

MODELOVÁNÍ PŘECHODOVÝCH DĚJŮ V TORZNÍM SYSTÉMU POHONU HNACÍHO VOZIDLA

Michael LATA

Katedra dopravních prostředků

1. Úvod

V torzním systému pohonu dvojkolí vznikají dynamické přechodové děje.

Dynamický systém individuálního pohonu dvojkolí je tvořen rotačními hmotami (dvojkolí, převodovka, spojka, rotor TM, ...) spojenými vzájemně i na další části vozidla kinematickými, pružnými a tlumicími vazbami. Dynamické přechodové jevy vznikají při přejezdu nerovnosti trati, anebo v okamžiku vzniku, trvání a zániku prokluzu dvojkolí. Tyto děje jsou ovlivněny zejména průběhem hnacího momentu motoru, adhezního momentu na dvojkolí a konstrukčními parametry pohonu.

Hlavní vlivy hnacího motoru: momentová charakteristika, regulace elektrické části.

Hlavní vlivy adheze mezi dvojkolím a kolejí na torzní dynamiku pohonu: adhezní jevy mezi dvojkolím a kolejí, rychlost jízdy, součinitel tření, strmost adhezní křivky, existence vratné větve, nekonstantní svislá kolová síla.

Hlavní vlivy konstrukčních parametrů na torzní dynamiku pohonu: koncepční řešení pohonu, parametry kinematických vazeb, parametry pružných vazeb (tuhosti a tlumení), hmotnosti a momenty setrvačnosti.

2. Časová simulace přechodových dějů vzniku, trvání a zániku prokluzu dvojkolí

V oblasti časových simulací byl odlazen simulační program individuálního pohonu dvojkolí, zahrnující:

- nelineární adhezní model [1],
- vliv nápravové převodovky – hmota převodové skříně, kinematická vazba, pružná a tlumicí vazba na podvozek,
- částečný vliv svislé dynamiky vozidla – hmota podvozku, skříně, redukovaná hmota koleje, pružné a tlumicí vazby, proměnná svislá kolová síla. Nejsou zohledněny svislé nerovnosti koleje.

Model má 6° volnosti (**obr. 1**). Model tvoří: vozidlová skříň, podvozek, dvojkolí (s hmotou ozubeného kola), převodová skříň (s hmotou pastorku), rotor trakčního motoru a redukovaná hmota koleje. Jednotlivé rotační a posuvné hmoty jsou spojeny elastickými a tlumicími vazbami. Adhezní moment M_a působí na jedné straně soustavy (dvojkolí) a hnací moment M_m na druhé straně (rotor trakčního motoru). Pohybové diferenciální rovnice jsou:

$$\frac{m_s}{4} \cdot \ddot{z}_s + k_2 \cdot (z_s - z_p) + b_2 \cdot (\dot{z}_s - \dot{z}_p) = \frac{m_s}{4} \cdot g \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{m_p}{2} \cdot \ddot{z}_p + k_1 \cdot (z_p - z_k) + b_1 \cdot (\dot{z}_p - \dot{z}_k) - k_2 \cdot (z_s - z_p) - b_2 \cdot (\dot{z}_s - \dot{z}_p) + \\ + k_p \cdot (z_p + l_p \cdot \varphi_t - z_k) + b_p \cdot (\dot{z}_p + l_p \cdot \dot{\varphi}_t - \dot{z}_k) = \frac{m_p}{2} \cdot g \end{aligned} \quad (2)$$

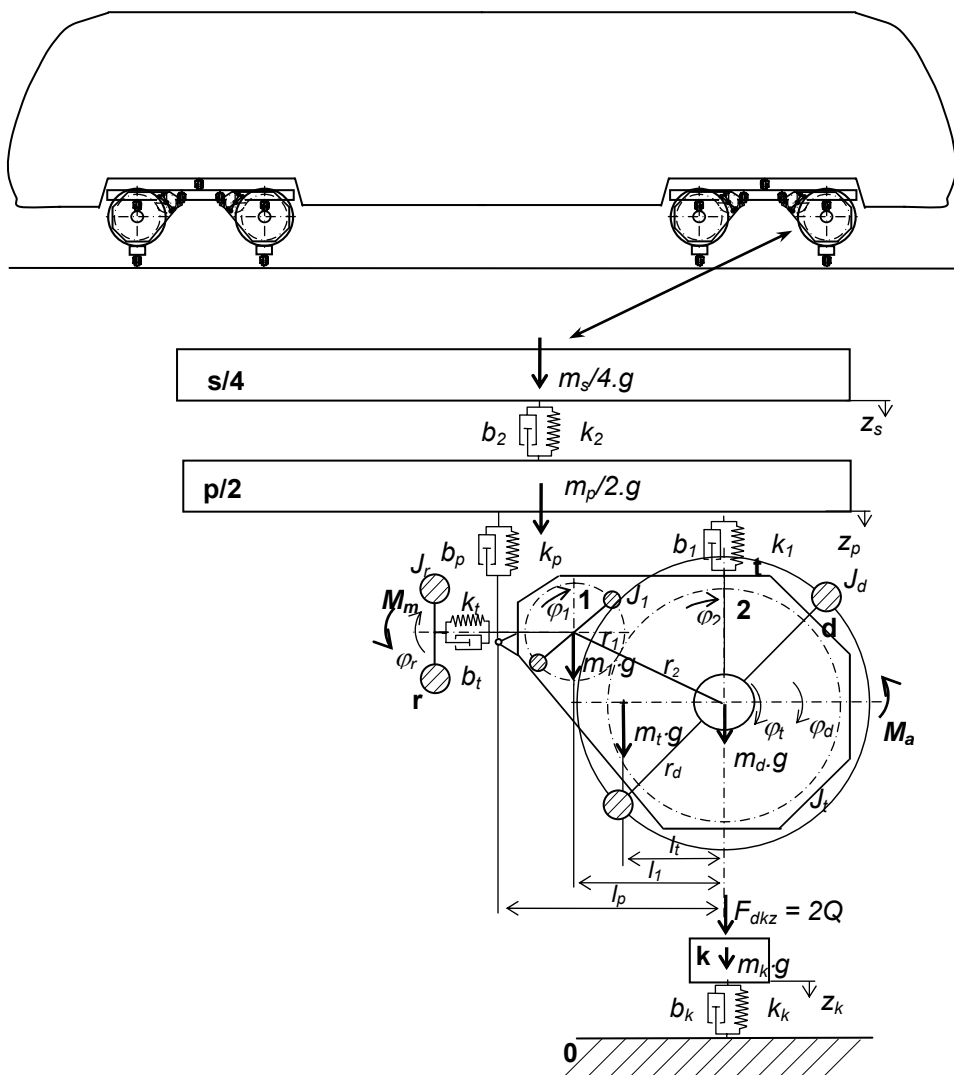
$$\begin{aligned} (m_d + m_k + m_t + m_1) \cdot \ddot{z}_k - (m_t \cdot l_t + m_1 \cdot l_1) \cdot \ddot{\varphi}_t - k_1 \cdot (z_p - z_k) - b_1 \cdot (\dot{z}_p - \dot{z}_k) + \\ + k_k \cdot z_k + b_k \cdot \dot{z}_k - \\ - k_p \cdot (z_p + l_p \cdot \varphi_t - z_k) - b_p \cdot (\dot{z}_p + l_p \cdot \dot{\varphi}_t - \dot{z}_k) = (m_d + m_k + m_t + m_1) \cdot g \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \left[J_d + J_1 \cdot \left(\frac{r_2}{r_1} \right)^2 \right] \cdot \ddot{\varphi}_d + J_1 \cdot \left(1 + \frac{r_2}{r_1} \right) \cdot \ddot{\varphi}_t + k_t \cdot \left(\varphi_r - \left(1 + \frac{r_2}{r_1} \right) \varphi_t + \frac{r_2}{r_1} \cdot \varphi_d \right) \cdot \frac{r_2}{r_1} + \\ + b_t \cdot \left(\dot{\varphi}_r - \left(1 + \frac{r_2}{r_1} \right) \dot{\varphi}_t + \frac{r_2}{r_1} \cdot \dot{\varphi}_d \right) \cdot \frac{r_2}{r_1} = -M_a \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \left[J_t + J_1 \cdot \left(1 + \frac{r_2}{r_1} \right)^2 + m_t \cdot l_t^2 + m_1 \cdot l_1^2 \right] \cdot \ddot{\varphi}_t - J_1 \cdot \left(1 + \frac{r_2}{r_1} \right) \cdot \frac{r_2}{r_1} \cdot \ddot{\varphi}_d - \\ - (m_t \cdot l_t^2 + m_1 \cdot l_1^2) \cdot \ddot{z}_k - k_t \cdot \left[\varphi_r - \left(1 + \frac{r_2}{r_1} \right) \cdot \varphi_t + \frac{r_2}{r_1} \cdot \varphi_d \right] \cdot \left(1 + \frac{r_2}{r_1} \right) - \\ - b_t \cdot \left[\dot{\varphi}_r - \left(1 + \frac{r_2}{r_1} \right) \cdot \dot{\varphi}_t + \frac{r_2}{r_1} \cdot \dot{\varphi}_d \right] \cdot \left(1 + \frac{r_2}{r_1} \right) + k_p \cdot (z_p + l_p \cdot \varphi_t - z_k) \cdot l_p + \\ + b_p \cdot (\dot{z}_p + l_p \cdot \dot{\varphi}_t - \dot{z}_k) \cdot l_p = -(m_t \cdot l_t + m_1 \cdot l_1) \cdot g \end{aligned} \quad (5)$$

