

MODELLING AND BEHAVIOUR OF A BOGIE ON IRREGULAR TRACK

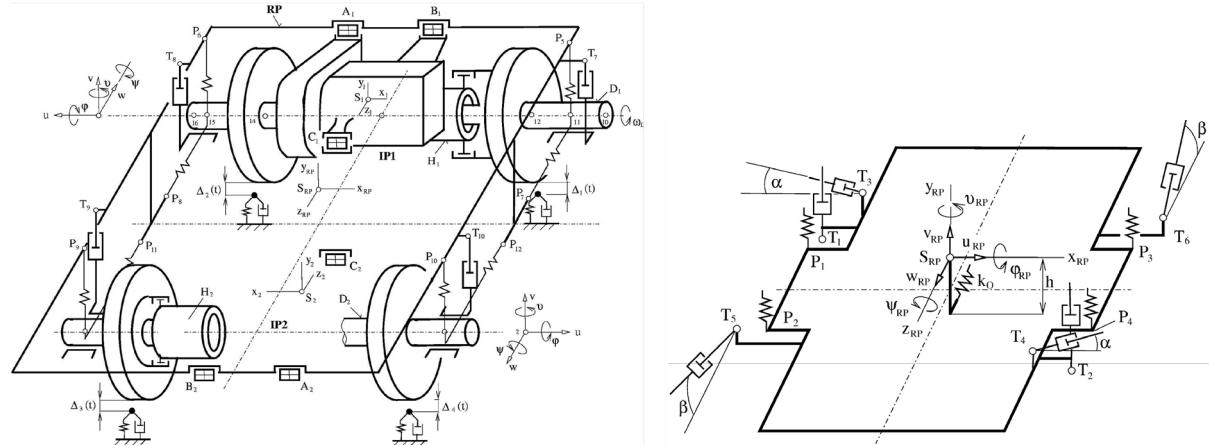
M. Byrtus, O. Skála, V. Zeman¹

Summary: *The paper deals with modelling and dynamic analysis of a bogie running on a spatially irregular track. The bogie consists of two individual drives with hollow shafts and of the bogie frame coupled with the car body. Mathematical model of the bogie is created by the decomposition method. The forces between wheels and rails are supposed to be nonlinear according to Kalker's theory. The whole bogie is excited by spatial track irregularities. The computational in-house software for simulation of the bogie vibration is created in MATLAB. The dynamic behaviour of the bogie is investigated by numerical simulations using proper computational model.*

1. Úvod

Vývoj moderních vysokorychlostních kolejových vozidel je neustále doprovázen zvyšujícími se nároky na přepravní bezpečnost, na zvyšování jízdních rychlostí, komfort a jejich spolehlivost. K naplnění požadavků praxe je třeba v oblasti modelování vytvářet stále podrobnější modely kolejových vozidel, které umožňují detailně modelovat klíčové komponenty vozidel jak z pohledu dynamického, tak z pohledu spolehlivosti a životnosti. Ukazuje se, viz. Claus & Schiehlen (2003) a Zeman et al. (2008), že chování kolejových vozidel je při jízdě vyššími rychlostmi silně ovlivněno provozními parametry v kontaktu podvozků vozidla s tratí. Zde máme na mysli styk kol s kolejnicemi, kde v důsledku možnosti prokluzu, traťových nerovností a ovality kol vznikají významné zdroje buzení, které se komponentami podvozku přenáší přes primární a sekundární vypružení až do skříně vozidla a které může významně ovlivnit jírní vlastnosti vozidla. Tímto buzením je ale také především ovlivněno dynamické namáhání komponent podvozku a jejich spojů, především vazeb mezi dvojkolími, dutými hřídeli a skříněmi motorů a uložení motorů pomocí silentbloků k rámu podvozku. V těchto případech se běžné matematické modely podvozků kolejových vozidel založené na bázi multi body modelů ukazují jako nedostatečné. Je třeba vytvářet modely respektující vazby, které přenášejí výkon z motoru až na kola dvojkolí a které respektují poddajnost jednotlivých komponent. Tento příspěvek je zaměřen na modelování kmitání podvozku se dvěma individuálními pohony, který je součástí elektrické lokomotivy vyvinuté společností ŠKODA TRANSPORTATION s.r.o. pro rychlosti až do 200 km/h, vybuzené nerovností tratě.

¹ Ing. Miroslav Byrtus, Ph.D., Ing. Ondřej Skála, Prof. Ing. Vladimír Zeman, DrSc., Department of Mechanics, University of West Bohemia, Univerzitní 22, 30614 Plzeň, tel. +420 377 63 23 15, e-mail: mbyrtus@kme.zcu.cz



Obrázek 1: Schéma podvozku (vlevo) a rámu podvozku se sekundárním vypružením (vpravo).

2. Matematický model podvozku

Matematický model byl vytvořen metodou, která je založena na dekompozici systému na tzv. subsystémy a na samostatném modelování těchto navzájem nevázaných subsystémů a vazeb mezi nimi. Zde je pro účely modelování podvozek dekomponován na tři subsystémy - *individuální pohony IP1 a IP2* středově souměrně umístěné v podvozku s vazbami kol na kolejnice a podloží a na *rám podvozku RP*, který je provázaný sekundárním vypružením a tlumením s polovinou skríně kolejového vozidla (obr. 1).

Konzervativní matematický model navzájem nevázaných subsystémů je formulován v konfiguračních prostorech jejich zobecněných souřadnic \mathbf{q}_{IP1} , \mathbf{q}_{RP} , \mathbf{q}_{IP2} , viz Zeman et al. (2008). Po definování globálního vektoru zobecněných souřadnic celého systému jsou modelovány vazby mezi subsystémy. Tyto vazby jsou nahrazeny diskrétními elastickými vazbami. Individuální pohony jsou k rámu podvozku vázány pryžovými silentbloky v bodech A_1, B_1, C_1 a A_2, B_2, C_2 , které představují středy elasticity vazeb. Primární vypružení ložiskových domků a rámu podvozku je soustředěno do bodů P_5, P_6, P_9, P_{10} . Dále byl stávající konzervativní model doplněn tlumením vnějších vazeb (tlumení ozubení, tlumení spojek, tlumení podloží, tlumení sekundárního vypružení v bodech $T_1 - T_6$) a tlumením vazeb mezi subsystémy (silentbloky, primární vypružení, ložiskové domky v bodech $T_7 - T_{10}$). Model dále zahrnuje vliv skluzových sil v kontaktu kolo – kolejnice, hnací moment motoru, statické zatížení dané gravitačními silami a kinematické buzení reprezentované nerovností tratě.

2.1. Konzervativní model

Konzervativní model nevázaného individuálního pohonu byl odvozen za předpokladu absolutně hladké kolejnice, viz. výzkumná zpráva Zeman et al. (2008), a je popsán v konfiguračním prostoru definovaném vektorem

$$\mathbf{q}_{IP} = [\mathbf{q}_P^T \quad \mathbf{q}_H^T \quad \mathbf{q}_D^T]^T \quad (1)$$

dimenze 79, kde subvektory zobecněných souřadnic jsou přiřazeny pohonu (P), dutému hřídeli obepínajícímu nápravu (H), a samotnému dvojkolí (D). V uvedeném konfiguračním prostoru je konzervativní model pohonu dvojkolí popsán symetrickou maticí hmotnosti a tuhostí řádu 79

$$\mathbf{M}_{IP} = \text{diag}(\mathbf{M}_P \quad \mathbf{M}_H \quad \mathbf{M}_D) + \mathbf{M}_{ZS}, \quad \mathbf{K}_{IP} = \text{diag}(\mathbf{K}_P \quad \mathbf{K}_H \quad \mathbf{K}_D) + \mathbf{K}_{ZS} + \mathbf{K}_{LS}. \quad (2)$$

Indexy matic odpovídají zavedenému značení komponent. Matice \mathbf{K}_P zobrazuje vliv poddajnosti diskrétních vazeb – torzního hnacího hřídele, ozubení převodu a podloží kolejnic – a matice tuhosti \mathbf{K}_{ZS} and \mathbf{K}_{LS} poddajnosti lamenové a zubové spojky mezi dvojkolím, dutým hřídelem a motorem.

