. - LACK, T. (2018): *New principle schemes of freight cars bogies*. In: Manufacturing Technology, Vol. 18, No. 2, pp. 233-238, ISSN 1213-2489.
- [6] EN 12299:2009 (2009): *Railway applications-ride comfort for passengers-measurements and evaluation*. Brussels: CEN.
- [7] DIŽO, J. - BLATNICKÝ, M. - STEIŠŪNAS, S. - SKOČILASOVÁ, B. (2017): *Assessment of a rail vehicle running with the damaged wheel on a ride comfort for passengers*. In: 22nd Slovak-Polish Scientific Conference on Machine Modelling and Simulations, MMS, September 5-8, Sklene Teplice, Slovak Republic, pp. 1-10. ISSN 2261-236X.
- [8] LOULOVÁ, M. - SUCHÁNEK, J. - HRUŠINEC, J. (2017): *Evaluation of the parameters affecting passenger riding comfort of a rail vehicle*. In: Manufacturing Technology, Vol. 17, No. 2, pp. 224-231, ISSN 1213-2489.
- [9] HAUSER, V. - NOZHENKO, O. - KRAVCHENKO, K. - LOULOVÁ, M. - GERLICI, J. - LACK, T. (2017): *Proposal of a mechanism for setting bogie wheelsets to radial position while riding along track curve*. In: Manufacturing Technology, Vol. 17, No. 2, pp. 186-192, ISSN 1213-2489.