$$J_r \cdot \ddot{\varphi}_r + k_t \cdot \left[\varphi_r - \left(1 + \frac{r_2}{r_1} \right) \cdot \varphi_t + \frac{r_2}{r_1} \cdot \varphi_d \right] + b_t \cdot \left[\dot{\varphi}_r - \left(1 + \frac{r_2}{r_1} \right) \cdot \dot{\varphi}_t + \frac{r_2}{r_1} \cdot \dot{\varphi}_d \right] = -M_m \quad (6)$$

Michael Lata:



Obr. 1 Dynamický model

Fig. 1 Dynamic model

Charakteristika motoru závisí na typu motoru a lze ji aproximovat přímkou. V případě stejnosměrného motoru s cizím buzením je přímková závislost velmi reálná. Konstanta k_1 udává maximální hodnotu momentu a k_2 strmost.

$$\text{Moment motoru je:} \quad M_m = k_1 - k_2 \cdot \dot{\varphi}_r \quad (7)$$

$$\text{Adhezní moment:} \quad M_a = 2 \cdot Q \cdot r_d \cdot \mu \cdot \dot{\varphi}_d \quad (8)$$

Kinematická vazba, existující mezi dvojkolím (resp. ozubeným kolem 2), převodovou skříní a pastorkem (kolo 1) je vyjádřena rovnicemi (9), (10) a je použita při sestavování pohybových rovnic.

$$\varphi_1 \cdot r_1 = \varphi_t \cdot (r_1 + r_2) - \varphi_d \cdot r_2 \Rightarrow \varphi_1 = \left(1 + \frac{r_2}{r_1}\right) \cdot \varphi_t - \frac{r_2}{r_1} \cdot \varphi_d \quad (9)$$

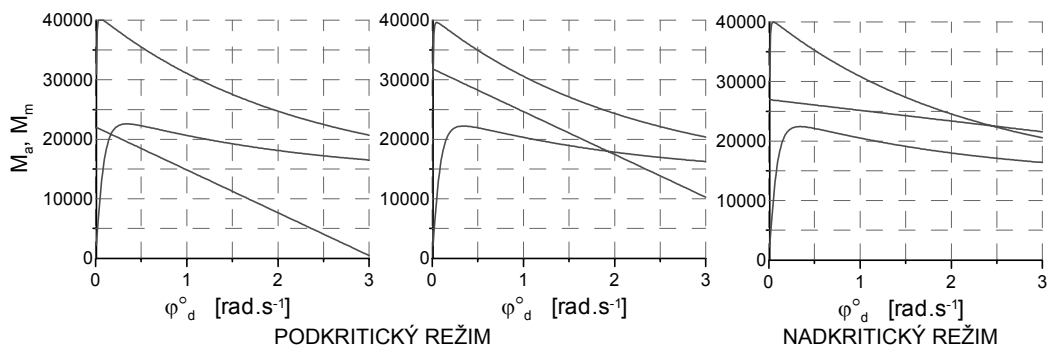
$$\dot{\varphi}_1 \cdot r_1 = \dot{\varphi}_t \cdot (r_1 + r_2) - \dot{\varphi}_d \cdot r_2 \Rightarrow \dot{\varphi}_1 = \left(1 + \frac{r_2}{r_1}\right) \cdot \dot{\varphi}_t - \frac{r_2}{r_1} \cdot \dot{\varphi}_d \quad (10)$$

Adhezní model, použitý k simulaci pro okamžitou hodnotu součinitele adheze μ je ve shodě s [1] a byl uveden také v [2], [3], [4], [5], [8], [11]. Zjednodušující představou je ovšem v tomto případě uvažování skluzového mechanismu pouze v podélném směru (směr jízdy vozidla) bez příčných skluzů dvojkolí vůči koleji s tím, že se předpokládá, že příčné skluzy nemají na torzní dynamiku rozhodující vliv. V algoritmu se dále počítají síly a momenty ve vazbách, deformace vazeb a rychlosti deformací. Simulace je provedena v čase s konstantním časovým krokem metodou konečných diferencí.