Konzervativní model rámu podvozku s vazbami na skříň vozidla je vytvořen za předpokladu prostorově kmitajícího tuhého rámu podvozku (RP), jehož poloha je definována vektorem zobecněných souřadnic $\mathbf{q}_{RP} = [u_{RP} \ v_{RP} \ w_{RP} \ \varphi_{RP} \ \vartheta_{RP} \ \psi_{RP}]^T$ a který je provázán sekundárními pružinami (obr. 1) s polovinou skříň kolejového vozidla (S). Mechanismus tažení podvozku ojnicemi je nahrazen pružinou o tuhosti k_o v podélném směru ve vzdálenosti h pod středem hmotnosti S_{RP} rámu podvozku. U skříň se předpokládá posuvný pohyb ve svíslém směru popsaný výchylkou v_S . Model subsystému je zobrazen v konfiguračním prostoru

$$\mathbf{q}_{RPS} = [\mathbf{r}_{RP}^T \ \boldsymbol{\varphi}_{RP}^T \ \mathbf{r}_S^T]^T \quad (3)$$

dimenze 9, kde souřadnice vektorů \mathbf{r}_{RP} and \mathbf{r}_S vyjadřují posuvy středů hmotnosti příslušných těles ve směru souřadnicových os a souřadnice vektoru $\boldsymbol{\varphi}_{RP}$ natočení rámu podvozku kolem nich (obr. 1). Matematický model podvozku zahrnující pouze vertikální výchylky skříň je definován pomocí symetrických matic hmotnosti a tuhosti \mathbf{M}_{RPS} a \mathbf{K}_{RPS} rádu 9, z nichž vyloučíme 7. a 9. řádek a sloupec odpovídající podélné a příčné výchylce skříň vozidla.

V globálním souřadnicovém systému definovaném pomocí globálního vektoru zobecněných souřadnic

$$\mathbf{q} = [\mathbf{q}_{IP1}^T \ \mathbf{q}_{RP}^T \ \mathbf{q}_{IP2}^T]^T \quad (4)$$

je pak maticí $\mathbf{K}_{P,RP} = \mathbf{K}_{P_1,RP} + \mathbf{K}_{P_2,RP}$ popsáno uložení statorů motorů se skříňemi převodovek na rám podvozku v silentbloku A_1, B_1, C_1 pro IP1 a A_2, B_2, C_2 pro IP2 (obr. 1). Primární vypužení a podélné vedení obou dvojkolí mezi ložiskovými tělesy náprav a rámem podvozku v bodech P_5 až P_{12} (obr. 1) je modelováno maticí $\mathbf{K}_{D,RP} = \mathbf{K}_{D_1,RP} + \mathbf{K}_{D_2,RP}$. Všechny vazební matice tuhosti jsou symetrické rádu 165 a jejich nenulové prvky odpovídají vazebním výchylkám provázaných komponent podle jejich umístění v globálním vektoru zobecněných souřadnic.

Globální matice tuhosti má pak tvar

$$\mathbf{K} = \text{diag}(\mathbf{K}_{IP} \ \mathbf{K}_{RPS} \ \mathbf{K}_{IP}) + \mathbf{K}_{P,RP} + \mathbf{K}_{D,RP}, \quad (5)$$

kde blokově diagonální matice na pravé straně zahrnuje tuhost subsystémů a poslední dvě matice odpovídají tuhostem vazeb mezi pohonem a rámem podvozku a mezi dvojkolím a rámem podvozku. Globální matice hmotnosti má též blokové diagonální strukturu

$$\mathbf{M} = \text{diag}(\mathbf{M}_{IP} \ \mathbf{M}_{RPS} \ \mathbf{M}_{IP}), \quad (6)$$

kde submatice odpovídají maticím hmotnosti jednotlivých subsystémů.

2.2. Nekonzervativní model

V souladu s metodikou vytváření modelu doplníme nyní modely subsystémů o vliv tlumení vnitřních vazeb. Matice tlumení individuálního pohonu má strukturu podobnou matici tuhosti ve vztahu (2), tedy

$$\mathbf{B}_{IP} = \text{diag}(\mathbf{B}_P \ \mathbf{B}_H \ \mathbf{B}_D) + \mathbf{B}_{ZS} + \mathbf{B}_{LS}, \quad (7)$$

přičemž matice \mathbf{B}_D zahrnuje tlumení ozubení b_z . O materiálovém tlumení dutého kompozitového hřídele, lamelové a zubové spojky předpokládáme, že jsou proporcionální k příslušným maticím tuhosti

$$\mathbf{B}_H = \beta_H \mathbf{K}_H, \quad \mathbf{B}_{ZS} = \beta_{ZS} \mathbf{K}_{ZS}, \quad \mathbf{B}_{LS} = \beta_{LS} \mathbf{K}_{LS}. \quad (8)$$

Matice tlumení dvojkolí \mathbf{B}_D nyní nezahrnuje vliv tlumení podloží kolejnic, které je součástí vektoru pravé strany.

Struktura globální matice tlumení podvozku je podobná struktuře odpovídající globální matici tuhosti definované v (5)

$$\mathbf{B} = \text{diag}(\mathbf{B}_{IP} \ \mathbf{B}_{RPS} \ \mathbf{B}_{IP}) + \mathbf{B}_{P,RP} + \mathbf{B}_{D,RP}. \quad (9)$$

Matice \mathbf{B}_{RPS} má tvar podobný matici tuhosti \mathbf{K}_{RPS} a ve zde prezentovaném modelu respektuje koeficienty tlumení každého tlumiče sekundárního vypružení v bodech T_1 až T_6 , (obr. 1).

Proporcionální matice tlumení $\mathbf{B}_{P,RP} = \beta \mathbf{K}_{P,RP}$ vyjadřuje vliv tlumení silentbloků v uložení statorů motorů se skříněmi převodovek na rám podvozku. Maticí $\mathbf{B}_{D,RP}$ je vyjádřen vliv tlumení primárních tlumičů mezi ložiskovými tělesy náprav a rámem podvozku v bodech T_7 až T_{10} (obr. 1), Zeman et al. (2008). Všechny uvažované tlumiče jsou modelovány s uvažováním lineární tlumicí charakteristiky.

2.3. Vnější buzení podvozku

V tomto článku je prezentován způsob řešení odezvy modelu podvozku na vnější buzení využitím numerické simulace a proto byl v model odvozený v Zeman et al. (2008) za tímto účelem vhodně upraven. Všechny budící účinky jsou zahrnuty do vektoru buzení na pravé straně matematického modelu podvozku, což usnadňuje orientaci v modelu při tvoření jeho programové reprezentace.

Při jízdě podvozku po nerovné trati je podvozek kinematicky buzen traťovými nerovnostmi a dále vertikálními a skluzovými silami v kontaktu kol s kolejnicemi. Formulujme tvar skluzových sil na základě Kalkerovy teorie, viz. Garg & Dukkipati (1984). Silové poměry v kontaktní ploše mezi kolem a kolejnicí jsou vyjádřeny podélnou (tečnou) silou $T_{i,ad}$, příčnou silou $A_{i,ad}$ a spinovým momentem $M_{i,ad}$

$$\begin{aligned} T_{i,ad} &= \mu(s_i, v) N_i, \\ A_{i,ad} &= b_{22}(\dot{u}_i + r\dot{\psi}_i) + b_{23}\dot{\vartheta}_i, \\ M_{i,ad} &= -b_{23}(\dot{u}_i + r\dot{\psi}_i) + b_{33}\dot{\vartheta}_i. \end{aligned} \quad (10)$$

Index i označuje uzly, v nichž jsou kola uchycena, N_i vyjadřuje vertikální kolovou sílu a r_i aktuální valivý poloměr kola.

Adhezní koeficient v podélném směru μ , Garg & Dukkipati (1984), závisí na podélném skluzu

$$s_i = \frac{\mp r_i \dot{\psi}_i \pm \dot{w}_i - v}{v}, \quad i = 12, 14, \quad (11)$$

kde v je dopředná rychlosť vozidla a horní znaménka odpovídají dvojkolí pohonu IP1 a spodní znaménka pak dvojkolí pohonu IP2. Koeficienty b_{ij} odpovídají Kalkerovým koeficientům, jejichž hodnoty jsou určeny pro konstrukční parametry kolejnic a kol dvojkolí a pro danou kolovou sílu N_0 . Valivý poloměr kola, v důsledku bočního pohybu dvojkolí a konicity kol, která

je dána vrcholovým úhlem kužele δ , a v důsledku příčných traťových nerovností $\Delta_i^{(P)}(t)$, lze např. pro $IP1$ vyjádřit ve tvaru

$$r_i = r_0 \mp (u_i + \Delta_i^{(P)}(t)) \tan \delta, \quad i = 12, 14, \quad (12)$$

kde r_0 valivý poloměr kola v centrální (referenční) poloze dvojkolí a horní znaménko odpovídá kolu nasazenému v uzlu 12 a spodní znaménko kolu nasazenému v uzlu 14.