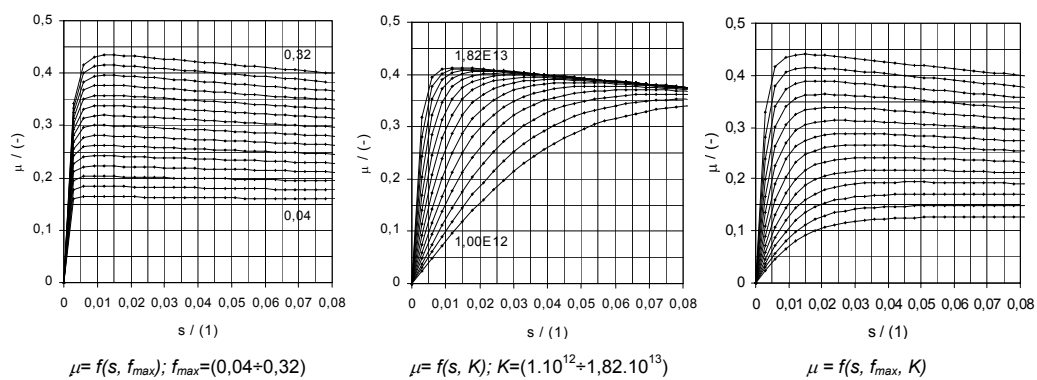
Základní myšlenka simulace dynamických přechodových dějů vzniku, trvání a zániku (zachycení) prokluzu dvojkolí spočívá v modelu mechanismu spolupráce adhezní charakteristiky a charakteristiky hnacího motoru. Spolupráci charakteristik ilustračně ukazuje **obr. 2**. Jsou vykresleny vždy dvě adhezní křivky – pro původní a pro modelově zhoršené podmínky a momentová charakteristika motoru. Jestliže se oba momenty, které působí na soustavu (M_m a M_a) vyrovnávají, soustava je ve stabilním stavu. Charakteristiky se protínají v pracovním bodě a soustava je v rovnováze. S ohledem na tvar adhezní charakteristiky existují dva případy spolupráce obou charakteristik.

Na obrázku **obr. 2** je ukázka podkritické a nadkritické spolupráce charakteristik. První dva grafy v **obr. 2** znázorňují spolupráci **podkritickou**. Moment motoru protíná novou adhezní charakteristiku v její efektivní části (oblast lpění), nebo je rozvíjející se prokluz – po změně adhezních podmínek – zachycen až v sestupné větvi adhezní charakteristiky. Po změně adhezních podmínek začne systém dynamicky měnit souřadnice a hledat nový singulární pracovní bod do kterého postupně konverguje. Vzniklý prokluz je zachycen relativně v malém časovém okamžiku.

V pravé části **obr. 2** je ukázka **nadkritické** spolupráce charakteristik. Momentová charakteristika má menší strmost než strmost negativní části nové adhezní křivky - tedy leží nad novou adhezní charakteristikou a neprotne ji. Chování soustavy v tomto případě závisí mimo jiné především na časovém intervalu, v kterém je vzniklý prokluz zachycen obnovením adhezních podmínek. Záleží na tom, zda se vzniklé amplitudy nacházejí před, nebo se rozvinou za bod, kde momentová charakteristika protne původní adhezní křivku. Pokud obnovení adhezních podmínek nastane před tímto bodem, je zde nadbytek adhezního momentu - soustava zpomaluje a konverguje do stabilního stavu. Pokud se soustava dostane za tento bod, amplitudy mají tendenci nadále růst. Tím je dán jistý limitní čas, do kterého musí být v reálu např. proveden zásah protiskluzové regulace, pakliže má motor ve vztahu k adhezní charakteristice takovouto relativně malou strmost.



Obr. 2 Princip nadkritického a podkritického režimu spolupráce (ilustrační obrázek)
Fig. 2 The principle of supercritical and subcritical cooperation (exemplificative figure)

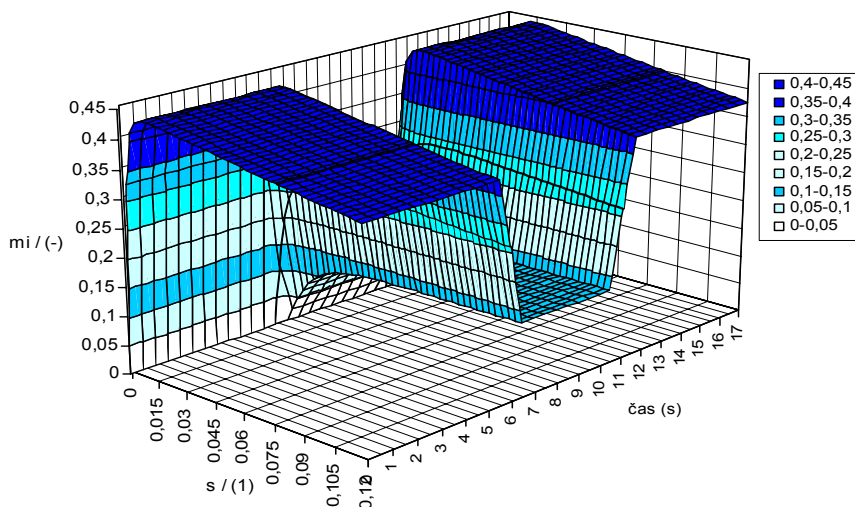


$$\mu = f(s, f_{max}); f_{max} = (0,04 + 0,32)$$

$$\mu = f(s, K); K = (1,10 \cdot 10^{12} + 1,82 \cdot 10^{13})$$

$$\mu = f(s, f_{max}, K)$$

Obr. 3 Deformace adhezních křivek při změně adhezních podmínek
Fig. 3 Adhesion curves deformations near changes of adhesion conditions



Obr. 4 Průběh časové změny adhezní charakteristiky v průběhu simulace
Fig. 4 The course of time alterations of adhesion characteristics during simulation

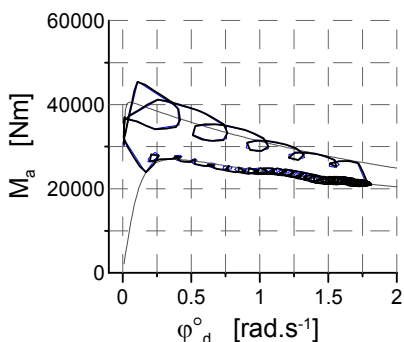
Vznik a rozvinutí či utlumení samobuzených kmitů je závislé na mnoha okolnostech a uplatní se tuhosti a tlumení ve vazbách.

Další přechodový děj může být simulován návratem na původní charakteristiku, tedy původní adhezní podmínky (viz. **obr. 4**). V použitém modelu není záměrně uvažována reakce protiskluzové regulace.

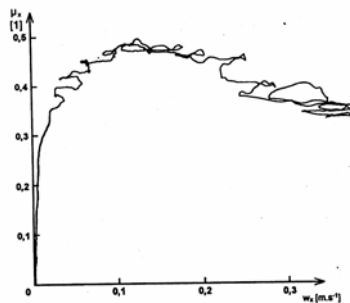
Zhoršené adhezní podmínky se projeví deformací adhezní křivky (**obr. 3**) a to zejména poklesem součinitele tření (na **obr. 3** je uveden rozsah $f_{max} = 0,04 \div 0,32$), poklesem strmosti (na **obr. 3** je uveden rozsah $K = 1 \cdot 10^{12} \div 1,82 \cdot 10^{13}$) nebo jednu z možných variant kombinace těchto vlivů. Ukázka časové změny adhezní charakteristiky při simulaci (pokles a následný návrat na původní podmínky) tak, jak je použita v algoritmu je uvedena na **obr. 4**.

3. Ukázka výsledků simulačních výpočtů

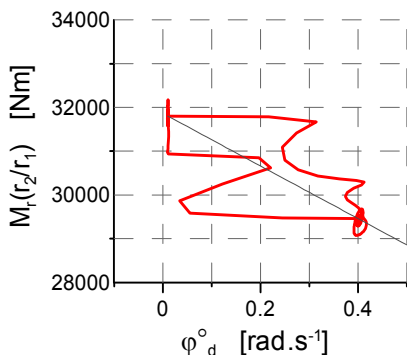
Obrázek **obr. 5a** ukazuje průběh pracovní charakteristiky adhezního momentu M_a . Vykreslení slouží mimo jiné i pro kontrolu správnosti fungování algoritmu. Průběh je svým charakterem srovnatelný s tvarem naměřených reálných charakteristik (**obr. 5b**) [5].



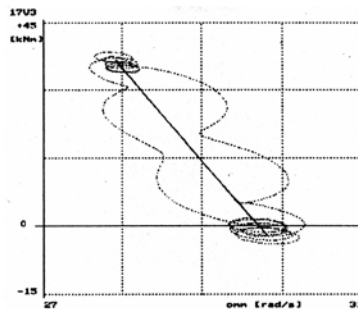
Obr. 5a Pracovní charakteristika
Fig. 5a Operating characteristics



Obr. 5b Tvar reálné změřené charakteristiky [5]
Fig. 5b Real measured characteristics form [5]



Obr. 6a Pracovní charakteristika
Fig. 6a Operating characteristics



Obr. 6b Dynamická charakteristika motoru podle [6]
Fig. 6b Dynamics motor characteristics [6]

Na obrázku **obr. 6a** je uvedena pracovní charakteristika momentu motoru M_m . Přímka představuje statickou charakteristiku motoru ve shodě s tím, jak je hnací moment definován v algoritmu simulačního programu. Pracovní charakteristika, jako výstup ze simulačního výpočtu je představována křivkou, která představuje tzv. dynamickou charakteristiku elektromotoru. Pro porovnání je zde (**obr. 6b**) uvedena dynamická charakteristika skutečného elektrického stroje podle [6]. Její tvar má srovnatelný charakter.

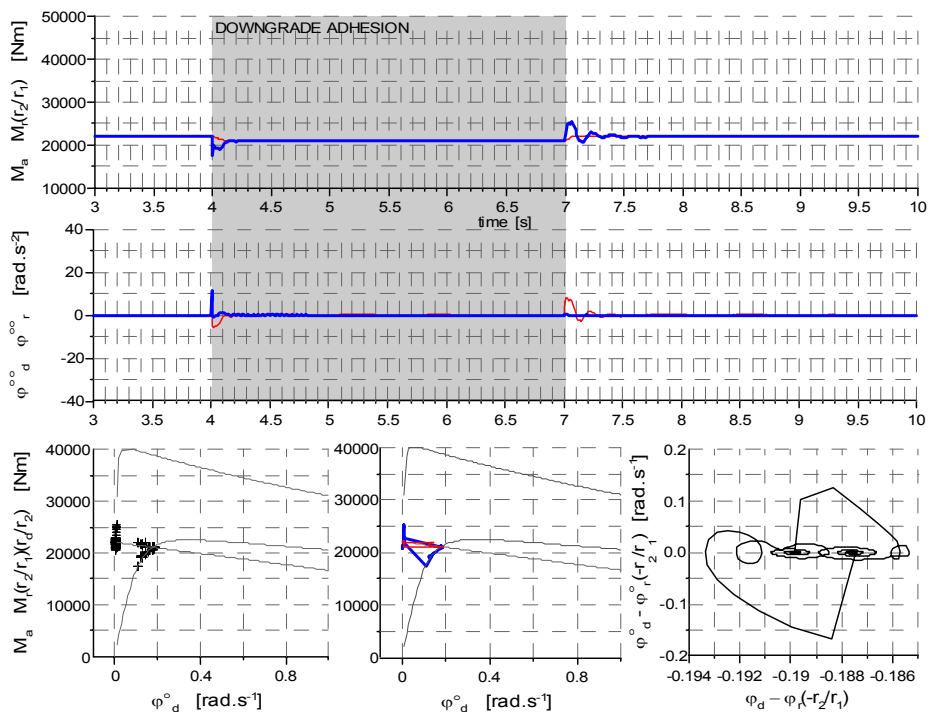
Na dalších obrázcích jsou uvedeny ukázky průběhů čtyř případů spolupráce charakteristik při vzniku prokluzu dvojkolí. Parametry vazeb, hmotnosti a rozměrové parametry byly použity pro lokomotivu Škoda 65E (150). Obrázky ukazují průběhy momentů a zrychlení dvojkolí a rotoru trakčního motoru, ve spodní části jsou uvedeny pracovní charakteristiky a fázový diagram. Poznamenejme, že charakteristika motoru byla v těchto případech alternativně měněna tak, aby bylo možno jednotlivé stavy spolupráce dosáhnout, bez ohledu na parametry skutečného elektrického motoru. Pro dobrou zřetelnost jsou body v pracovních charakteristikách vykresleny jednak samostatně a jednak jako spojnice.

Adhezní vazba se součinitelem tření $f_{max} = 0,25$ odpovídá dobrým podmínkám $\mu_{max} \cong 0,36$ a konstanta $K = 2.10^{13}$. Změna adhezních podmínek je simulována snížením součinitele tření z hodnoty 0,25 na 0,17 (což odpovídá snížení $\mu_{max} \cong 0,36$ na $\mu_{max} \cong 0,26$) a současně snížením strmosti až na hodnotu $K = 5.10^{11}$.