Vertikální kolová síla N_i může být vyjádřena pomocí deformace podloží kolejového pásu d_i v místě daném aktuální polohou kol

$$d_i = \Delta_i^{(V)}(t) \mp (u_i + \Delta_i^{(P)}(t)) \tan \delta + \psi_i \Delta_i^{(P)}(t) - v_i, \quad (13)$$

kde (např. pro IP1) horní znaménka odpovídají kolu v uzlu 12, spodní znaménka pak kolu v uzlu 14, a $\Delta_i^{(V)}(t)$ vyjadřuje vertikální výchylky trati. Výsledná působící kolová síla má pak tvar

$$N_i(\dot{\mathbf{q}}_i, \mathbf{q}_i, t) = k_K d_i + b_K \dot{d}_i + m_K \ddot{d}_i, \quad i = 12, 14, \quad (14)$$

kde k_K, b_K, m_K jsou parametry podloží kolejí, Claus & Schiehlen (2003).

Veškeré silové účinky vyvolané kontaktem mezi kolejnicí (K) a koly dvojkolí (D) jsou soustředěny do vektoru pravé strany $\mathbf{f}_{K,D}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}, t) \in \mathbb{R}^{165}$, který má nenulové prvky pro $IP1$ na pozicích

$$\mathbf{f}_{K,D}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}, t) = \begin{bmatrix} \vdots \\ -\bar{A}_i \\ \bar{N}_i \\ -\bar{T}_i \\ \bar{r}_i \bar{T}_i \\ -\bar{M}_i \\ -\bar{r}_i \bar{A}_i - (\bar{u}_i + \Delta_i^{(P)}) \bar{N}_i \\ \vdots \end{bmatrix} \begin{array}{cc} i=12 & i=14 \\ \vdots & \vdots \\ 50 & 62 \\ 51 & 63 \\ 52 & 64 \\ 53 & 65 \\ 54 & 66 \\ 55 & 67 \\ \vdots & \vdots \end{array} \quad (15)$$

a dále pak pro *IP2*

$$\mathbf{f}_{K,D}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}, t) = \begin{bmatrix} \vdots \\ -\overline{\overline{A}}_i \\ \overline{\overline{N}}_i \\ \overline{\overline{T}}_i \\ -\overline{\overline{r}}_i \overline{\overline{T}}_i \\ -\overline{\overline{M}}_i \\ -\overline{\overline{r}}_i \overline{\overline{A}}_i + (\overline{\overline{u}}_i - \Delta_i^{(P)}) \overline{\overline{N}}_i \\ \vdots \end{bmatrix} \begin{array}{ll} i = 12 & i = 14 \\ \vdots & \vdots \\ 136 & 148 \\ 137 & 149 \\ 138 & 150 \\ 139 & 151 \\ 140 & 152 \\ 141 & 153 \\ \vdots & \vdots \end{array} . \quad (16)$$

2.4. Komplexní matematický model podvozku

Komplexní matematický model podvozku pak můžeme využitím výše odvozených vztahů, modelů subsystémů a buzení zapsat v obecném tvaru v globálním souřadnicovém systému (4) ve tvaru

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{B}\dot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{q}(t) = \mathbf{f}_0(\dot{\mathbf{q}}) + \mathbf{f}_{K,D}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}, t), \quad (17)$$

kde matice hmotnosti, tlumení a tuhosti jsou řádu 165 a mají blokovou strukturu odpovídající jednotlivým subsystémům (5), (6) a (9). Vektor $\mathbf{f}_0(\dot{\mathbf{q}})$ vyjadřuje vliv gravitační síly a vliv hnacího momentu motoru. Vektor skluzových sil $\mathbf{f}_{K,D}(\dot{\mathbf{q}}, \mathbf{q}, t)$ je definován dle vztahu (15) a (16).

3. Simulace jízdy podvozku vozidla po nerovné trati

Nechť počáteční podmínky systému podvozku odpovídají stavu statické rovnováhy pro lokomotivu pohybující se po kinematicky přímé trati dopřednou rychlostí v při podélném skluzu s_0 a úhlové rychlosti otáčení dvojkolí

$$\omega_D = \frac{v}{r_0}(1 + s_0). \quad (18)$$

Numerické simulace byly provedeny pro časový interval $t \in \langle 0; 10 \rangle$ sekund pro tři zvolené hodnoty rychlosti vozidla. Data popisující nerovnost trati, která byla získána ve spolupráci se společností ŠKODA TRANSPORTATION s.r.o., byla interpolována s použitím po částech kubických Hermitovských polynomů. Počáteční podmínky pro každou simulaci odpovídají statické rovnovážné poloze, která vyjadřuje rovnováhu mezi hnacím momentem motoru a adhezními silami při jízdě po přímé trati danou konstantní rychlostí.

3.1. Statické zatížení podvozku

Statické zatížení všech komponent podvozku při zvolených provozních parametrech je vypočítáno pro referenční polohu rotorů motorů $\bar{\varphi}_1 = \bar{\bar{\varphi}}_1 = 0$. Z matematického modelu (17) pak pomocí redukované matice \mathbf{K}_{red} , která vznikla z matice \mathbf{K} vypuštěním 1. a 87. řádku a sloupce, a redukovaného vektoru \mathbf{f}_{red0} , získáme pomocí vztahu $\mathbf{q}_0 = \mathbf{K}_{red}^{-1} \mathbf{f}_{red0}$ redukovaný vektor \mathbf{q}_0 statických posuvů komponent.

Z provozní parametry jsou voleny dopředná rychlosť vozidla v a podélný skluz s_0 . Rovnovážnému stavu pak odpovídá hodnota koeficientu adheze μ a další vybrané parametry, např. statické hodnoty kolových sil N_i , T_i , A_i a spinových momentů M_i , složky síly F_A v silentbloku A, vertikální statické posuvy dvojkolí v_D v centrálním uzlu číslo 13, rámu podvozku v_{RP} a skříně lokomotivy $v_{D\#13}$. Hodnoty jednotlivých statických parametrů jsou pro vybrané rychlosti vypsány v tabulkách 1 až 3.

3.2. Simulace jízdy při rychlosti $v = 100$ km/h

Vertikální, resp. příčné, nerovnosti kolejnic kolejového pásu jsou zobrazeny pro dopřednou rychlosť vozidla $v = 100$ km/h na obrázku 2, resp. 3. Počáteční kinematické podmínky systému jsou dány posuvy a rychlostmi komponent podvozku před nájezdem na nerovnou trať při podélném skluzu $s_0 = 0.002$.

Z výsledků je patrné, že pro vnější buzení, vyvolané prostorovými výchylkami kolejové trati, oscilují hodnoty kontaktních sil kolem jejich rovnovážných hodnot. Při rychlosti $v = 100$ km/h

Tabulka 1: Statické hodnoty sil a momentů v kontaktu kolo-kolejnice a vertikální posuvy komponent IP1 pro rychlosť $v = 100$ km/h.

Adhezní koeficient	$\mu = 0.2321$	
Síly a momenty	$N_{12} = 109740\text{N}$ $M_{12ad} = 0\text{Nm}$ $A_{12ad} = 0\text{N}$ $T_{12ad} = 25473\text{N}$	$N_{14} = 109292\text{N}$ $M_{14ad} = 0\text{Nm}$ $A_{14ad} = 0\text{N}$ $T_{14ad} = 25369\text{N}$
Síly v silentbloku A	$F_{Ax} = 7\text{N}$ $F_{Ay} = -14809\text{N}$	$F_{Az} = -1146\text{N}$
Statické posuvy	$v_{D\#13} = -8.579 \cdot 10^{-4}\text{m}$ $v_S = -0.1702\text{m}$	$v_{RP} = -0.0412\text{m}$

Tabulka 2: Statické hodnoty sil a momentů v kontaktu kolo-kolejnice a vertikální posuvy komponent IP1 pro rychlosť $v = 150$ km/h.

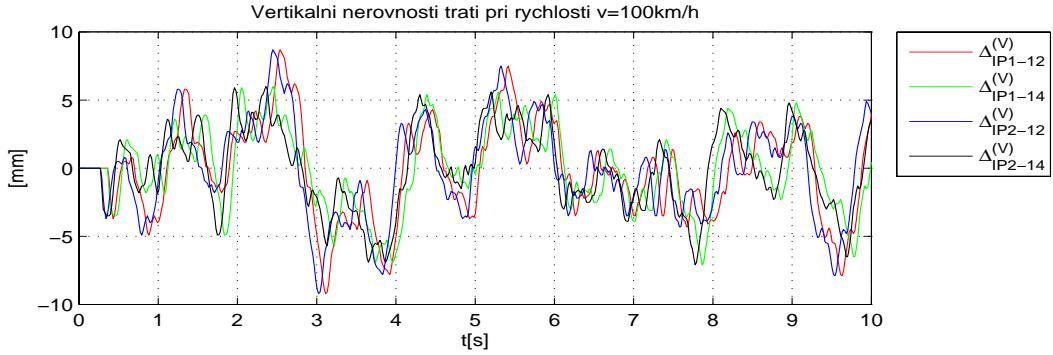
Adhezní koeficient	$\mu = 0.2319$	
Síly a momenty	$N_{12} = 109736\text{N}$ $M_{12ad} = 0\text{Nm}$ $A_{12ad} = 0\text{N}$ $T_{12ad} = 25452\text{N}$	$N_{14} = 109288\text{N}$ $M_{14ad} = 0\text{Nm}$ $A_{14ad} = 0\text{N}$ $T_{14ad} = 25349\text{N}$
Síly v silentbloku A	$F_{Ax} = 7\text{N}$ $F_{Ay} = -14798\text{N}$	$F_{Az} = -1144\text{N}$
Statické posuvy	$v_{D\#13} = -8.579 \cdot 10^{-4}\text{m}$ $v_S = -0.1702\text{m}$	$v_{RP} = -0.0412\text{m}$

Tabulka 3: Statické hodnoty sil a momentů v kontaktu kolo-kolejnice a vertikální posuvy komponent IP1 pro rychlosť $v = 200$ km/h.

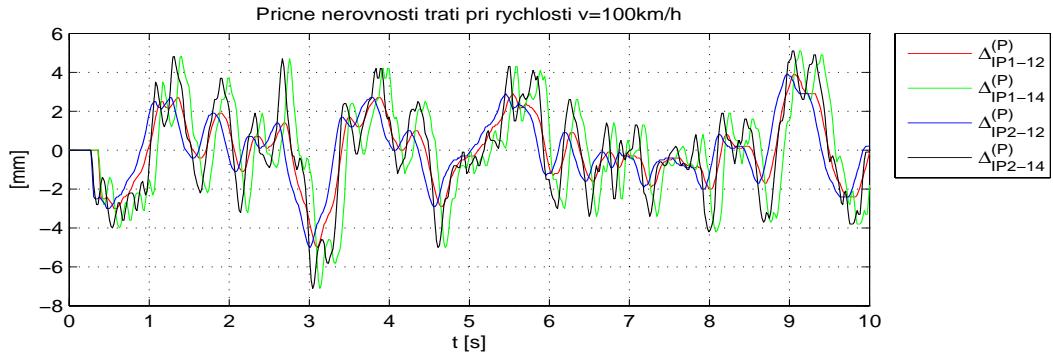
Adhezní koeficient	$\mu = 0.2318$	
Síly a momenty	$N_{12} = 109733\text{N}$ $M_{12ad} = 0\text{Nm}$ $A_{12ad} = 0\text{N}$ $T_{12ad} = 25432\text{N}$	$N_{14} = 109285\text{N}$ $M_{14ad} = 0\text{Nm}$ $A_{14ad} = 0\text{N}$ $T_{14ad} = 25329\text{N}$
Síly v silentbloku A	$F_{Ax} = 7\text{N}$ $F_{Ay} = -14788\text{N}$	$F_{Az} = -1142\text{N}$
Statické posuvy	$v_{D\#13} = -8.579 \cdot 10^{-4}\text{m}$ $v_S = -0.1702\text{m}$	$v_{RP} = -0.0412\text{m}$

se buzení nerovností kolejí projeví především na oscilaci kolových sil N_i ($i = 12, 14$), jejichž maximální dynamické hodnoty dosahují až 130% jejich statických hodnot. Na obrázcích 4 a 5 jsou výsledky numerické simulace kontaktních sil a spinových momentů mezi koly individuálních pohonů a kolejnicemi. Složky sil v silentblocích A, B, C jsou zobrazeny na obr. 6 až 8.

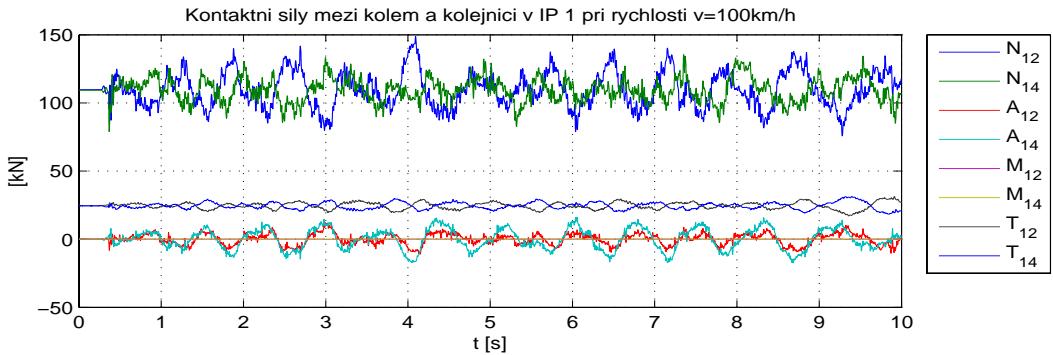
Vertikální posuvy skříně lokomotivy, uzlu číslo 13 uprostřed osy dvojkolí a rámu podvozku jsou na obrázku 9. Je možné pozorovat, že nerovnosti trati vybudí první vlastní tvar systému. Tomuto tvaru kmitu dominuje vertikální posuv skříně lokomotivy a vlastní frekvence tohoto tvaru kmitu je $f_1 = 1.236$ Hz. Vertikální posuv v_S je proto výrazný a amplituda vertikálního



Obrázek 2: Vertikální nerovnosti trati při $v = 100$ km/h.



Obrázek 3: Příčné výchylky nerovnosti při $v = 100$ km/h.



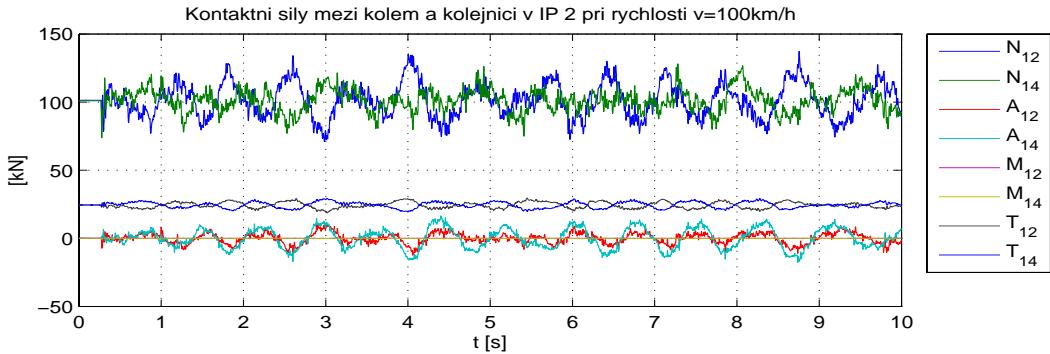
Obrázek 4: Kontaktní síly na kole v uzlech č. 12 a 14 v IP1.

pohybu skříně je cca 2,5 cm.

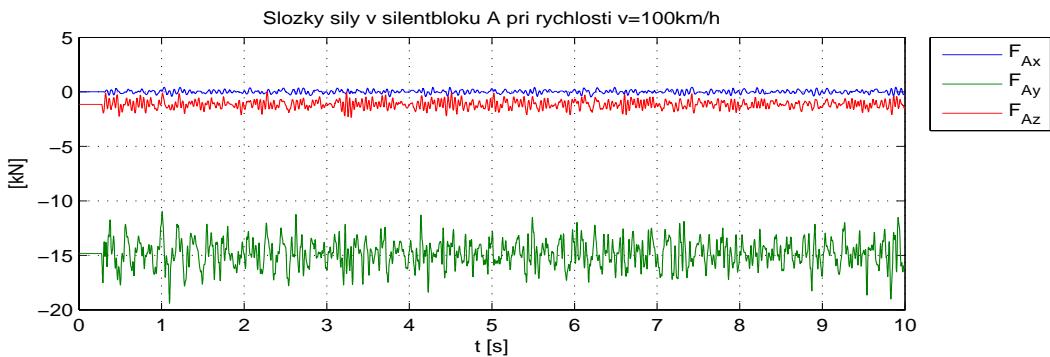
3.3. Simulace jízdy při rychlosti $v = 150$ km/h

Vertikální, resp. příčné, nerovnosti kolejnic kolejového pásu jsou zobrazeny pro dopřednou rychlosť vozidla $v = 150$ km/h na obrázku 10, resp. 11. Počáteční kinematické podmínky systému jsou dány posuvy a rychlostmi komponent podvozku před nájezdem na nerovnou trať při podélném skluzu $s_0 = 0.002$.