Na následujících grafech (**obr. 7**, **obr. 8**) jsou rozlišeny veličiny vztahující se k dvojkolí silnější čarou a veličiny rotoru slabší čarou. Na průbězích na **obr. 9** je navíc uveden kývavý pohyb převodové skříně a zrychlení.

Podkritickou spolupráci ukazuje **obr. 7a** a **obr. 7b**. Na **obr. 7a** je případ podkritické spolupráce, jestliže se vzniklý prokluz při simulaci zhoršených podmínek v intervalu (4÷7) s zachytí na stabilní části nové adhezní charakteristiky. Ve fázovém diagramu jsou vidět zřetelně dva singulární body. K zachycení vzniklého prokluzu dojde i v případě b (**obr. 7b**). Zde je patrná tendence rozkmitání soustavy – vznikají samobuzené kmity. Díky existenci tlumení v soustavě se tyto kmity utlumí. Podmínky vzniku, parametry průběhu a podmínky útlumu samobuzených kmitů v tomto článku řešeny nejsou.

Nadkritickou spolupráci ukazuje **obr. 8a** a **obr. 8b**. V prvním případě (**obr. 8a**) byl simulačně nastaveno zhoršení adhezních podmínek v krátkém intervalu 0,5 s tak, aby se amplitudy nerozvinuly za bod průniku momentové charakteristiky s původní adhezní křivkou. V tom případě je v okamžiku obnovení adhezních podmínek dostatečný nadbytek adhezního momentu k tomu, aby soustava začala zpomalovat a konvergovat do původního pracovního bodu. Oproti tomu zvýšení časového intervalu zhoršení adhezních podmínek na hodnotu 1 s již vyvolá přesažení rovnovážného bodu - soustava se dostane do oblasti nadbytku hnacího momentu a má tendenci zvětšovat amplitudu i rychlost pohybu. Nutno říci že tento stav je v praxi již zachycen protiskluzovou ochranou, nebo - a to je dnes častější případ – má charakteristika motoru takovou strmost, že prakticky k nadkritické spolupráci s adhezní křivkou nemůže dojít.



Obr. 7a Podkritická spolupráce – případ a
Fig. 7a Subcritical cooperation – case a

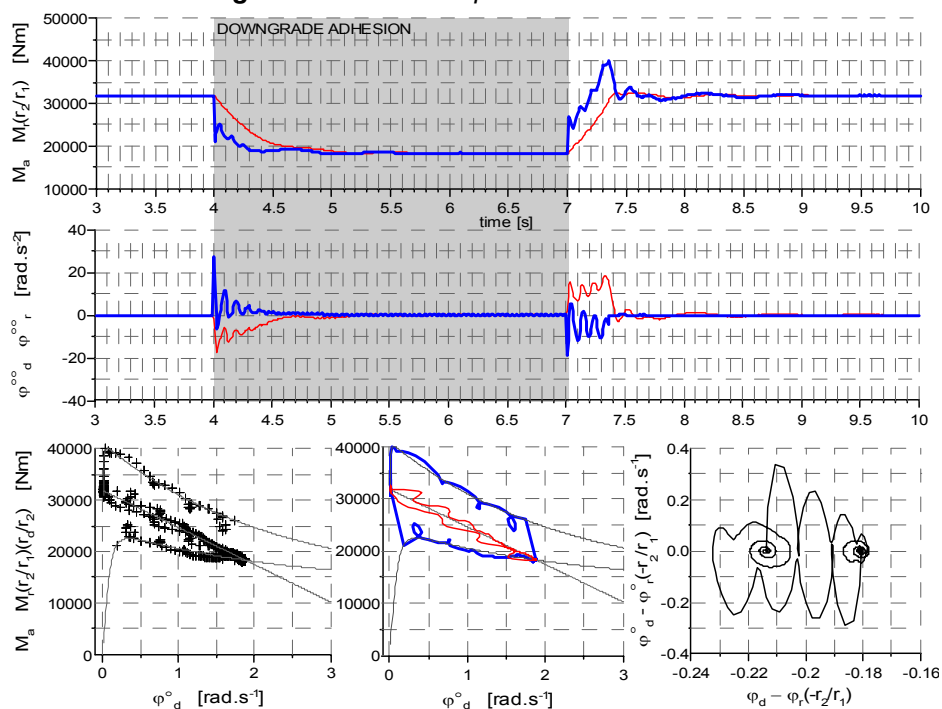


Fig. 7b Podkritická spolupráce – případ b
Fig. 7b Subcritical cooperation – case b

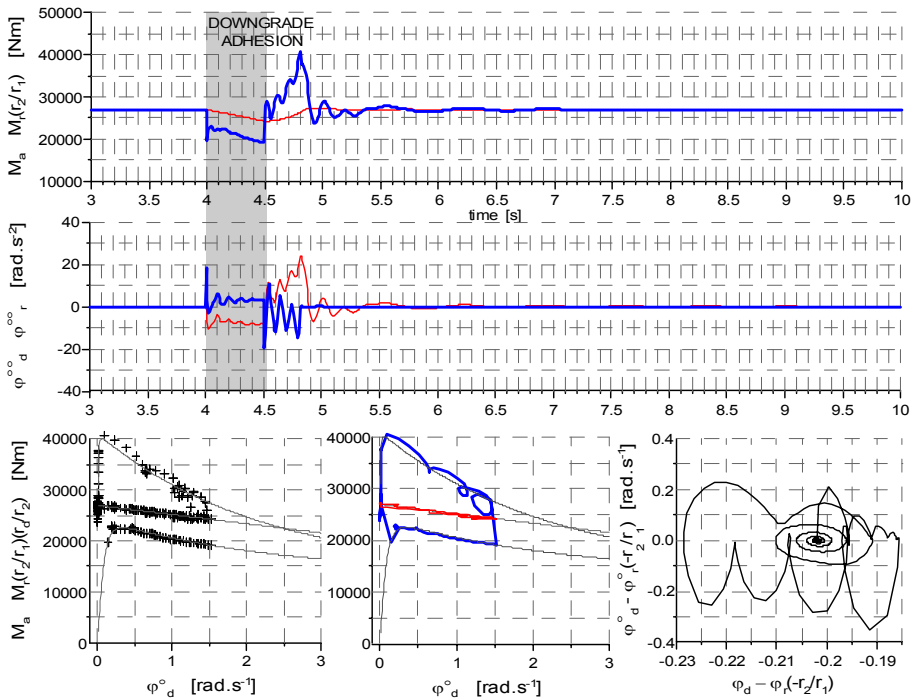


Fig. 8a Nadkritická spolupráce – případ a
Fig. 8a Supercritical cooperation – case a