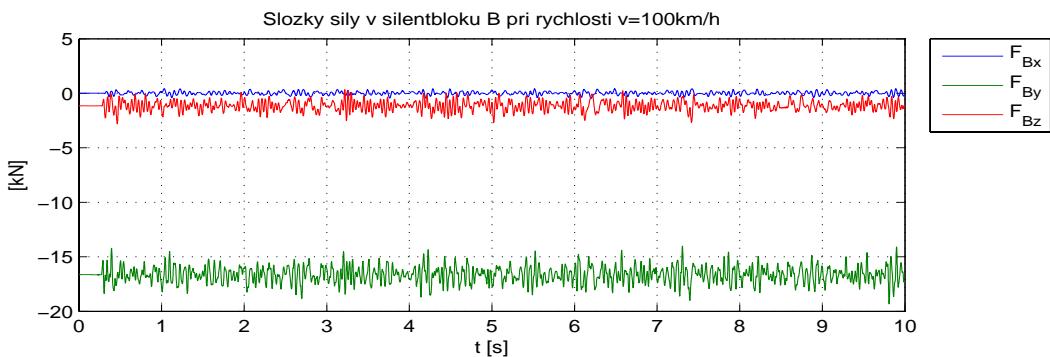
Na obrázcích 12 a 13 jsou výsledky numerické simulace kontaktních sil mezi koly individuálních pohonů a kolejnicemi. Pro rychlosť $v = 150$ km/h dochází k nárůstu velikosti dynamických složek normálových kolových sil. Maximální dynamické hodnoty sil N_i a T_{iad} , kde



Obrázek 5: Kontaktní síly na kole v uzlech č. 12 a 14 v IP2.



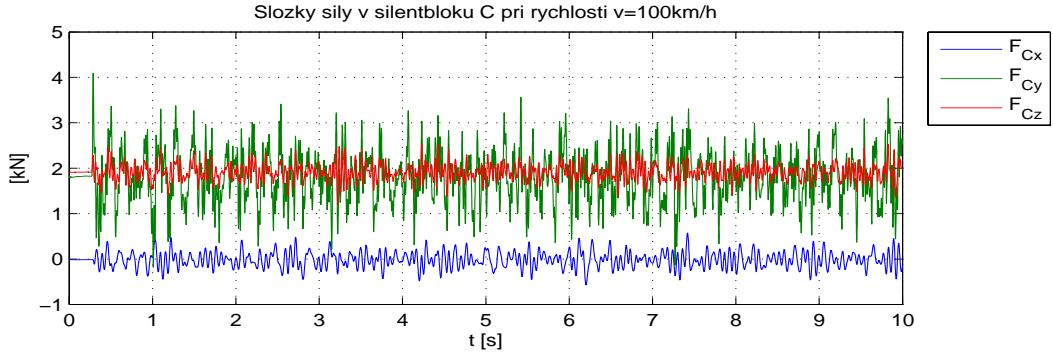
Obrázek 6: Síly v silentbloku A v IP1.



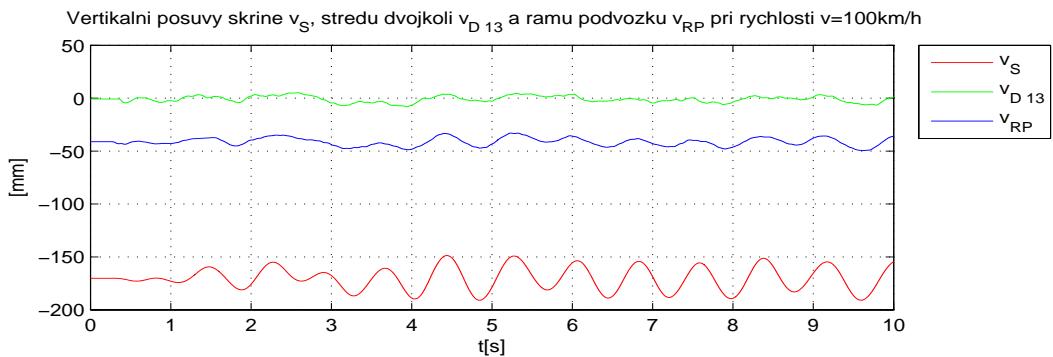
Obrázek 7: Síly v silentbloku B v IP1.

$i = 12, 14$, odpovídají přibližně 150% jejich statických hodnot. V silentblocích A, B, C individuálního pohonu 1 průběhy sil (obr. 14, 15 a 16) vykazují větší rozptyl oproti stavu při rychlosti $v = 100$ km/h. Výsledné maximální hodnoty vertikální síly F_{Ay} dosahují až téměř 160% její statické hodnoty.

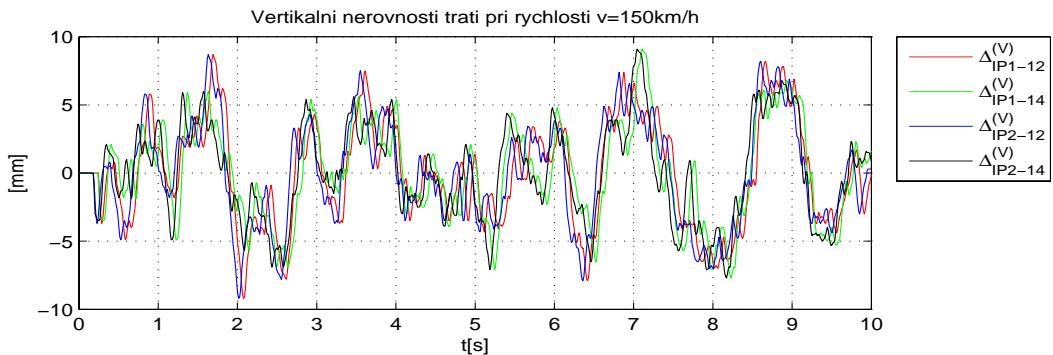
Vertikální posuvy skříně lokomotivy, uzlu číslo 13 uprostřed osy dvojkolí a rámu podvozku jsou na obrázku 17. Je možné pozorovat, že nerovnosti trati vybudí první vlastní tvar systému, podobně jako v předchozím případě.



Obrázek 8: Síly v silentbloku C v IP1.



Obrázek 9: Vertikální posuvy skříně lokomotivy, středu dvojkolí a rámu podvozku.

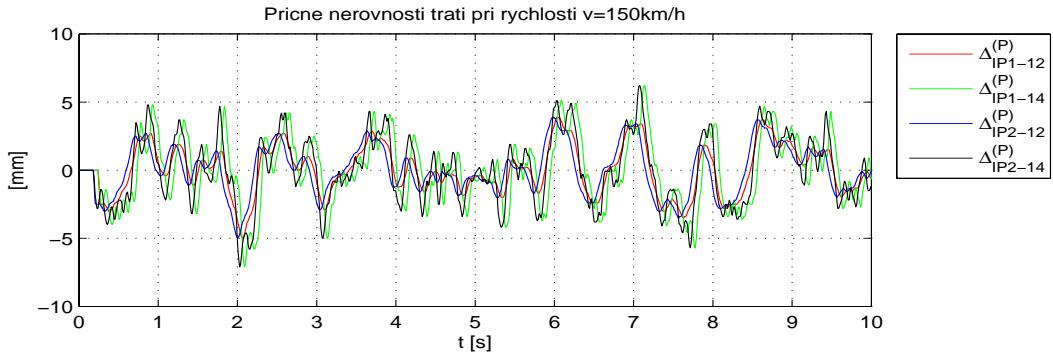
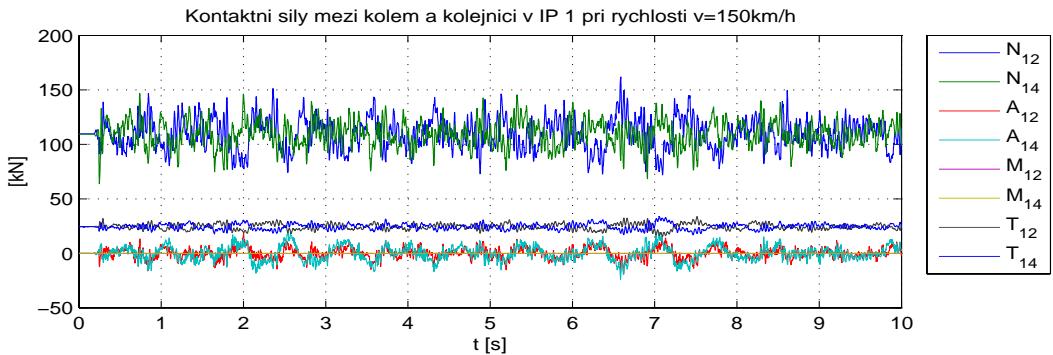


Obrázek 10: Vertikální nerovnosti trati při $v = 150$ km/h.

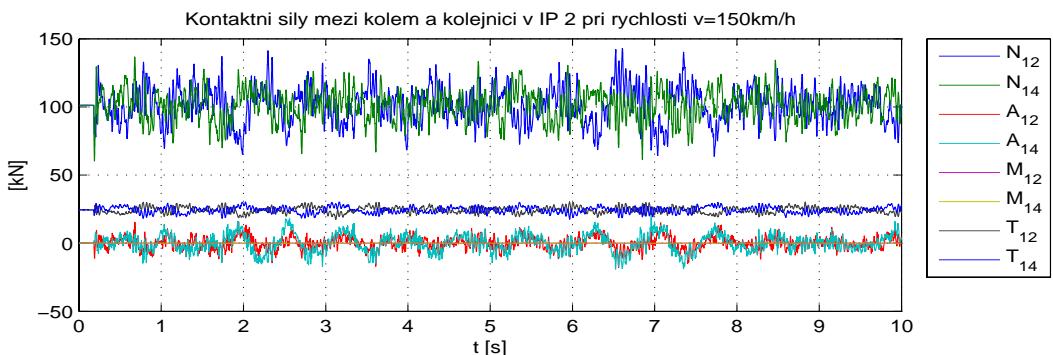
3.4. Simulace jízdy při rychlosti $v = 200$ km/h

Vertikální, resp. příčné, nerovnosti kolejnic kolejového pásu jsou zobrazeny pro dopřednou rychlosť vozidla $v = 200$ km/h na obrázku 18, resp. 19. Počáteční kinematické podmínky systému jsou dány posuvy a rychlostmi komponent podvozku před nájezdem na nerovnou trať, viz. tabulka 3. Numerické simulace byly provedeny pro časový interval $t \in \langle 0; 10 \rangle$ sekund, což přibližně odpovídá ujeté vzdálenosti 555 m pro danou rychlosť. Na obrázcích 20 a 21 jsou výsledky numerické simulace kontaktních sil mezi koly individuálních pohonů a kolejnicemi.

Z výsledků je patrné, že pro vnější buzení, vyvolané prostorovými výchylkami kolejové trati, oscilují hodnoty kontaktních sil kolem jejich rovnovážných hodnot. Maximální dynamické hodnoty sil N_i a T_{iad} , kde $i = 12, 14$, odpovídají přibližně 150% jejich statických hodnot.

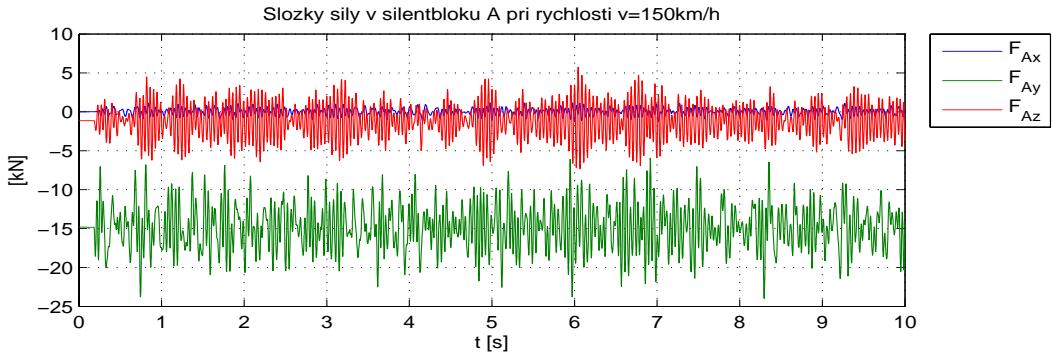

 Obrázek 11: Příčné nerovnosti trati při $v = 150 \text{ km/h}$.


Obrázek 12: Kontaktní síly na kole v uzlech č. 12 a 14 v IP1.

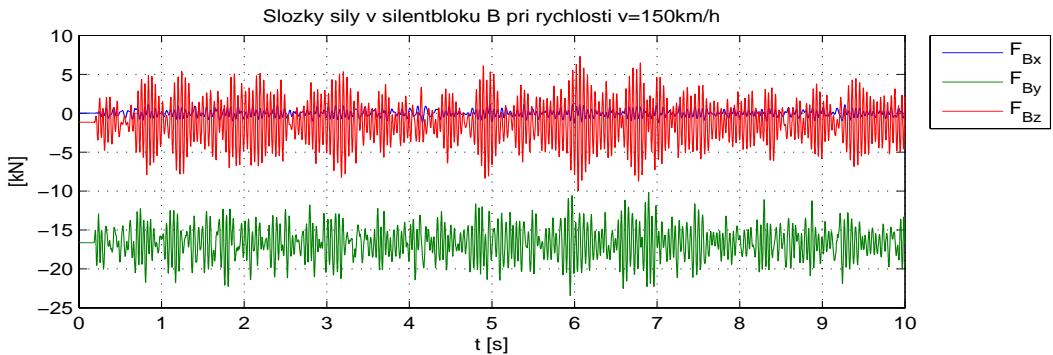


Obrázek 13: Kontaktní síly na kole v uzlech č. 12 a 14 v IP2.

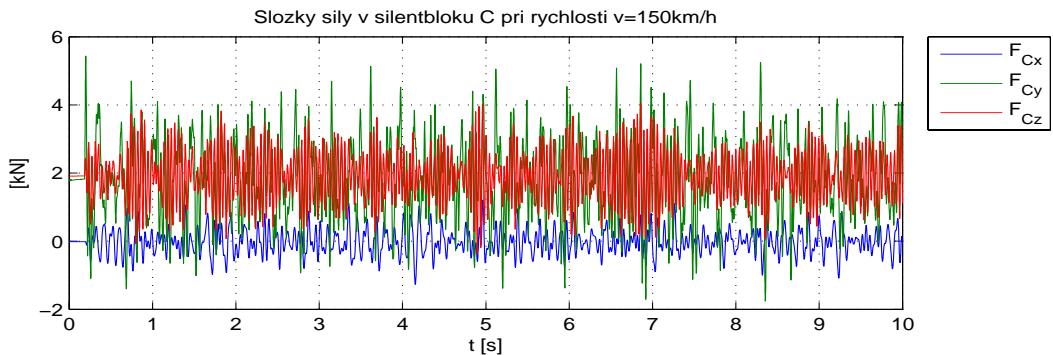
Maximální hodnoty síly N_i dosahují až k hranici 190% její statické hodnoty. Průběhy sil v silentblocích jsou uvedeny na obr. 22 až 24. Výsledné maximální hodnoty vertikální síly F_{Ay} dosahují až téměř 200% její statické hodnoty.



Obrázek 14: Síly v silentbloku A v IP1.



Obrázek 15: Síly v silentbloku B v IP1.

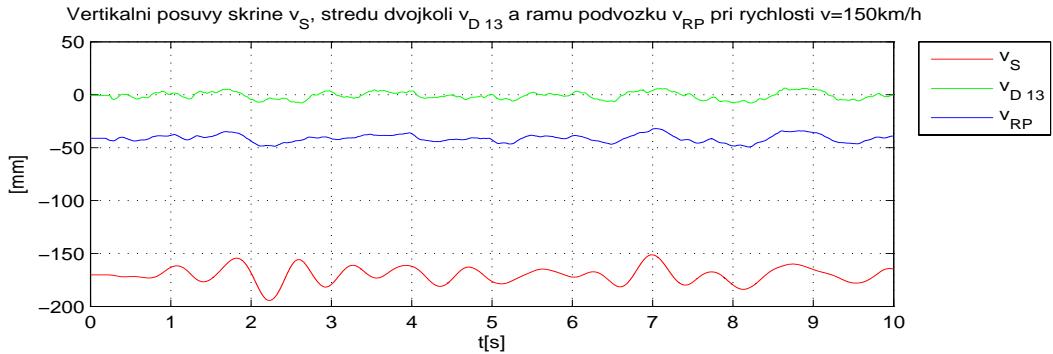


Obrázek 16: Síly v silentbloku C v IP1.