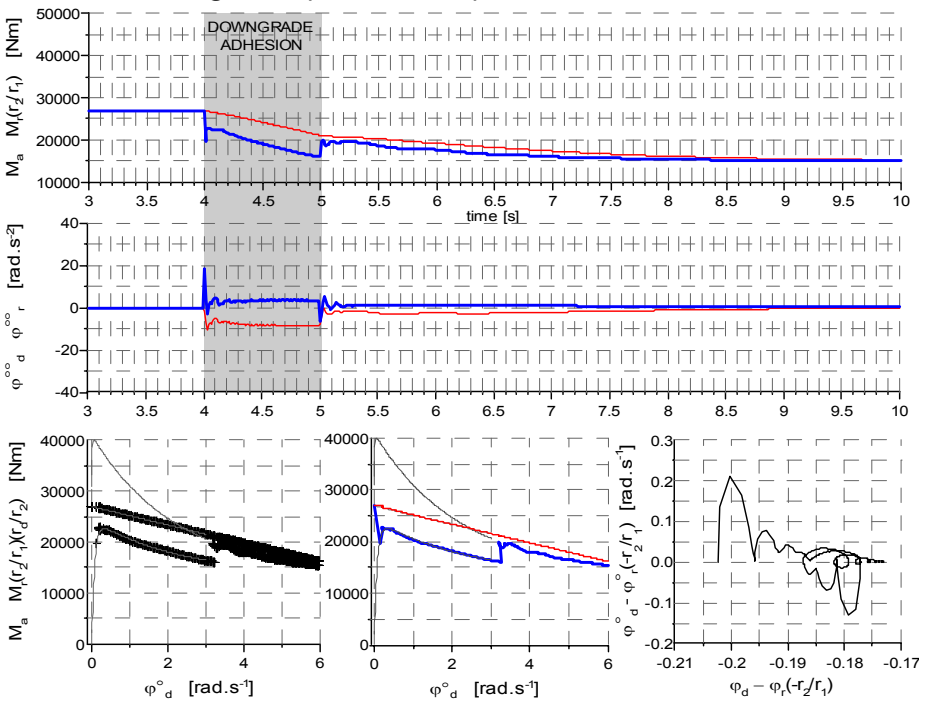
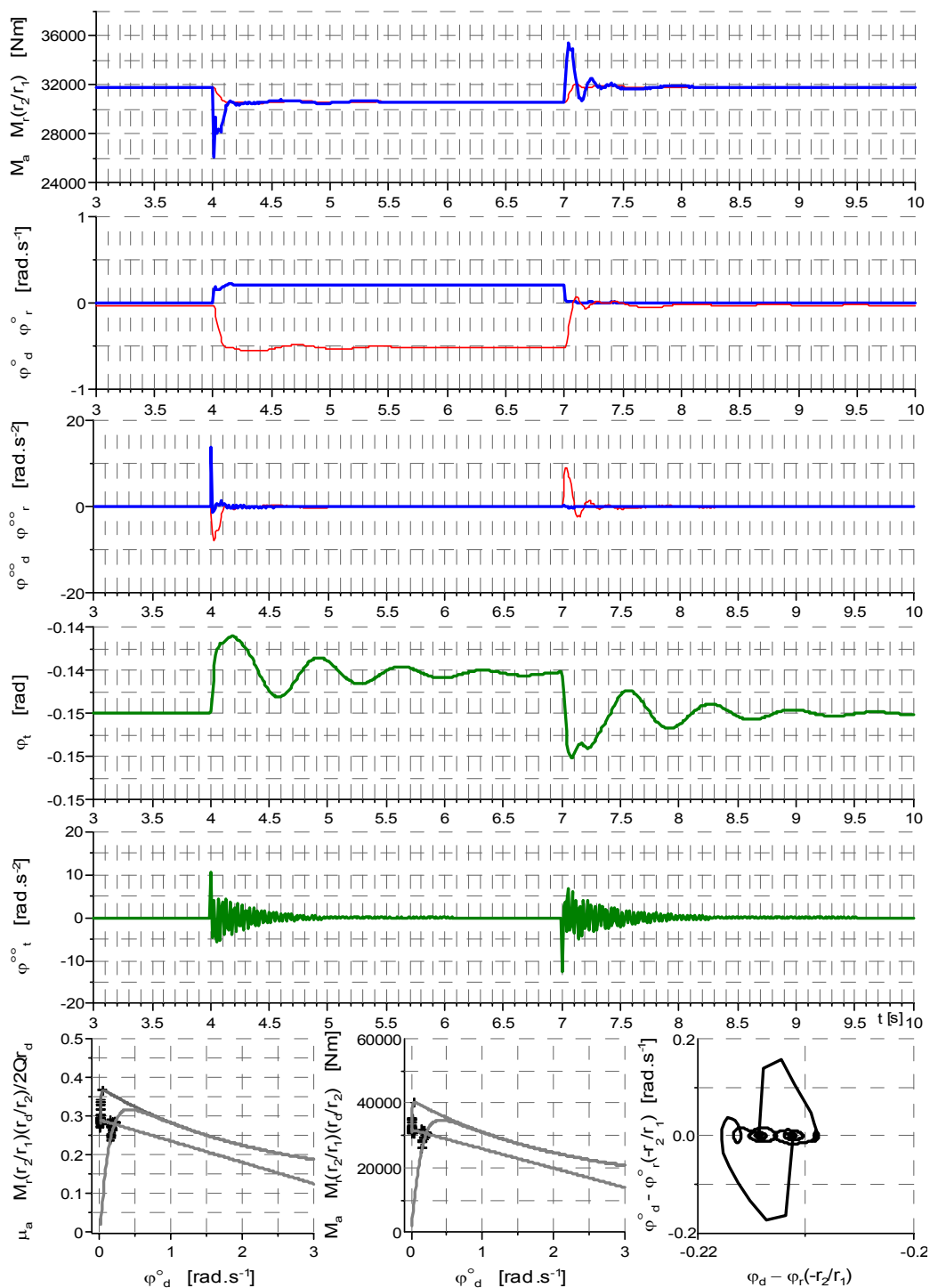
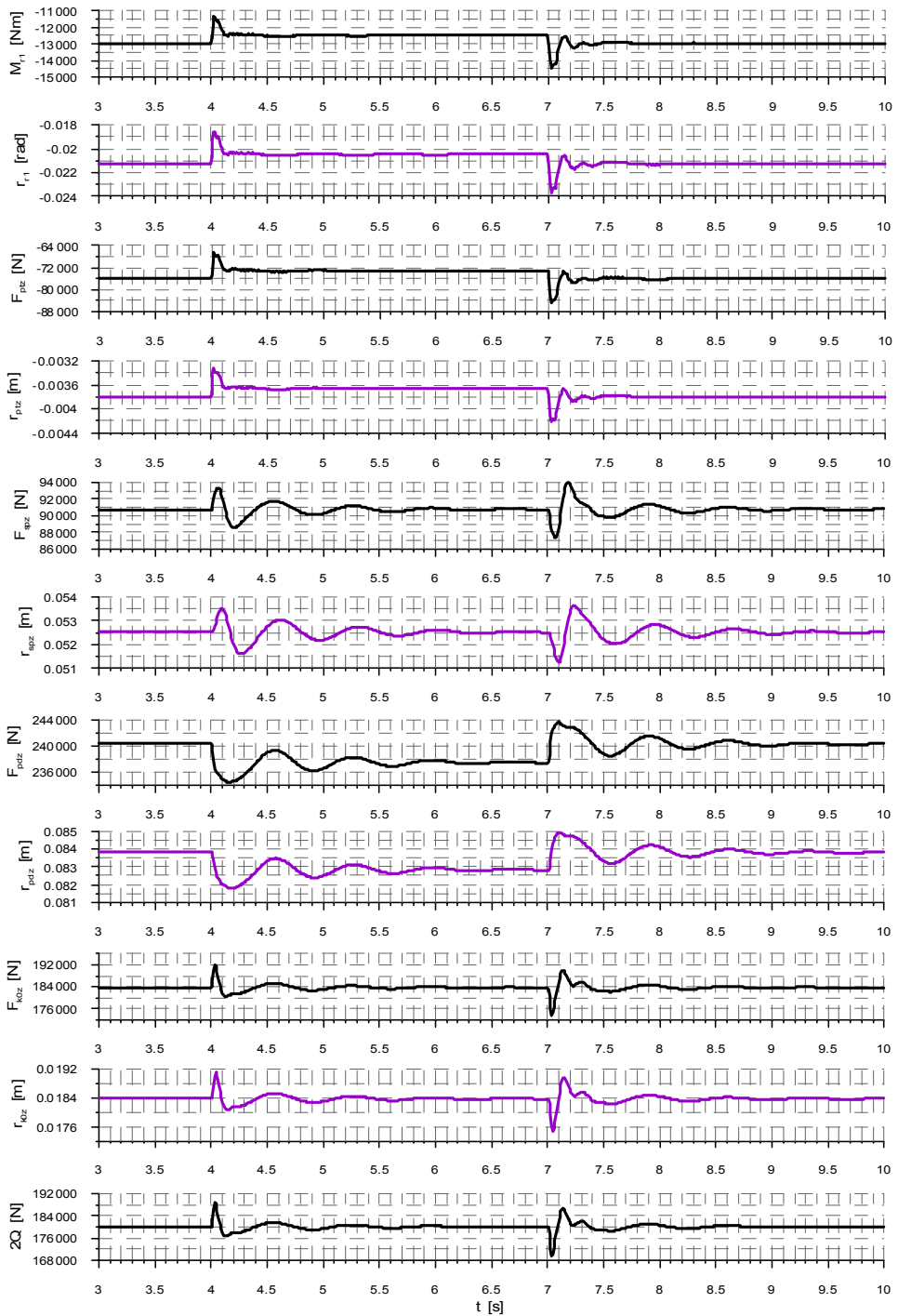