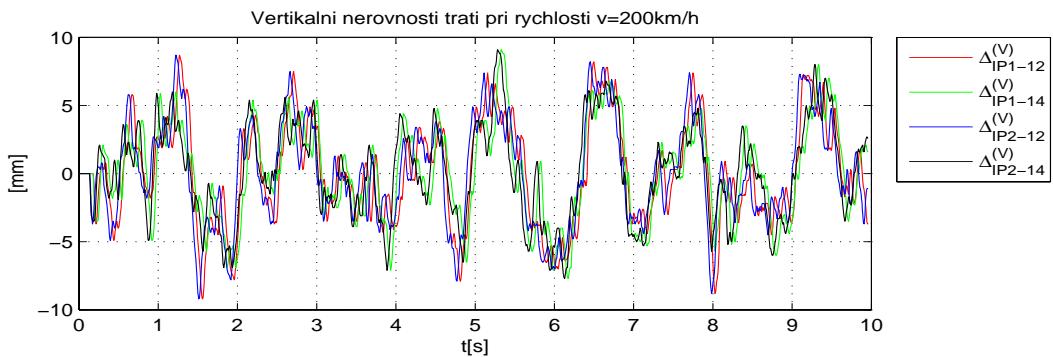
Vertikální posuvy skříně lokomotivy, uzlu číslo 13 uprostřed osy dvojkolí a rámu podvozku jsou na obrázku 25. Je možné pozorovat, že nerovnosti trati vybudí první vlastní tvar systému jako při předchozích rychlostech vozidla.

3.5. Zhodnocení získaných výsledků

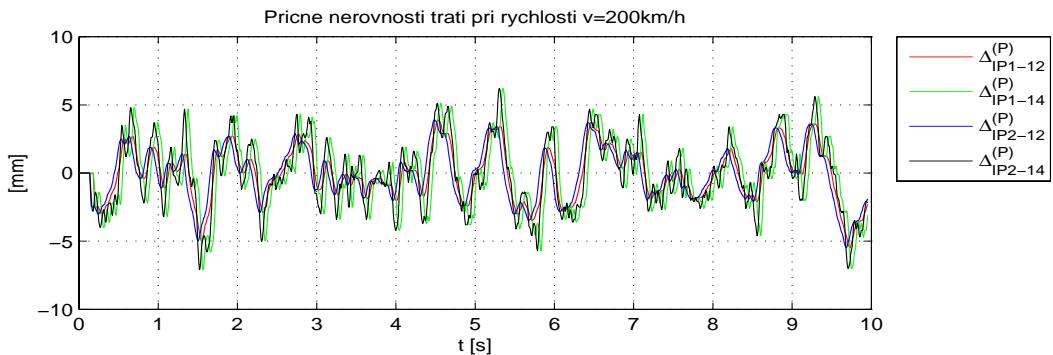
V tabulce 4 jsou pro každou rychlosť vozidla uvedeny střední hodnoty a směrodatné odchylky, které byly určeny na základě výsledků uvedených simulací, a dále pak směrodatné odchylky, které byly určeny na linearizovaném modelu pomocí statistického přístupu, kdy pro vertikální traťové nerovnosti pravé a levé koleje byly určeny jejich spektrální výkonové hustoty a pomocí matic frekvenčních přenosů byly stanoveny spektrální výkonové hustoty dynamických odezv



Obrázek 17: Vertikální posuvy skříně lokomotivy, středu dvojkolí a rámu podvozku.



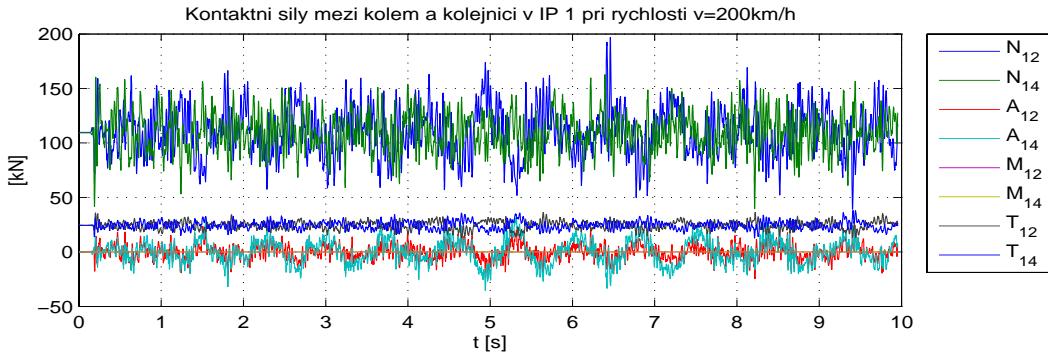
Obrázek 18: Vertikální nerovnosti tratě při $v = 200 \text{ km/h}$.



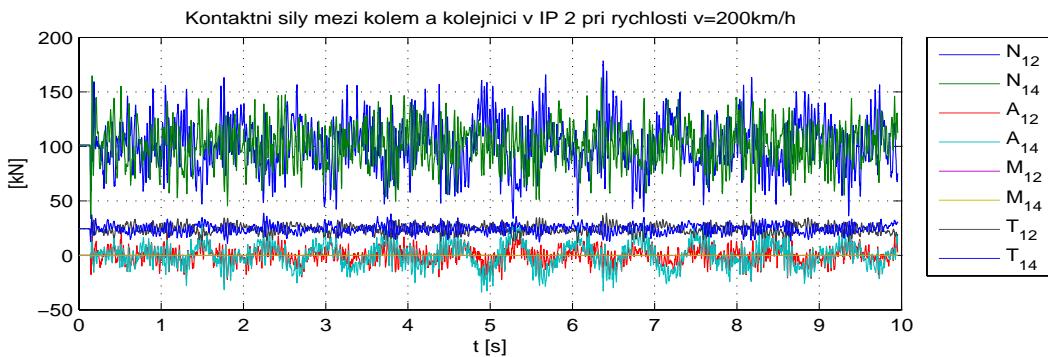
Obrázek 19: Příčné nerovnosti tratě při $v = 200 \text{ km/h}$.

a pro ně určeny jejich střední hodnoty a směrodatné odchylky.

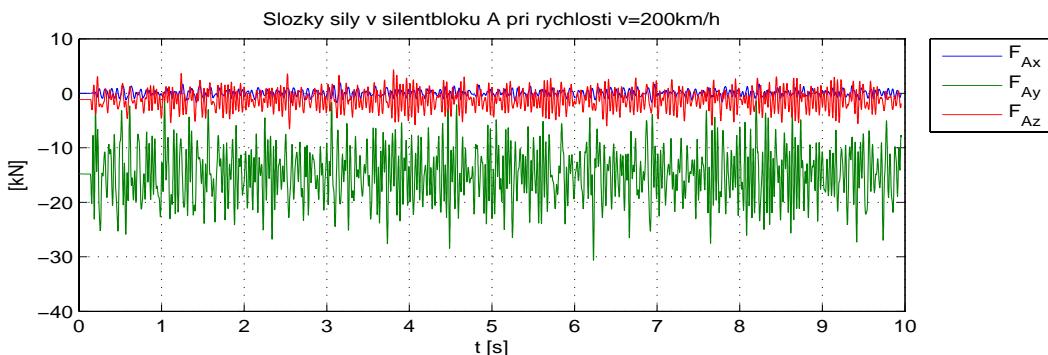
Hodnoty dynamických veličin získaných simulačním přístupem pro vertikální i příčné nerovnosti tratě a statistickým přístupem při uvažování jen vertikální nerovnosti tratě jsou porovnány pro tři rozdílné hodnoty rychlosti kolejového vozidla (viz. výše). Zprůměrované hodnoty přes simulovaný časový interval odpovídají hodnotám charakterizovaným pro statický rovnovážný stav. Směrodatné odchylky pak vymezují interval, v němž se sledované dynamické veličiny v průběhu simulace nacházejí.



Obrázek 20: Kontaktní síly na kole v uzlech č. 12 a 14 v IP1.