Fig. 8b Nadkritická spolupráce – případ b
Fig. 8b Supercritical cooperation – case b



Obr. 9 Přestup na stabilní část nové charakteristiky a zpět
Fig. 9 Crossing on stable part of new characteristics and back

Michael Lata:



Obr. 10 Síly ve vazbách a deformace vazeb

Fig. 10 Force in bindings and deformation of bindings

Ukázka simulace zhoršení adhezních podmínek pro parametry pohonu lokomotivy Škoda 65E (150) i s hodnotami charakteristiky motoru: $k_1 = 13000$ [Nm] a $k_2 = 1000$ [1]. Vozidlo se pohybuje opět rychlostí $2,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Adhezní vazba se součinitelem tření $f_{max} = 0,25$ odpovídá dobrým podmínkám $\mu_{max} \cong 0,36$ a konstanta $K = 2 \cdot 10^{13}$. V intervalu (4÷7) s je simulována změna adhezních podmínek snížením strmosti adhezní křivky na hodnotu $K = 5 \cdot 10^{11}$. Charakteristika motoru protíná adhezní křivku před jejím vrcholem.

Na obrázku **obr. 9** jsou vykresleny průběhy momentů, amplitud, rychlostí a zrychlení pro rotor, dvojkolí a kývavý pohyb převodové skříně. Vzniklý prokluz je v tomto případě velmi krátký a zachytí se na vzestupné větvi nové charakteristiky. Soustava se usadí v druhém singulárním bodě, což ukazuje fázový diagram. Zajímavý je poznatek, že stejně velký ráz znamená pro soustavu opětovný návrat na původní charakteristiku. Na obrázku **obr. 10** jsou vidět průběhy sil ve vazbách a deformace vazeb mezi jednotlivými hmotami modelu.

Příspěvek vznikl v souvislosti s řešením výzkumného záměru „Interakce dopravních prostředků a dopravní cesty“. Institucionální výzkum DFJP UPa, MŠMT J15/98:255100002, Oblast vozidel.

Lektoroval: Doc. Ing. Daniel Kalinčák, CSc.

Předloženo: 23.4.2004

Literatura

1. ČÁP J. *Otázka pevné a volné vazby kola s kolejnicí. Železniční technika.* 21/1991. s. 176-178. 625.2.012.3:625.143.
2. *Interakce dopravních prostředků a dopravní cesty.* Institucionální výzkum DFJP UPa, MŠMT J15/98:255100002. 1998-2003. Zpráva za rok 2002, Oblast vozidel, s.13-21.
3. *Interakce dopravních prostředků a dopravní cesty.* Institucionální výzkum DFJP UPa, MŠMT J15/98:255100002. 1998-2003. Zpráva za rok 2003, Oblast vozidel.
4. MÜLLER J. a kol. *Výpočtové metody v kolejových vozidlech.* Alfa Bratislava (1982). 63-790-82.
5. ČÁP J. *Proměnná nápravová síla a tendence deformací adhezních charakteristik. Scientific Papers Of The University Of Pardubice, Series B, The Jan Perner Transport Faculty,* 4/1998. s. 101-109. Pardubice, 1999. ISSN 1211-6610. ISBN 80-7194-207-3.
6. KALOUS J. *Přechodové a momentové charakteristiky elektrického pohonu s pružnou vazbou. Inženýrská mechanika,* roč. 3/1996, č.6, s.1-8. ISSN 1210-2717.
7. ZAHŘÁDKA J. *Dynamika pohonu nápravy při překročení meze adheze. Technické zprávy ČKD.* 4/1976. s.22-36.
8. LATA M. *The dynamics of locomotive individual drive torsional systém. 18th International Colloquium Advanced Manufacturing and repair Technologies in vehicle Industry.* 20.-22.5.2001, Dresden, Deutschland. In: 71-76. ISSN 1433-4135.
9. LATA M. *The possibility of modeling of torsion drive system. 20th International Colloquium Materials, Technologies, Design, Maintenance – their Application in the field of Transportation.* 25.-27.5.2003, Žilina, Vrátna. In: 110-113. ISBN 80-8070-074-5.
10. LATA M. *Možnosti modelování torzního systému pohonu hnacího vozidla. Scientific Papers Of The University Of Pardubice, Series B, The Jan Perner Transport Faculty,* 8/2002. In: 67-84. Pardubice, 2003. ISSN 1211-6610. ISBN 80-7194-513-7.
11. LATA M., ČÁP J., POKORNÝ M. *The influence of adhesive characteristics on dynamics of wheelset drive torsional system under downgrade adhesive conditions. XVI. mezinárodní*