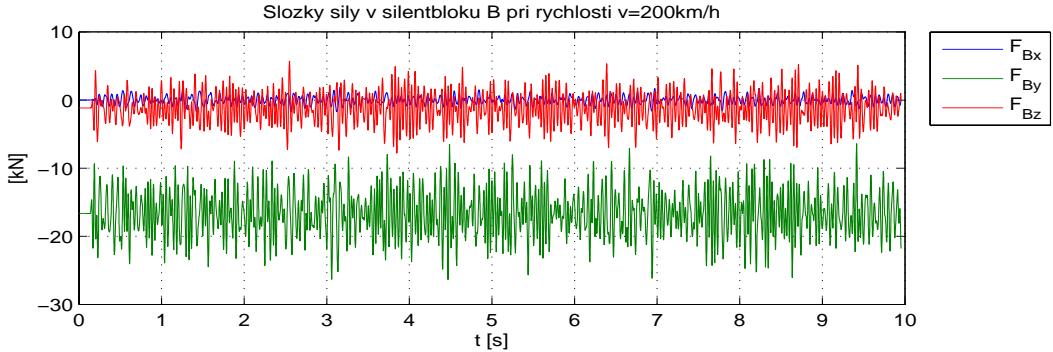
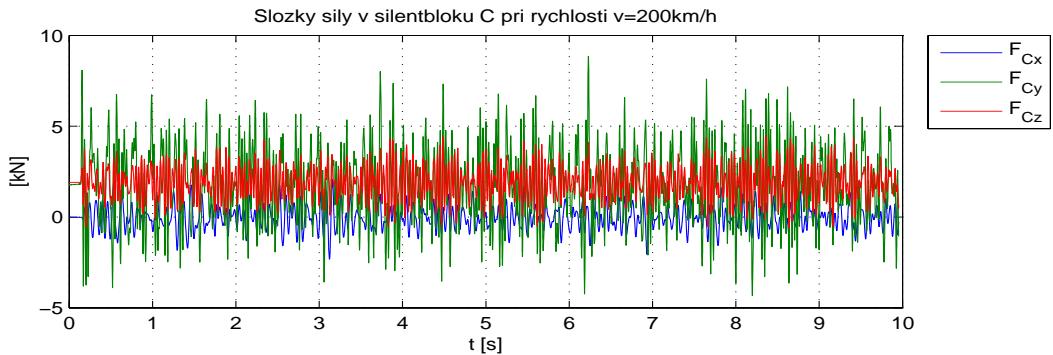
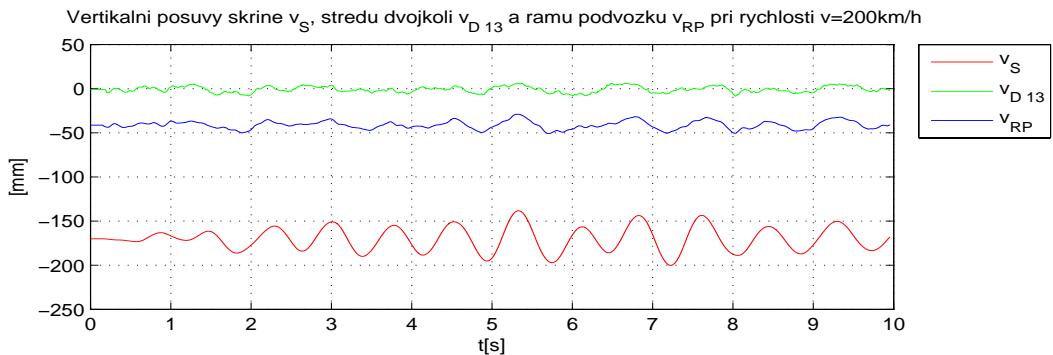
Obrázek 21: Kontaktní síly na kole v uzlech č. 12 a 14 v IP2.



Obrázek 22: Síly v silentbloku A v IP1.

4. Závěr

Příspěvek uvádí metodiku modelování a vyšetřování chování podvozku při jízdě po nerovné trati. Na základě sestaveného matematického modelu byl vytvořen odpovídající výpočtový model v systému MATLAB, který umožnuje provádět simulace jízdy podvozku pro libovolné provozní parametry. Simulační výpočty byly provedeny pro tři vybrané rychlosti podvozku $v = 100 \text{ km/h}$, $v = 150 \text{ km/h}$ a $v = 200 \text{ km/h}$. Konkrétní průběhy traťových nerovností byly získány zadavatelem ŠKODA TRANSPORTATION s.r.o měřením v provozu. Z provedených simulací je patrné, že pokaždé se vlivem traťových nerovností při jízdě vybudí první vlastní tvar systému, který odpovídá vertikálnímu kmitání skříně kolejového vozidla ve fázi s rámem podvozku. U ostatních sledovaných dynamických veličin, kterými byly kolové síly a


 Obrázek 23: Síly v silentbloku B v IP1.

 Obrázek 24: Síly v silentbloku C v IP1.


Obrázek 25: Vertikální posuvy skříně lokomotivy, středu dvojkolí a rámu podvozku.

síly přenášené silentbloky v uložení statoru motoru v podvozku, se zvyšování rychlosti vozidla projevuje nepříznivě v nárůstu dynamických složek sledovaných sil.

Dynamická odezva získaná časovou integrací a její statistické zpracování časových průběhů zvolených dynamických veličin je porovnáno s odpovídajícími statistickými charakteristikami, které byly získány na linearizovaném modelu jako odezva na vertikální buzení, jak je uvedeno v Zeman et al. (2009). Na základě výsledků uvedených v tabulce 4 lze vystopovat dobrou statistickou shodu u sil v silentblocích ve vertikálním a příčném směru. V podélném směru se velikosti směrodatných odchylek sil rozcházejí. Směrodatné odchylky získané numerickou integrací pro nelineární model s uvažováním jak vertikálního tak příčného buzení traťovými nerovnostmi nabývají vyšších hodnot právě pro veličiny v podélném směru. Tento fakt lze zdůvodnit

Tabulka 4: Srovnání hodnot sledovaných dynamických veličin pro vybrané rychlosti vozidla. Symbol * označuje směrodatné odchylky dynamických veličin získaných na linearizovaném modelu statistickým přístupem řešení, viz Zeman et al. (2009).

Individuální pohon 1	v=100 km/h			v=150 km/h			v=200 km/h		
	střední hodnota	směrodatná odchylka	směrodatná odchylka *	střední hodnota	směrodatná odchylka	směrodatná odchylka *	střední hodnota	směrodatná odchylka	směrodatná odchylka *
F_{Ax} [N]	7,58	153	160	7,27	408	290	8,45	546	439
F_{Ay} [N]	-14827	1165	1070	-14832	2790	2140	-14814	4156	3160
F_{Az} [N]	-1149	348	297	-1148	2099	450	-1147	1555	826
N_{ad-12} [N]	109676	12782	-	109577	13977	-	109635	20186	-
A_{ad-12} [N]	-33	4113	-	39	4768	-	190	6682	-
M_{ad-12} [Nm]	0,13	14	-	-0,11	17	-	-0,62	24	-
T_{ad-12} [N]	24565	2452	-	24510	2623	-	24473	3346	-
v_s [m]	-0,1704	0,01085	-	-0,17016	0,00761	-	-0,1702	0,01354	-
v_{D13} [m]	$-9,9 \cdot 10^{-4}$	0,00301	-	$-8,5 \cdot 10^{-4}$	0,0035	-	-7,3921	0,00348	-
v_{RP} [m]	-0,0413	0,00387	-	-0,04118	0,00366	-	-0,0411	0,0046	-

tím, že vlivem příčných traťových nerovností dochází k takovým pohybům, kdy se dvojkolí nejen příčně vychyluje, ale zároveň se natáčí kolem svislé osy. Tím narůstají podélné výchylky podvozku a zároveň i podélné síly přenášené silentbloky. Další vliv mají samozřejmě také ne-lineární skluzové síly působící v kontaktech kol a kolejnic, jejich podélné složky a spinové momenty ovlivňující tak pohyb každého dvojkolí v podélném směru.

Acknowledgment: This paper includes partial results from the Research Project MŠMT 1M0519 - Research Centre of Rail Vehicles supported by the Czech Ministry of Education.

5. Reference

- Claus, H. & Schiehlen, W. 2003: System Dynamics of Railcars with Radial and Laterelastic Wheels. *System Dynamics and Long Term Behaviour of Railway Vehicles, Track and Sub-grade* (K. Popp & W. Schiehlen eds.). Springer, 2003, pp. 65-84.
- Garg, V. & Dukkipati, R. 1984: *Dynamics of railway vehicle systems*, London Academic Press, 1984.
- Skála, O. & Zeman, V. 2008: Modelling and simulation of railway vehicle bogie vibrations. In *Modelling and optimization of physical systems*, vol. 7, 2008, pp. 111-116, Gliwice.
- Zeman, V. & Hlaváč Z. & Byrtus, M. 2007: Modelling and modal properties of a railway vehicle bogie with two individual wheelset drives. *Applied and Computational Mechanics 2007*, Vol. 1, No. 1., pp. 371-380.
- Zeman, V. & Hlaváč Z. & Byrtus, M. 2008: Dynamical analysis of the railway vehicle bogie. In *Proceedings of the National Conference with International Participation Engineering Mechanics 2008*, Svatka, 2008, pp. 284-285, full paper on cd-rom.
- Zeman, V. & Hlaváč, Z. & Byrtus, M. & Dupal, J.: Modelování kmitání podvozku lokomotivy 109E. *Výzkumná zpráva č. H2,H9/2007*, Výzkumné centrum kolejových vozidel, Katedra mechaniky, ZČU v Plzni, leden 2008.
- Zeman, V. & Hlaváč, Z. & Byrtus 2009: Dynamické vlastnosti podvozku lokomotivy 109E. *Výzkumná zpráva č. H9/2008-1*, Výzkumné centrum kolejových vozidel, Katedra mechaniky, ZČU v Plzni, leden 2009.