Michael Lata:

Resumé

MODELOVÁNÍ PŘECHODOVÝCH DĚJŮ V TORZNÍM SYSTÉMU POHONU HNACÍHO VOZIDLA

Michael LATA

Tento příspěvek stručně ukazuje možnosti a metody simulace dynamiky torzního systému hnacího kolejového vozidla. Největší pozornost je zaměřena na přechodové děje v okamžiku vzniku, trvání a zániku prokluzu dvojkolí v dynamickém systému s 6 stupni volnosti. Jsou simulovány případy spolupráce adhezní charakteristiky s charakteristikou motoru za zhoršených adhezních podmínek.

Summary

THE MODELING OF TRANSITION PROCESS AT VEHICLE TORSIONAL DRIVE SYSTEM

Michael LATA

This paper shortly shows a possibilities and methods of dynamics torsional system simulation of drive of railway vehicle. Most attention is given to self-excited vibrations in dynamic system with 6 degrees of freedom. The cooperation cases of adhesive characteristics with drive motor characteristics behind downgrade adhesive conditions are simulation and influence on all system dynamics is analyzing.

Adhesion model was using according [1]. Downgrade adhesive conditions [1], [5] oneself show as deformation of adhesive curve mainly as: decline of friction coefficient (range $f_{max} = 0,3 \div 0,04$ is state at *fig. 3*), decline of characteristics steepness (range $K = 1.10^{12} \div 1,8.10^{13}$ is state at *fig. 3*) and combination of previous influence (*fig. 3*).

Modeling of cooperation of adhesion and drive motor characteristics is necessary at first time. Drive motor characteristics depend on type motor and linearization is possible. The linear dependence is very real in case of direct-current motor with separately exciting. The constant k_1 signifies maximally value of drive moment and k_2 signifies the steepness (7). Adhesion moment is described (8).

It is the base idea of transition process simulation (*fig. 2*): system work in work point. Change of adhesive characteristics is simulated at certain time interval. System begins change coordinates so, to stabilize (convergency) – or instable (divergency) in new working point. Come to rise of self-excitation oscillating on negative part of adhesion curve. Next transition process can be simulated at return on original characteristics - return on original characteristics

Figure *fig. 1* shows diagram of 6-mass dynamic model: vehicle body case, boogie, wheelset (with mass of gear wheel), gearbox (with mass of pinion), rotor of traction motor and reduced mass of track. Single rotation and sliding masses are linked by elastic and damping bindings. The single masses are showed as released. The adhesion moment M_a reacts on the one hand of system (wheelset) and drive motor moment M_m on the other side (rotor of traction motor). Differences of track are not inclusion at model.

Equations of motion are (1) ÷ (6).

The two cases of transitional phenomenon of wheelset slip are shown here. The binding characteristics, masses and dimension characteristics was using for locomotives Škoda 65E (150). Characteristics of drive motor matches $M_{m_max} \cong 13000 \text{ Nm}$ and $\Delta M_m / \Delta \varphi \cong 1000$, according to (7).

Pictures show the courses of moments, deviations, velocities and acceleration of wheelset (d), rotor (r) and gear box (t). The working characteristics and phase diagram are shown below of figure.

Vehicle moves at speeds of $2,5 \text{ m.s}^{-1}$. Adhesion binding with friction coefficient 0,25 matches the good conditions $\mu_{max} \cong 0,36$ and the constant $K = 2 \cdot 10^{13}$. The change of adhesive conditions is simulation by decrease of steepness on value $K = 5 \cdot 10^{11}$. Keynote of dynamic transitional action simulations of rise, continuation and extinction (handhold) wheelset slip consists in model cooperation of adhesive characteristics with drive motor characteristics. Characteristics oneself secant in the working point. Exist several case of characteristics cooperation. The next figures shows subcritical and supercritical curve cooperation.

Subcritical cooperation (*fig. 7a, fig. 7b*): Engine moment crossing new adhesive characteristics in her effective parts (case a), or rise slip is handholded by downward branches (case b) of new characteristics.

Supercritical cooperation (*fig. 8a, fig. 8b*): Drive motor torque characteristics has so small steepness, that lies over new adhesive characteristics and not crossing her. System behaviour depends for a short time, in that is of arose slip handhold by restoration of adhesive conditions. Depend on what, if is it before or under point, where engine graph cross original adhesive waveform. As far as restoration of adhesive conditions occurs before thereby point (case a), is here surplus of adhesive moment - system slow and converge into stable condition. As far as with system gets behind this point (case b), amplitudes trend henceforth growth.

Detailed knowledge of problems of drive torsional oscillating allow: optimised of mass, stiffness and damping parameters of system, dimension in singles effortful member, compare of concrete solving of drive constructions, minimisation force interaction with track, if need be design and comparison of non-slip regulation systems to maximum exploitation of vehicle power.

Head findings from till now calculations: self-excited oscillations originating in negative part of adhesion curve, return on original characteristics signifies for system impression, what excite in system to oscilating, considerable meaning shall mechanical parameters of system, character of oscillation transmit in gearbox hanging and all bindings of vehicle system.

Zusammenfassung

MODELIERUNG DER ÜBERGANGSZUSTÄNDEN IM TORSIONSSYSTEM DER ANTRIEB VON TRIEBFAHRZEUGEN

Michael LATA

Der Artikel stellt kurz Möglichkeiten und Methoden der Dynamiksimulation von Torsionssystem der Schienentriebfahrzeugen vor. Die größte Aufmerksamkeit ist auf die Übergangszustände im Zeitpunkt der Bildung, Dauer und Enden des Radsatzgleitschlupfes im Dynamiksystem mit 6 Freiheitsgraden orientiert. Es sind die Fälle der Zusammenarbeit von der Adhäsionscharakteristik mit der Triebmotorcharakteristik bei den schlechten Adhäsionsbedingungen und die Entstehung von Eigenschwingungen simuliert.

Michael Lata: