



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

KONSTRUKCE PODVOZKU PRO DVOUNÁPRAVOVÝ MOTOROVÝ ŽELEZNIČNÍ VŮZ

TWO AXLE RAILCAR SUSPENSION DESIGN

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Pavel Polcer

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Ondřej Blaták, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Pavel Polcer**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Ondřej Blaták, Ph.D.**
Akademický rok: 2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Konstrukce podvozku pro dvounápravový motorový železniční vůz

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Analýza požadavků na pojezd kolejových vozidel a následný návrh konstrukčního řešení, které by umožňovalo dosažení adekvátního komfortu a bezpečnosti cestujících.

Cíle diplomové práce:

Provést koncepční návrh podvozku motorového železničního vozidla.

Na základě výpočtů navrhnout základní charakteristiky podvozku z pohledu svislého odpružení a stability chodu.

Provést konstrukční návrh (včetně pevnostní kontroly) základních částí podvozku motorového železničního vozidla.

Seznam doporučené literatury:

REIMPELL, Jornsén. The Automotive Chassis. 2nd edition. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2001. 444 s. ISBN 0-7506-5054-0.

MILLIKEN, William a MILLIKEN, Douglas. Race Car Vehicle Dynamics. 1st edition. Warrendale: SAE, 1995. 857 s. ISBN 1-56091-526-9.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato práce obsahuje konstrukční řešení podvozku pro dvounápravové motorové železniční vozy. Funkčnost konstrukčního řešení byla ověřena pomocí analytických a numerických výpočtů.

KLÍČOVÁ SLOVA

kolejová vozidla, konstrukce, vypružení

ABSTRACT

This thesis contains a design for two axle railcar suspension. Functionality of the design was verified using analytical and numerical calculations.

KEYWORDS

design, rail vehicles, suspension

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

POLCER, P. *Konstrukce podvozku pro dvounápravový motorový železniční vůz*. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 64 s. Vedoucí diplomové práce Ondřej Blatňák.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Ondřeje Blatáka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2018

.....

Pavel Polcer

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval školiteli, Ing Ondřeji Blaťákovi Ph.D, že mi umožnil pracovat na zvoleném tématu a poskytl cenné rady při zpracování. Také bych rád poděkoval rodičům za morální a materiální podporu při studiu.

OBSAH

Úvod	9
1 Koncepce motorového vozu	10
1.1 Redukce hmotnosti	10
1.2 Skříň vozu.....	10
1.3 Pohon vozu	11
1.4 Podobná technická řešení	11
2 Svislé vypružení	13
2.1 Čtvrtinový model.....	13
2.2 Určení parametrů svislého vypružení	16
2.3 Vliv vypružení na konstrukci	23
3 Stabilita chodu	26
3.1 Podmínka stability	26
3.2 Vrtivé pohyby nápravy	28
3.3 Příčné pohyby	32
3.4 Kritická rychlost	33
4 Konstrukční řešení.....	37
4.1 Rám podvozku.....	37
4.2 Primární vypružení	41
4.3 Sekundární vedení a vypružení.....	47
4.4 Pohon.....	47
4.5 Brzda.....	50
4.6 Celkové řešení a zástavba.....	54
5 Ověření vlastností podvozku	56
Závěr.....	58
Seznam použitých zkratk a symbolů	62

ÚVOD

Železniční doprava je ekologicky i ekonomicky výhodná a proto je podporována státem i Evropskou unií. Na železnici je přitom kladena řada požadavků, přičemž zdůraznit je potřeba bezbariérovost, čili přístup osob s omezenou schopností pohybu a orientace [2], a ekonomickou efektivitu. Pro zatížené železniční tratě jsou k dispozici moderní vozidla, jako příklad lze uvést elektrické jednotky CityElefant a RegioPanter, motorové vozy jako RegioSpider a RegioShark případně jednotky pro dálkovou dopravu RailJet. Problémem jsou však tratě, kde je poptávka po dopravě malá a zpravidla jsou provozovány motorové vozy řady 810 či vozy odvozené.

Problém lze tedy formulovat následovně: Jak nahradit motorové vozy řady 810? Jakákoliv náhrada musí jednak splňovat příslušné normy a předpisy, ale také být ekonomicky přijatelná i při malé poptávce, kdy kapacitou stačí pouhý jeden vůz ř. 810. Pokud se podíváme na možné náhrady, které jsou dnes v Česku v provozu, tak narážíme na dva nedostatky.

Prvním nedostatkem nových vozidel je hmotnost, obzvláště pak u nedělitelných souprav. Například hmotnost RegioSpideru je 48 t [33], přičemž v případě řady 810 je to pouze 20 t [25], dokonce i jednotky RegioNova, vzniklé rekonstrukcí ř. 810 a vlečných vozů, mají hmotnost téměř 40 t [32]. Závěr je tedy jasný, měrná hmotnost vozu připadající na přepraveného cestujícího, obzvláště pokud uvažujeme využitou a nikoliv maximální kapacitu, je vyšší, provozní náklady proto musí být také vyšší.

Druhým podstatným nedostatkem moderních vozů je, že nevyužívají nejnovější technologie pro pohon. Zpravidla je využíván hydromechanický přenos výkonu, není však využito moderních technologií používaných na silnicích, tedy hybridních pohonů a rekuperace energie, přestože tyto technologie mají potenciál snížení spotřeby pohonných hmot.

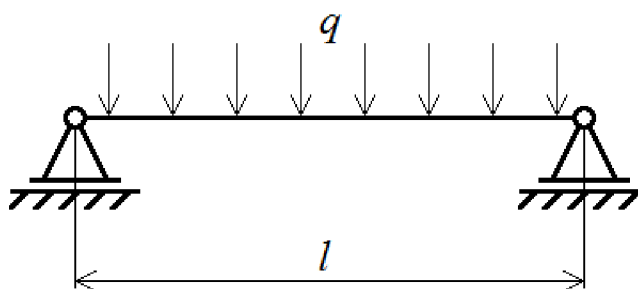
1 KONCEPCE MOTOROVÉHO VOZU

Tato práce se zabývá pouze podvozkem pro dvounápravový motorový vůz, nicméně je žádoucí určit přibližné parametry vozu pro určení požadavků na pojezd. Zejména se jedná o omezení prostoru pro pojezd a hmotnost skříň motorového vozu. Následující část práce obsahuje přehled technických řešení, která lze u moderního dvounápravového vozu očekávat.

1.1 REDUKCE HMOTNOSTI

Pro pohyb vozu je potřeba energie. Množství energie nutné například pro rozjezd vozu či jízdu do kopce je přímo úměrné hmotnosti vozu. Je proto žádoucí, aby byla hmotnost vozu, zejména v přepočtu na cestujícího, co nejnižší.

Pokud budeme uvažovat namáhání vozu způsobené hmotou vozu a cestujících tak se jedná o ohyb, který můžeme zjednodušeně určovat na základě prutové teorie. Pokud bude vůz zatížen liniově po celé své délce, dle obr 1, je zřejmé, že maximální ohybový moment je přímo úměrný čtverci rozvoru (konkrétně je maximální ohybový moment $M_{\max} = q \frac{l^2}{8}$, kde q je liniové zatížení a l rozvor). Jelikož množství materiálu (zde myšlen kvadratický průřez), potřebného k zajištění pevnosti je úměrné ohybovému momentu, a tedy i čtverci rozvoru, tak lze zmenšením rozvoru lze dosáhnout snížení hmotnosti.



Obr. 1 Liniově zatížený prut

Na základě předchozí úvahy je žádoucí, aby byl motorový vůz relativně krátký, podobně jako historické příklady dvounápravových vozů. Tento fakt má zásadní dopad na řešení pojezdu, ukazuje totiž, že pro regionální, málo zatížené tratě, je nesmyslné použití čtyřnápravových vozů. Jedná se také o důvod, proč je řešen právě pojezd pro dvounápravový motorový vůz.

1.2 SKŘÍŇ VOZU

Skříň vozu je důležitá zejména ve vztahu k cestujícím. Důležitým požadavkem je bezbariérovost, tedy podlaha nástupního prostoru ve výšce 550 mm nad temenem kolejnice (dále TK). Je nežádoucí aby se měnila výška podlahy ve voze. Změny výšky podlahy by navíc komplikovaly konstrukci, a vyžadovaly například schody v prostoru pro cestující. Nové tramvaje, jako například Škoda 15T [36] nebo Bombardier Flexity [30] jsou přitom plně

nízkopodlažní, s výškou podlahy pouhých 350 mm nad temenem koleje. Je proto smysluplné řešit skříň vozu jako plně nízkopodlažní.

Z této úvahy vyplývá omezení z hlediska prostoru, který je pro řešení pojezdu k dispozici. Pojezd musí umožňovat realizaci průchodu v šířce minimálně 450 mm [2] ve výšce 550 mm nad TK, včetně zajištění dostatečné vůle pro vzájemné pohyby součástí a rezervy na přiměřenou tloušťku podlahy.

1.3 POHON VOZU

Pro pohon vozu, respektive malou spotřebu energie, je klíčové umožnit rekuperaci a zpětné využití energie. První možností pro rekuperaci je mechanický systém, tedy setrvačnický. Toto řešení je využito u vozů britské ř. 139 Parry people mover [29]. Vzhledem k parametrům tohoto vozu se tento systém jeví jako těžký a nedostatečně výkonný.

Druhou možností je hydraulický systém, využívající zásobníků stlačené kapaliny. Toto řešení se používá například u horské dráhy Kingda Ka [31], ve městě Jackson (New Jersey, USA). Problémem tohoto řešení je opět značná hmotnost a dále pak i komplikovanost řešení.

Třetí možností je elektrický systém. Tento systém je již v dopravě používán (např. hybridbus Škoda H12 [17]). Elektrický systém rekuperace a využití energie je tedy evidentně dostatečně lehký a výkonný. Druhou výhodou je možnost využít elektrický systém i k přenosu výkonu, jak je běžné zejména u lokomotiv. Poslední výhodou představuje možnost alternativních zdrojů elektrické energie. V principu nemusí být dodávána spalovacím motorem, ale i z palivových článků nebo trakčního vedení. Pohon bateriový, tedy bez vlastního zdroje energie ve vozidle, je v principu také možný, ačkoliv omezený kapacitou a dobíjením baterií.

Pohon vozu je tedy zvolen elektrický. Pro řešení pojezdu je elektrický pohon výhodný zejména z toho důvodu, že prostorové uspořádání pojezdu je téměř nezávislé na konstrukci většiny součástí pohonu. Je potřeba řešit pouze umístění elektromotoru, převodovky a zajištění prostoru pro přivedení energií a chladicího média (závislého na použitém motoru).

1.4 PODOBNÁ TECHNICKÁ ŘEŠENÍ

Celkovou hmotnost motorového vozu a jeho rozvor není možné předem určit, nicméně na základě již existujících vozů lze provést odhad těchto parametrů.

Prvním příkladem existující konstrukce jsou osobní vozy s podvozky koncepce ing. Rybáka [20]. Jedná se o dvounápravové vozy s dvojitým vypružením určené pro osobní (zastávkové) vlaky. Preference těchto vozů, proti vozům čtyřnápravovým, byla v době výroby dána nižšími pořizovacími a provozními náklady. Hmotnost prázdného vozu je závislá na provedení (služební, druhé třídy, apod.) a pohybuje se v rozsahu 19 až 22 t. Rozvor je 9 400 mm a délka přes nárazníky 15 650 mm (u druhé série 15 730 mm) [20].

Druhým příkladem jsou vozy řady 810, přípojné vozy a rekonstrukce, především slovenská řada 811. Jedná se o dvounápravové vozy o rozvoru 8 000 mm a délce 13 970 mm. Hmotnost

je závislá na provedení, vlečné vozy mají hmotnost 15 t [27], motorové vozy 20 t [25], a řada 811 (s elektrickým přenosem výkonu) 24 t [26].

Třetím zajímavým vozidlem, jsou tramvaje T3. Jedná se o čtyřnápravové vozy, se vzdáleností otočných čepů podvozků 6 400 mm, délce skříně 14 000 mm a hmotnosti 16 t [37]. V případě těchto tramvají je potřeba zmínit rekonstrukce a novostavby se sníženou střední částí. Ty jsou sice o 1 100 mm delší, ale také o 4 t těžší [38]. To ukazuje, že odstranění schodů v interiéru je výhodné nejen pro cestující ale přispívá i k nižší hmotnosti.

Vzhledem k tomu, že zmíněné konstrukce vozidel jsou přes 40 let staré, použitím moderních technologií (lehčí agregáty, lehké slitiny) lze očekávat snížení hmotnosti. Zvolenými parametry vozu je rozvor 9 000 mm, hmotnost prázdného vozu 16 t, hmotnost plně obsazeného vozu 24 t.

2 SVISLÉ VYPRUŽENÍ

Svislé vypružení má omezit přenos vibrací z nerovností trati na skříň vozu a cestující. Budou uvažovány dva typy buzení. Nejprve bude uvažováno harmonické buzení, tedy situace, kdy je buzení nápravy reprezentováno svislými sinusovými pohyby.

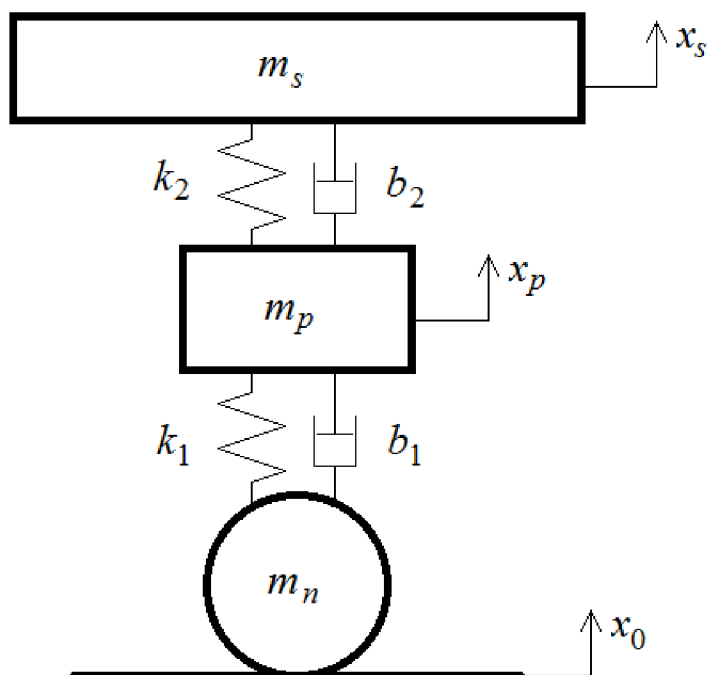
Druhým podstatným způsobem buzení je přejezd diskretní nerovnosti. Jedná se o skokovou změnu rychlosti nápravy způsobenou najetím na nerovnost. Jako nerovnost je přitom předpokládána mezera v koleji, která reprezentuje dilatační spáry na tratích, kde není zřízena bezestyková kolej, nebo průjezd přes srdcovky výhybek.

2.1 ČTVRTINOVÝ MODEL

Výchozím bodem pro výpočet je čtvrtinový model vozidla. Jedná se o systém se dvěma stupni volnosti, přičemž buzení systému je způsobeno pohyby kola. Schematické znázornění je na obr. 2. Pro tento model je možné relativně snadno sestavit pohybové rovnice. Po sestavení těchto rovnic je potřeba řešit harmonické buzení a buzení rázem samostatně. Označení proměnných je v tabulce.

$$m_s \ddot{x}_s = k_2(x_p - x_s) + b_2(\dot{x}_p - \dot{x}_s) \quad (1)$$

$$m_p \ddot{x}_p = k_1(x_0 - x_p) + b_1(\dot{x}_0 - \dot{x}_p) - k_2(x_p - x_s) - b_2(\dot{x}_p - \dot{x}_s) \quad (2)$$



Obr. 2 Čtvrtinový model

Tab. 1 Označení proměnných

Proměnná	Význam	Proměnná	Význam
k_1	tuhost primárního vypružení	k_2	tuhost sekundárního vypružení
b_1	tlumení primárního vypružení	b_2	tlumení sekundárního vypružení
m_s	hmotnost skříně vozu	m_p	hmotnost podvozku
m_n	hmotnost nápravy	x_p	poloha podvozku
x_0	poloha kola (buzení)	x_s	poloha skříně
\dot{x}	rychlost	\ddot{x}	zrychlení

2.1.1 HARMONICKÉ BUZENÍ

V případě harmonického buzení je znám předpokládaný tvar řešení pohybových (diferenciálních) rovnic. Lze proto analyticky určit odezvu systému, v první řadě amplitudy kmitání vozu a podvozku, v závislosti na vstupních parametrech. Vstupními parametry jsou tuhosti k a tlumení b primárního a sekundárního vypružení, hmotnosti skříně m_s a podvozku m_p (pochoptitelně pouze část hmoty připadající na jednu čtvrtinu vozu).

$$x_s = A_s e^{i\omega t}, \quad \dot{x}_s = A_s i \omega e^{i\omega t}, \quad \ddot{x}_s = -A_s \omega^2 e^{i\omega t} \quad (3)$$

$$x_p = A_p e^{i\omega t}, \quad \dot{x}_p = A_p i \omega e^{i\omega t}, \quad \ddot{x}_p = -A_p \omega^2 e^{i\omega t} \quad (4)$$

$$x_0 = A_0 e^{i\omega t}, \quad \dot{x}_0 = A_0 i \omega e^{i\omega t}, \quad \ddot{x}_0 = -A_0 \omega^2 e^{i\omega t} \quad (5)$$

Po dosazení a substitucích, $K_1 = k_1$, $K_2 = k_2$, $B_1 = b_1 i \omega$, $B_2 = b_2 i \omega$, $M_s = m_s \omega^2$, $M_p = m_p \omega^2$, dostáváme pohybové rovnice ve tvaru:

$$0 = M_s A_s + K_2 (A_p - A_s) + B_2 (A_p - A_s)$$

$$0 = M_p A_p + K_1 (A_0 - A_p) + B_1 (A_0 - A_p) - K_2 (A_p - A_s) - B_2 (A_p - A_s), \text{ po úpravě}$$

$$A_s = A_p \frac{K_2 + B_2}{K_2 + B_2 - M_s} = A_p C$$

$$A_p (K_1 + B_1 + K_2 + B_2 - M_p) - A_s (K_2 + B_2) = A_0 (K_1 + B_1)$$

platí tedy:

$$A_p = A_0 \frac{K_1 + B_1}{K_1 + B_1 + K_2 + B_2 - M_p - C(K_2 + B_2)}, \quad A_s = A_p C, \quad \text{kde } C = \frac{K_2 + B_2}{K_2 + B_2 - M_s}. \quad (6)$$

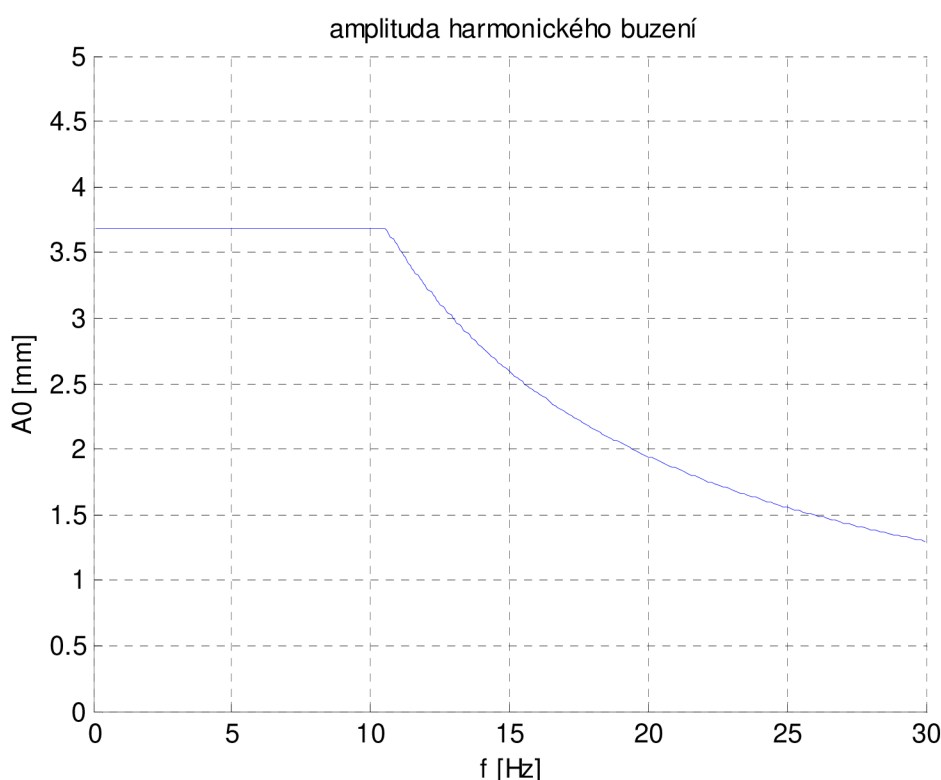
Po dosazení C a úpravě lze nakonec získat explicitní vyjádření komplexních amplitud pohybu podvozku i skříňe.

$$A_p = A_0 \frac{(K_1 + B_1)(K_2 + B_2 - M_s)}{M_s(M_p - K_1 - B_1) + (K_2 + B_2)(K_1 + B_1 - M_p - M_s)} \quad (7)$$

$$A_s = A_0 \frac{(K_1 + B_1)(K_2 + B_2)}{M_s(M_p - K_1 - B_1) + (K_2 + B_2)(K_1 + B_1 - M_p - M_s)} \quad (8)$$

Amplituda buzení nápravy je daná parametry infrastruktury. Maximální amplituda je dána dle UIC 518-2 směrodatnou odchylkou 2,6 mm [5]. Zároveň musí být splněna hodnota maximálního zborcení koleje dle TSI, dle vzorce $Z = \min(20/l + 3; 7)$ mm/m [1]. Pokud je l vzdálenost mezi minimem a maximem polohy koleje, tak $2 \cdot A_0 = \min(20 + 3l; 7l)$ mm.

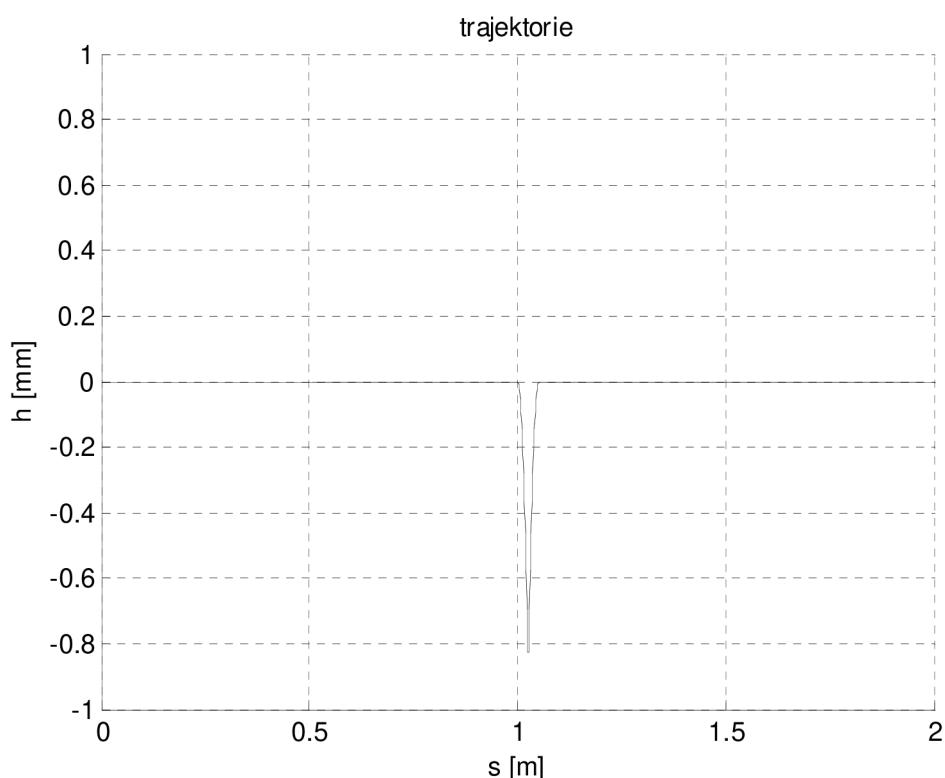
Amplituda je tedy určena dle vzorce $A_0 = \min\left(10 + \frac{3v}{4f}; \frac{7v}{4f}; 2,6 \cdot \sqrt{2}\right)$ mm, kde v je rychlost, 80 kmh⁻¹, f je frekvence. Třetí člen vychází z UIC 518-2 (amplituda funkce sinus dle směrodatné odchylky).



Obr. 3 Amplituda harmonického buzení

2.1.2 DISKRÉTNÍ NEROVNOST

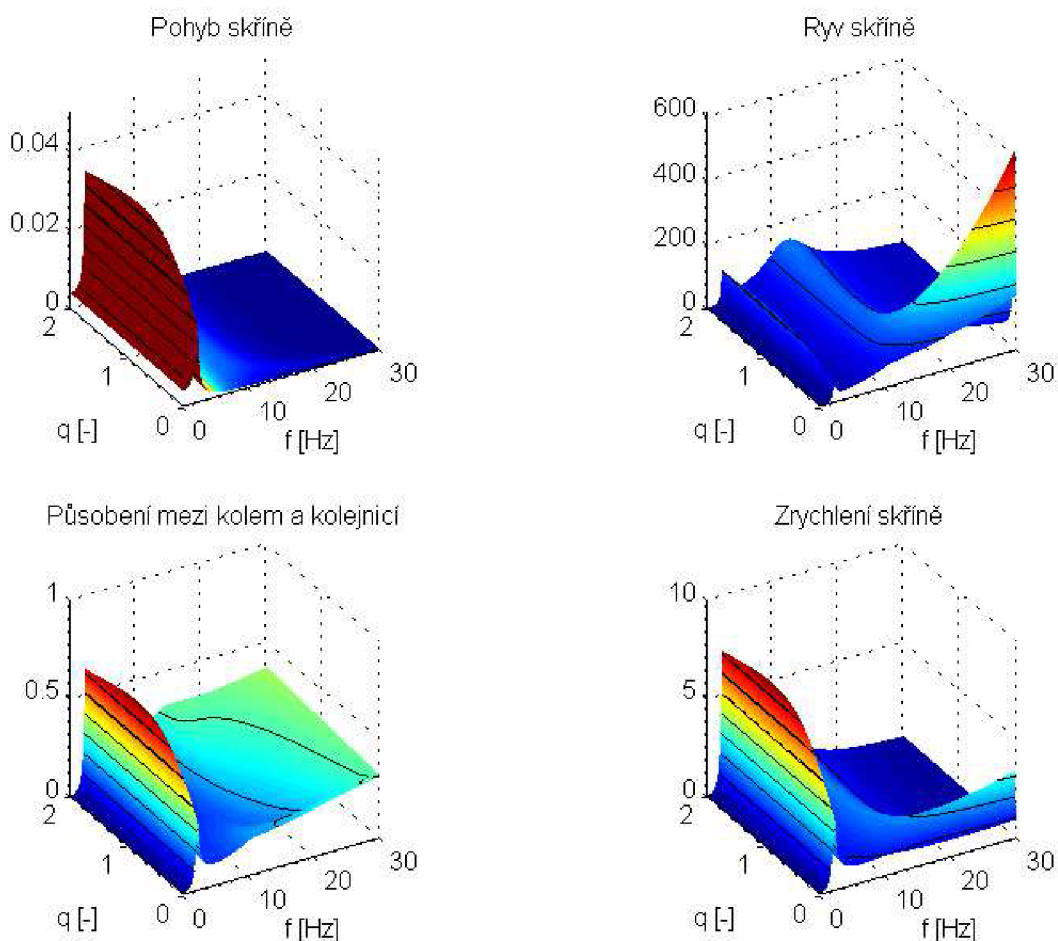
Při buzení rázem je předpokládán průjezd kola přes mezeru v koleji. Předpokládá se přitom, že kolej a kolo jsou tuhá tělesa. Výsledkem je pohyb nápravy, a tedy buzení vozidla, se skokovou změnou rychlosti pohybu nápravy. Trajektorie pohybu je naznačena na obr. 4. Výpočet byl pro toto buzení prováděn numericky, simulací pomocí jednoduché ale dostačující explicitní jednokrokové Eulerovy metody. Maximální výchylka nápravy je relativně malá, ale cílem je porovnání různých variant vypružení, velikost výchylky je proto nepodstatná. Vyhláška UIC 518-2, která se zabývá hodnocením jízdních vlastností, nemá definován test pro přejezd diskrétní nerovnosti [5].



Obr. 4 Trajektorie pohybu kola při přejezdu nerovnosti

2.2 URČENÍ PARAMETRŮ SVISLÉHO VYPRUŽENÍ

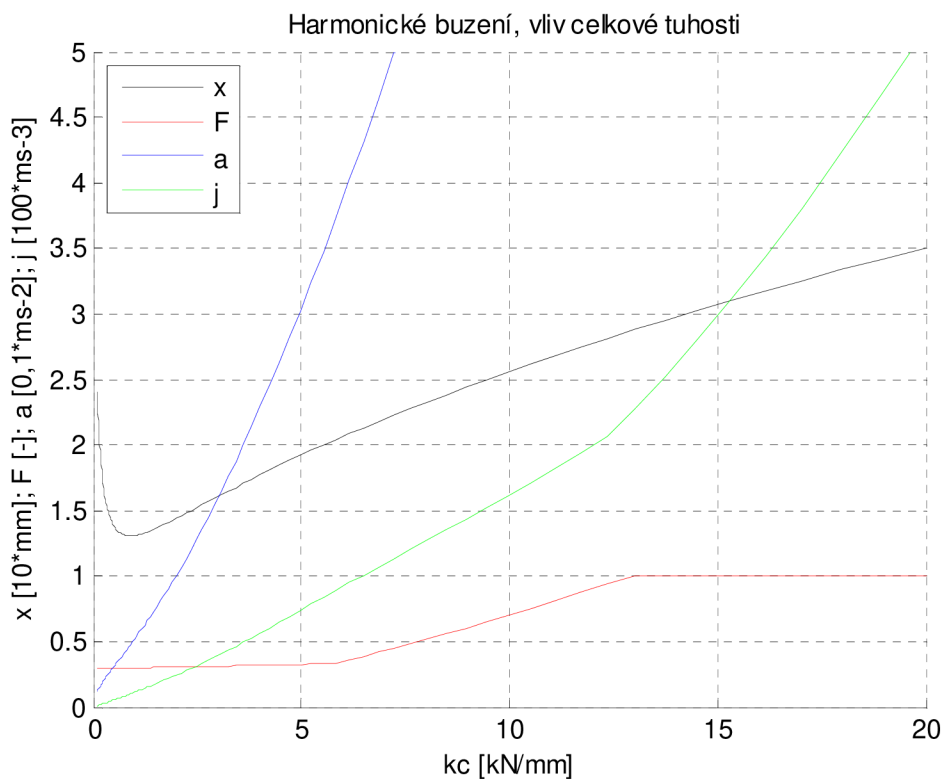
Vlastní určení parametrů vypružení bylo prováděno na základě čtvrtinového modelu a jeho odezvy na buzení. Pro provádění výpočtů byly vytvořeny skripty v softwaru MATLAB, které umožňují graficky znázornit odezvu vypružení na buzení. V případě harmonického buzení jsou prvním výstupem trojrozměrné grafy, kde je sledována závislost amplitudy kmitání na frekvenci a nezávislém parametru. Takto vznikají amplitudofrekvenční charakteristiky, například pro různé tuhosti vypružení, různá tlumení apod.



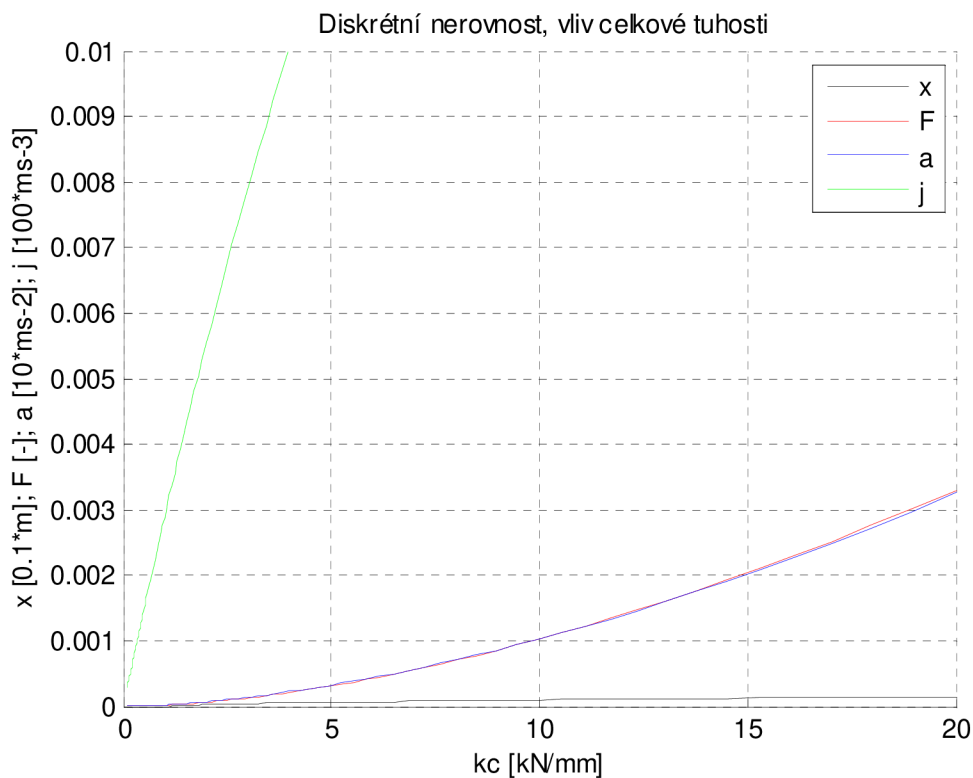
Obr. 5 Ukázka výstupů pro harmonicky buzený čtvrtinový model

Při přejezdu diskrétní nerovnosti jsou obdobným způsobem sledovány amplitudy vybraných veličin v závislosti čase a nezávislém parametru. Pro harmonické buzení i přejezd diskrétní nerovnosti jsou trojrozměrné grafy redukovány na dvojrozměrné grafy, kde lze sledovat velikost amplitud vybraných parametrů v závislosti na nezávislém parametru. Pro hodnocení chování vypružení jsou vybrány následující čtyři závislé parametry: výchylka vozové skříně, zrychlení vozové skříně, ryv vozové skříně a dynamické snížení síly mezi kolem a kolejnicí.

2.2.1 VLIV CELKOVÉ TUHOSTI



Obr. 6 Vliv celkové tuhosti na vlastnosti modelu s parametry: $k_1 = k_2$, $m_s = 3\,250$ kg, $m_p = 500$ kg, $m_n = 250$ kg, $b_1 = 0$ Nsm⁻¹, $b_2 = 40\,000$ Ns m⁻¹



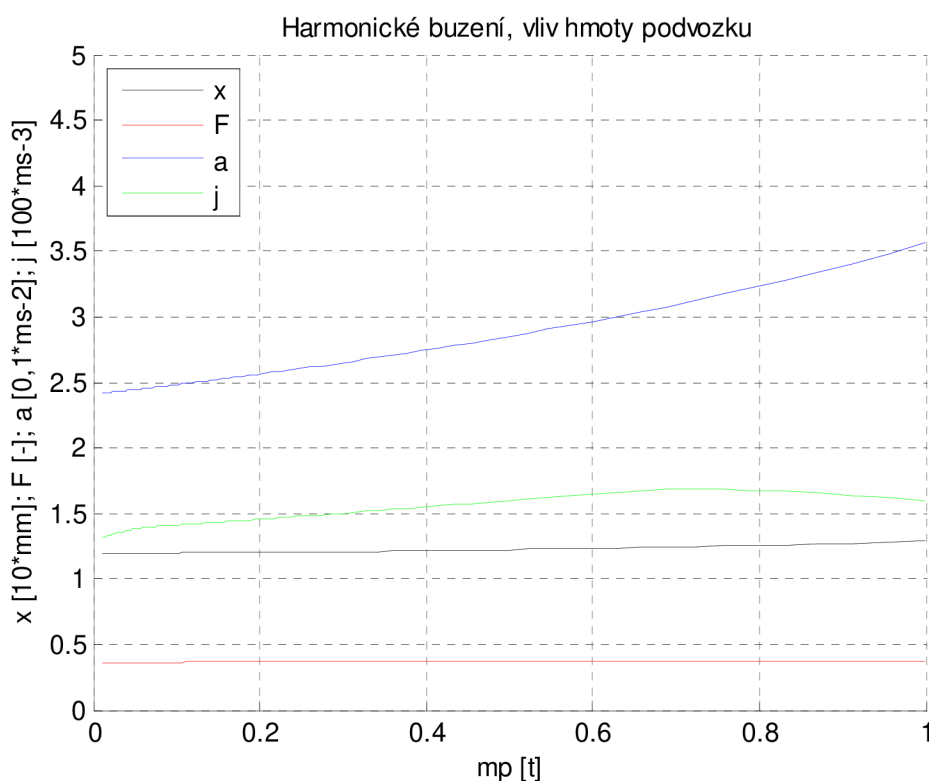
Obr. 7 Vliv celkové tuhosti na vlastnosti modelu s parametry: $k_1 = k_2$, $m_s = 3\,250$ kg, $m_p = 500$ kg, $m_n = 250$ kg, $b_1 = 0$ Nsm⁻¹, $b_2 = 40\,000$ Ns m⁻¹

Z průběhů amplitud všech sledovaných parametrů je evidentní, že zvyšování celkové tuhosti je negativní pro všechny parametry. Pro vypružení je tedy vhodné volit co nejnižší celkovou tuhost.

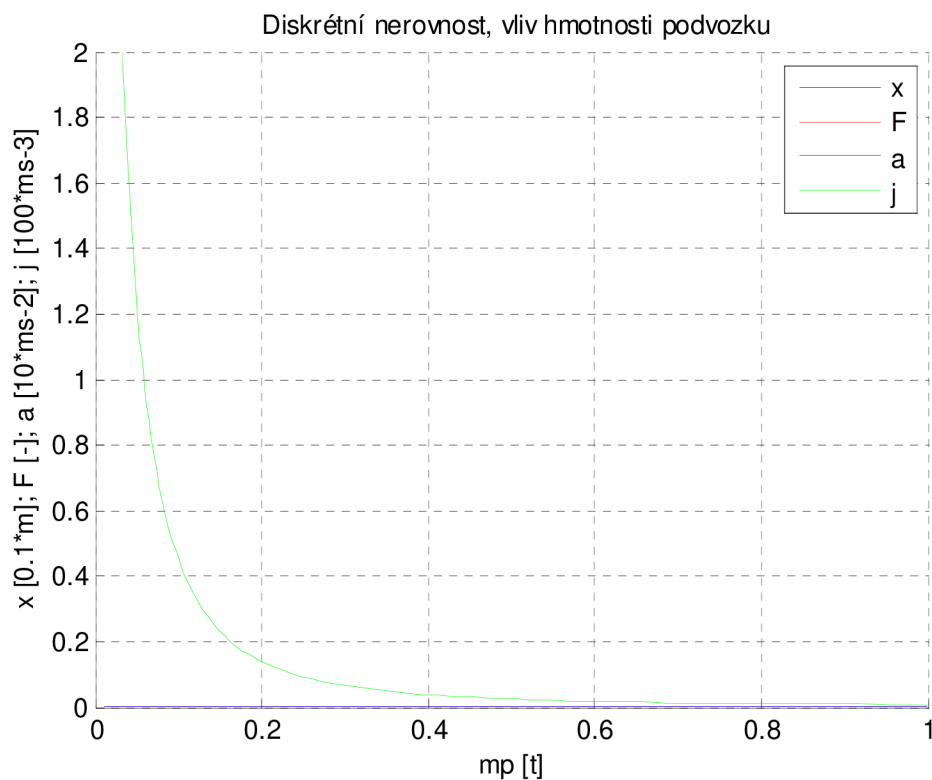
Celková tuhost je omezená zdola, jelikož dle TSI je dovolen rozdíl ve výšce nástupního prostoru vozu a nástupiště nejvýše 20 mm [2]. Není předpokládáno vybavení pro změnu výšky podlahy v závislosti na zatížení, za účelem zjednodušení konstrukce a zvýšení spolehlivosti, jelikož nemůže dojít k selhání neexistující komponenty. Je však předpokládána kompenzace sjetí kol při pravidelné údržbě. Pro minimální tuhost tedy platí rovnice (9), kde celková tuhost je dána maximálním rozdílem zatížení $\Delta F = 20$ kN (rozdíl plný/prázdný vůz), dovolenou změnou výšky podlahy $\Delta h = 30$ mm (kromě dovolené změny výšky dle TSI zahrnuta rezerva na sjetí kol mezi provedením údržby) a relativní chybou tuhosti $\delta_k = 5\%$ (daná nepřesností výroby). V tomto okamžiku je tedy známa celková tuhost vypružení vozu.

$$k_c = \frac{\Delta F}{\Delta h} \cdot (1 + \delta_k) = \frac{20}{30} \cdot 1,05 = 0,7 \text{ kNmm}^{-1} \quad (9)$$

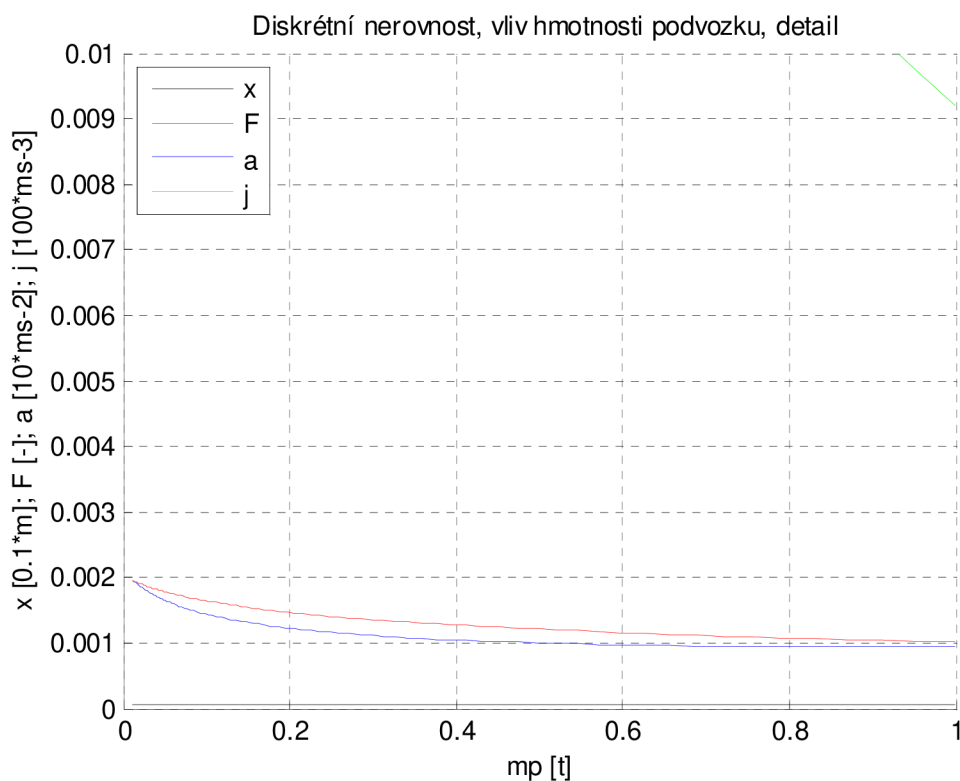
2.2.2 VLIV HMOTNOSTI PODVOZKU



Obr. 8 Vliv hmotnosti podvozků na vlastnosti modelu s parametry: $k_1 = k_2 = 1,4 \text{ kNmm}^{-1}$, $m_s + m_p = 3\,750 \text{ kg}$, $m_n = 250 \text{ kg}$, $b_1 = 0 \text{ Nsm}^{-1}$, $b_2 = 40\,000 \text{ Ns m}^{-1}$



Obr. 9 Vliv hmotnosti podvozku na vlastnosti modelu s parametry: $k_1 = k_2 = 1,4 \text{ kNmm}^{-1}$,
 $m_s + m_p = 3\,750 \text{ kg}$, $m_n = 250 \text{ kg}$, $b_1 = 0 \text{ Nsm}^{-1}$, $b_2 = 40\,000 \text{ Ns m}^{-1}$



Obr. 10 Vliv hmotnosti podvozku na vlastnosti modelu s parametry: $k_1 = k_2 = 1,4 \text{ kNmm}^{-1}$,
 $m_s + m_p = 3\,750 \text{ kg}$, $m_n = 250 \text{ kg}$, $b_1 = 0 \text{ Nsm}^{-1}$, $b_2 = 40\,000 \text{ Ns m}^{-1}$

Hmotnost podvozku, tedy hmoty mezi prvním a druhým stupněm vypružení, má omezený vliv na vlastnosti při harmonickém buzení. Co je však evidentní, tak je velikost ryvu při přejezdu diskretní nerovnosti. Se zmenšující se hmotností podvozku ryv velmi výrazně roste.

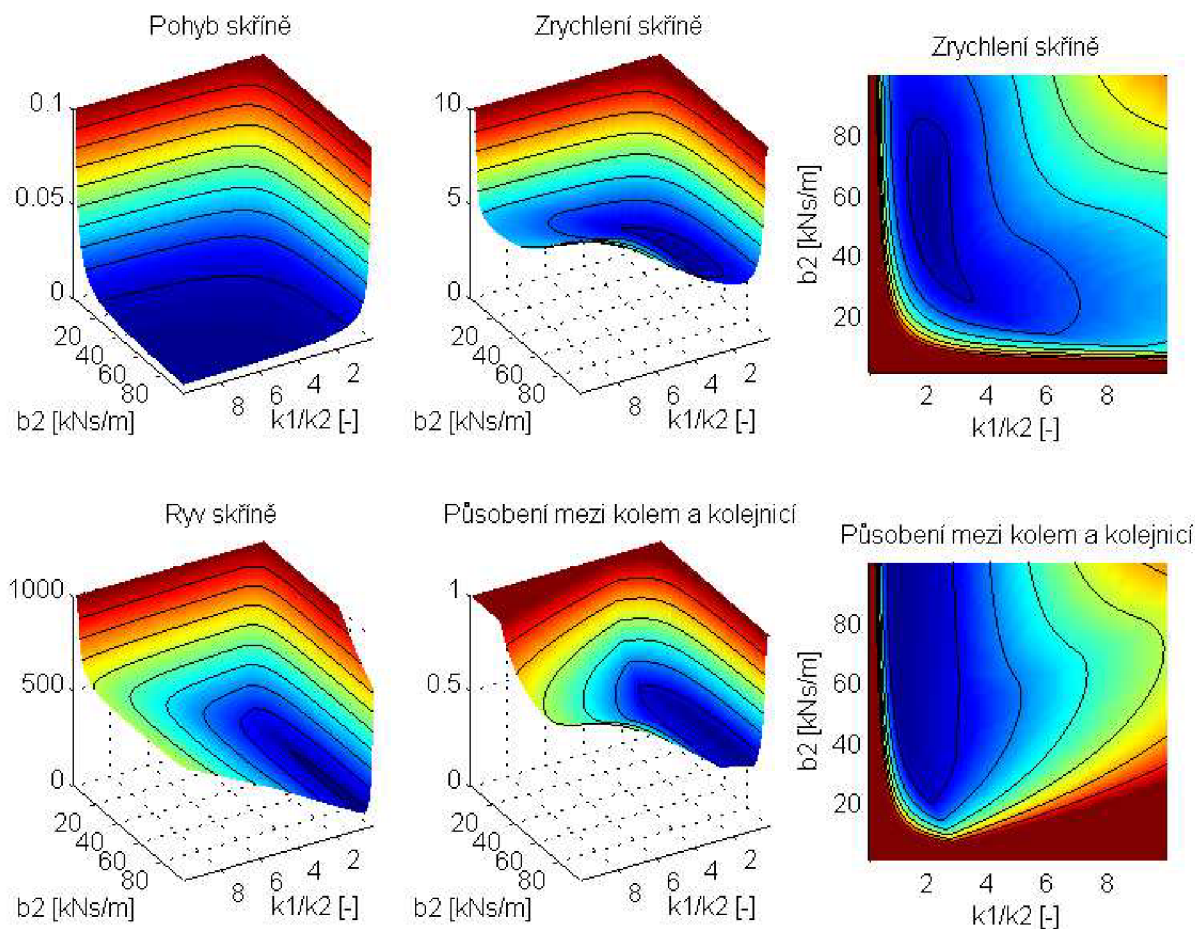
Pokud budeme srovnávat současná dvounápravová vozidla se čtyřnápravovými, tak hmotnost podvozku je největší rozdíl. Britské vozy Pacer nemají dvojí vypružení [34], mají nulovou hmotnost podvozku, a v případě českých vozů řady 810 (a odvozených) je hmotnost podvozku relativně nízká, a sekundární vypružení prakticky nepřítomné (řeší příčné a vrtivé pohyby, nikoliv svislé) [25]. Pro srovnání, hmotnost jednoho podvozku typu SGP 300 pro čtyřnápravové vozy je 7,2 t (více jak třetina celkové hmotnosti ř. 810) [21].

Velikost ryvu při přejezdu diskretní nerovnosti je považována za hlavní příčinu nepohodlí dvounápravových vozů. Při konstrukci nového vozu je proto vhodné maximalizovat hmotnost podvozku, a tedy vybrané součásti (zejména elektromotory) umístit do podvozku. Hmotnost vhodného trakčního elektromotoru lze očekávat v rozsahu 300 až 500 kg, pro čtvrtinový model je dále uvažována hmotnost m_p připadající na kolo 500 kg.

2.2.3 VLIV ROZDĚLENÍ TUHOSTI, VLIV TLUMENÍ

Určení optimálního rozdělení tuhosti mezi první a druhý stupeň vypružení je problematické, a to zejména z toho důvodu, že optimální rozdělení je do velké míry závislé na velikosti tlumení. Jelikož spolu tuhost a tlumení úzce souvisí, je nevhodné jejich samostatné určení, ale jsou určeny zároveň. Podobně jako v předchozích podkapitolách je určována závislost amplitud vybraných parametrů (síla, zrychlení, ...), v tomto případě však jsou nezávislé parametry dva, a to rozdělení tuhosti a tlumení.

Přepokládá se, že tlumení je pouze na druhém stupni vypružení. Tuhost je definována tak, aby zároveň platilo $k_c = 0,7 \text{ kNmm}^{-1}$ a $k_1 = k_2 q$.



Obr. 11 Vliv rozdělení tuhosti a velikosti tlumení na vlastnosti modelu s parametry: $k_1 = k_2 q$, $k_c = 0,7 \text{ kNmm}^{-1}$, $m_s = 3250 \text{ kg}$, $m_p = 500 \text{ kg}$, $m_n = 250 \text{ kg}$, $b_1 = 0 \text{ Nsm}^{-1}$

Pro maximální bezpečnost jízdy, tedy minimální amplitudu síly, je vhodné použít velké tlumení a zároveň relativně nízkou tuhost prvního stupně vypružení (q přibližně 1). Toto nastavení není optimální pro komfort. Pro zajištění vysokého komfortu je vhodné volit vyšší poměr tuhosti prvního a druhého stupně vypružení a odpovídající tlumení. Zvolen byl poměr tuhostí $q = 2$ a tlumení 55 kNs/m . Amplituda zrychlení je v tomto případě nižší než $2,5 \text{ ms}^{-2}$, tedy nižší než hodnota odpovídající limitu pro schválení osobních vozů dle UIC 518-2 [5]. Jelikož je výpočet řešen jako nejhorší možný případ (trať vytváří harmonické buzení v rezonanční frekvenci) tak je požadavek na amplitudu zrychlení dle UIC 518-2 považován za splněný.

Tab. 2 Návrhové parametry čtvrtinového modelu

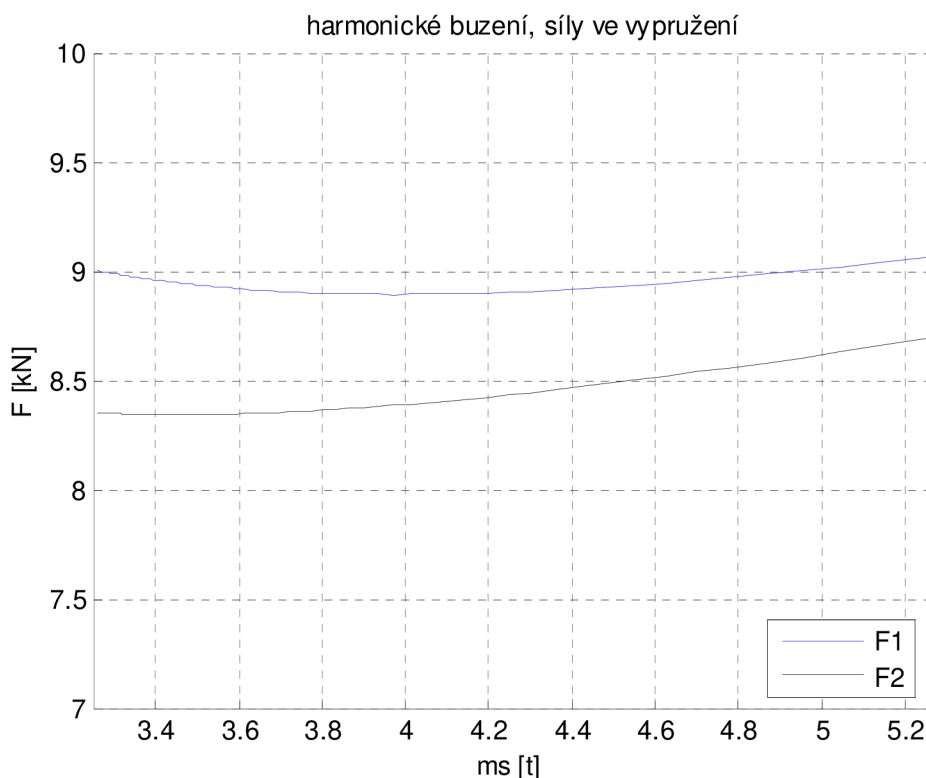
Proměnná	Význam	hodnota
k_c	celková tuhost vypružení	700 kNm^{-1}
k_1	tuhost primárního vypružení	$2 \text{ } 100 \text{ kNm}^{-1}$
k_2	tuhost sekundárního vypružení	$1 \text{ } 050 \text{ kNm}^{-1}$

b_1	tlumení primárního vypružení	0 kNsm^{-1}
b_2	tlumení sekundárního vypružení	55 kNsm^{-1}
m_s	hmotnost čtvrtiny skříně vozu	3250 kg
m_p	hmotnost poloviny podvozku vozu	500 kg
m_n	hmotnost poloviny nápravy	250 kg

2.3 VLIV VYPRUŽENÍ NA KONSTRUKCI

Konečným cílem celé kapitoly, zabývající se svislým vypružením, je určení návrhových parametru pro konstrukci podvozku, včetně silového zatížení a potřebných vůlí. Z tohoto důvodu byla určena závislost amplitudy síly v primárním a sekundárním vypružení na zatížení vozu, tedy pro různé okamžité zatížení způsobené hmotnostmi cestujících.

2.3.1 SILOVÉ ÚČINKY



Obr. 12 Síly ve vypružení při proměnném zatížení skříně, parametry modelu dle tab. 2

Nominální (statické) zatížení prvního stupně vypružení připadající na jednu čtvrtinu vozu při maximální zátěži je $F_{mV} = (m_s + m_p)g \approx (5,25 + 0,5) \cdot 10 \text{ kN} = 57,5 \text{ kN}$, amplituda zatížení je

dle čtvrtinového modelu $F_{aV} \approx 9,06$ kN. Amplituda zatížení je mnohem nižší, než ukazují síly mezi kolem a kolejnicí, důvodem je vliv hmotnosti nápravy.

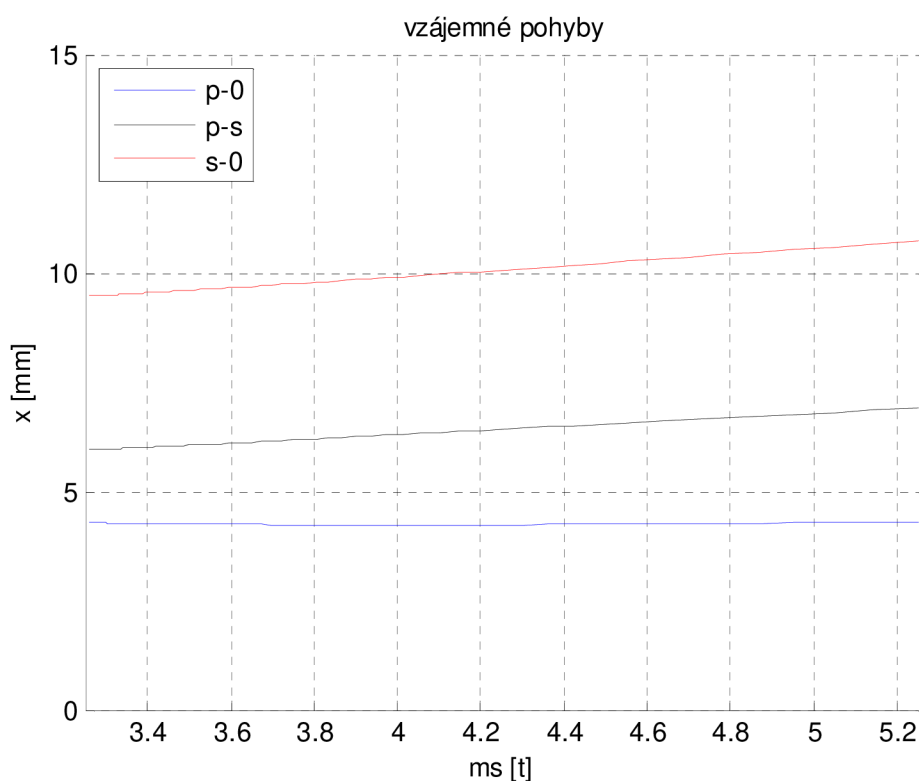
Pro ověření pevnosti je možné užít též empirický přístup, kdy se ke statickému zatížení přidá dynamická přírážka [19], která je zde uvažována 30 %. Na místě je porovnání těchto přístupů. Pokud využijeme empirický přístup, pak je amplituda zatížení $F_{aE} = 0$ kN a střední hodnota $F_{mE} = 1,3 \cdot F_{mV} \approx 74,8$ kN. Pro poměr bezpečností, podle Goodmanova kritéria únavového porušení [12] pak platí rovnice (10). Pro zjednodušení se předpokládá, že mez únavy je 50% meze pevnosti, a napětí je přímo úměrné zatížení (a napětí lze nahradit silami).

$$\frac{k_E}{k_V} = \frac{\frac{1}{\frac{F_{aE}}{0,5F_M} + \frac{F_{mE}}{F_M}}}{\frac{1}{\frac{F_{aV}}{0,5F_M} + \frac{F_{mV}}{F_M}}} = \frac{\frac{F_M}{2F_{aE} + F_{mE}}}{\frac{F_M}{2F_{aV} + F_{mV}}} = \frac{2F_{aV} + F_{mV}}{2F_{aE} + F_{mE}} \approx 1,01 \quad (10)$$

Mez únavy je v případě empirického přístupu o 1 % vyšší, než v případě výpočtu. Podobnost výsledků ukazuje na správnost čtvrtinového modelu a vhodnou volbu amplitudy buzení.

2.3.2 VZÁJEMNÉ POHYBY

Vzájemné pohyby součástí vypružení lze určit na základě velikosti rozdílů komplexních amplitud jednotlivých dvojic komponent. K amplitudám vzájemných kmitů, určeným na základě výpočtu pro harmonické buzení, je nutné přidat pohyb způsobený změnou statického zatížení. Jak bylo řečeno v podkapitole zabývající se celkovou tuhostí, rozdíl výšky podlahy mezi prázdným a plným vozem je 30 mm. Rozdělení tohoto pohybu je dáno poměrem tuhostí, pro $q = 2$ je to 20 mm mezi podvozkem a skříní, 10 mm mezi podvozkem a nápravou. Přehled potřebných vůlí je zřejmý z tabulky.



Obr. 13 Vzájemné pohyby součástí při harmonickém buzení, parametry modelu dle tab. 2. Označení částí: s - skříň, p - podvozek, n - náprava

Tab 3. Minimální vůle v vypružení, vůči klidové poloze pro prázdný stav. Kompenzace sjetí kol uvažována mezi podvozkem a skříní (v závorce hodnoty pro konstrukční řešení mezi nápravou a podvozkem). Hodnoty uvedeny v mm.

důvod vůle	náprava-podvozek	náprava-skříň	podvozek-skříň
dynamický pohyb	4,4	11,1	7,1
změna zatížení	10	30	20
dynamický pohyb	4,4	11,1	7,1
kompenzace sjetí kol	0 (20)	20	20 (0)
celkem vůle stlačení	14,4	41,1	27,1
celkem vůle roztažení	4,4 (24,4)	31,1	27,1 (7,1)

3 STABILITA CHODU

Během jízdy po přímé trati vykonává dvojkolí sinusový pohyb [28]. Jedná se o pohyb složený z vrtivých pohybů nápravy vůči skříní a příčných pohybů nápravy a skříně. Podstatným požadavkem je stabilní chod vozu, tedy tendence snižování amplitudy sinusového pohybu.

Sinusový pohyb nápravy je buzen nerovnostmi na trati, ale například i přechodem mezi obloukem a přímou kolejí. K tlumení sinusového pohybu dochází ve styku kola a kolejnice. Při působení síly ve styku kola a kolejnice vznikne rozdíl mezi rychlostí pohybu kola a jeho obvodovou rychlostí. Je to způsobeno tím, že v oblasti styku dochází k elastickým deformacím kola. Jedná se o velmi podobnou situaci, jako v případě silničních pneumatik, ačkoliv tuhost železničního kola je výrazně vyšší.

3.1 PODMÍNKA STABILITY

Na základě znalosti mechanismu, který ovlivňuje chování dvojkolí, můžeme definovat podmínku pro stabilní chod. Pro stabilitu chodu je postačující, pokud relativní zvýšení amplitudy vrtivého $\frac{\Delta\varphi}{|A_\varphi|}$ a příčného pohybu nápravy $\frac{\Delta z}{|A_z|}$, dohromady sinusového pohybu, je menší než nula, tedy že během kmitání celková amplituda pohybů klesá.

$$\frac{\Delta\varphi}{|A_\varphi|} + \frac{\Delta z}{|A_z|} < 0 \quad (11)$$

Nyní je nutné určit vztah mezi změnou amplitudy a vlastnostmi nápravy a vypružení. Označení proměnných je v tabulce.

Tab. 4 Označení proměnných

Proměnná	Význam	Proměnná	Význam
M	moment mezi nápravou a tratí	F	síla mezi nápravou a tratí
$r_{1/2}$	vzdálenost středu nápravy a styčné kružnice kola	z	poloha nápravy
		λ	vlnová délka sin. pohybu
c_x	podélný prokluz	c_z	příčný prokluz
v	rychlost pohybu	t	čas
A_φ	amplituda vrtivého pohybu	A_z	amplituda příčného pohybu
$s_\varphi = \text{sign}(\dot{\varphi})$	směr vrtivého pohybu	$s_z = \text{sign}(\dot{z})$	směr příčného pohybu

Pro jednotlivé pohyby platí,

$$\Delta\varphi = \int_{\lambda} \frac{s_{\varphi} c_x M(l) dl}{r_{1/2}^2}, \quad \Delta z = \int_{\lambda} s_z c_z F(l) dl \quad (12)$$

Po dosazení do podmínky stability platí:

$$\int_{\lambda} \frac{s_{\varphi} c_x M(l) dl}{|A_{\varphi}| r_{1/2}^2} + \int_{\lambda} \frac{s_z c_z F(l) dl}{|A_z|} < 0$$

Tuto podmínku je nutné dále upravit. Nejprve převedení délkové proměnné na časovou.

$$\int_{\lambda} \frac{s_{\varphi} c_x M(t) v dt}{|A_{\varphi}| r_{1/2}^2} + \int_{\lambda} \frac{s_z c_z F(t) v dt}{|A_z|} < 0$$

Za předpokladu, že velikost momentu a síly jsou v následujícím tvaru:

$$M(t) = A_{\varphi} C_M e^{i\omega t}, \quad F(t) = A_z C_F e^{i\omega t}$$

tak je podmínka stability:

$$\int_{\lambda} \frac{s_{\varphi} c_x A_{\varphi} C_M e^{i\omega t} v dt}{|A_{\varphi}| r_{1/2}^2} + \int_{\lambda} \frac{s_z c_z A_z C_F e^{i\omega t} v dt}{|A_z|} < 0$$

Nyní lze podmínku výrazně zjednodušit. Předpokládá se přitom, že amplituda vrtivého i příčného pohybu má pouze reálnou část, tedy $s_{\varphi} = s_z$, $|A_{\varphi}| = A_{\varphi}$, $|A_z| = A_z$

$$\int_{\lambda} \frac{s_{\varphi} c_x C_M e^{i\omega t} dt}{r_{1/2}^2} + \int_{\lambda} s_z c_z C_F e^{i\omega t} dt < 0$$

Po vytknutí:

$$\left(\frac{c_x C_M}{r_{1/2}^2} + c_z C_F \right) \cdot \int_{\lambda} s_z e^{i\omega t} dt < 0$$

Pro integrál platí (počítána dvakrát půlvlna s kladným směrem rychlosti):

$$\int_{\lambda} s_z e^{i\omega t} dt = 2 \int_{-\frac{\pi}{2\omega}}^{\frac{\pi}{2\omega}} e^{i\omega t} dt = 2 \left[\frac{e^{i\omega t}}{i\omega} \right]_{-\frac{\pi}{2\omega}}^{\frac{\pi}{2\omega}} = \frac{4}{\omega}$$

Podmínku lze dále zjednodušit, zejména pokud je navíc předpokládáno, že $c_z \approx c_x$, platí tedy:

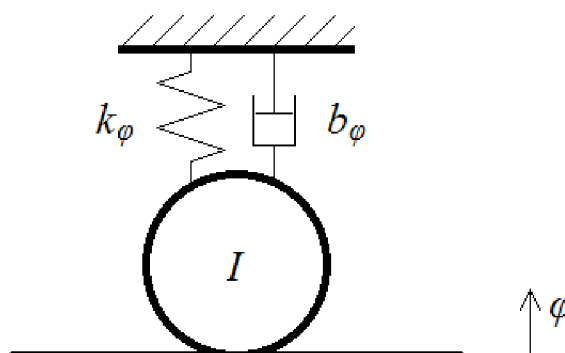
$$\operatorname{real}\left(\frac{C_M}{r_{1/2}^2} + C_F\right) < 0 \quad (13)$$

Na levé straně rovnice (13) je uvažována pouze reálná část, jelikož imaginární část komplexního čísla zde nemá fyzikální význam. Dalším krokem pro ověření stability, je určení velikosti koeficientů C_M a C_F na základě modelů pro jednotlivé pohyby.

3.2 VRTIVÉ POHYBY NÁPRAVY

Vrtivé pohyby nápravy, čili pohyb nápravy vůči svislé ose, má dva důsledky. Prvním je, že ovlivňuje chování vozidla z hlediska stability, druhým pak je tzv. rejdivnost dvojkolí, čili schopnost dvojkolí, natočit se do optimální polohy pro průjezd obloukem (osa nápravy prochází středem oblouku).

Dopad pro stabilitu lze určit na základě jednoduchého modelu (obr. 14), kde náprava je pevně spojena s kmitající podložkou (reprezentuje buzení kmitání v důsledku geometrie nápravy) a přes pružinu a tlumič spojena se skříní vozidla. Skříně vozidla je pro vrtivé pohyby uvažována jako nepohyblivá (nenatáčí se vůči svislé ose). Sledován je moment mezi podložkou (kolejí) a nápravou, konkrétně působení kola na kolej, které je v podmínce stability.



Obr. 14 Model pro vrtivé pohyby

Pohyb nápravy lze popsat jednoduchou pohybovou rovnicí, kde M je moment mezi nápravou a kolejnicí.

$$\ddot{\varphi} I = -M - k_{\varphi} \varphi - b_{\varphi} \dot{\varphi} \quad (14)$$

Jelikož je znám tvar řešení pro sinusové kmitání ($\varphi = A_{\varphi} e^{i\alpha t}$), platí:

$$M = A_{\varphi} I \omega^2 e^{i\alpha t} - A_{\varphi} i b_{\varphi} \omega e^{i\alpha t} - A_{\varphi} k_{\varphi} e^{i\alpha t} \quad (15)$$

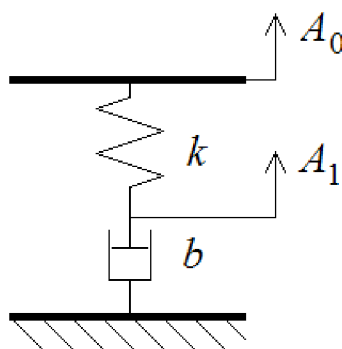
Byl vysloven předpoklad, že $M(t) = A_{\varphi} C_M e^{i\alpha t}$. Vzhledem k předchozí rovnici platí:

$$C_M = I\omega^2 - ib_\varphi\omega - k_\varphi \quad (16)$$

Z rovnice pro velikost C_M je zřejmé, že moment setrvačnosti nápravy (vůči svislé ose) má negativní vliv na stabilitu chodu, naopak tuhost má pozitivní vliv na stabilitu. Ideální tlumič stabilitu neovlivňuje.

3.2.1 TLUMIČ VRTIVÝCH POHYBŮ

Síla ideálního tlumiče má pouze komplexní část, neměla by proto v principu ovlivňovat stabilitu. U reálných vozidel, určených pro vyšší rychlosti, je však použití tlumičů vrtivých pohybů běžné. Důvod je ten, že reálný tlumič má značně odlišné chování proti tlumiči ideálnímu. Situaci lze dobře ukázat na modelu tlumiče, bližším realitě, kde je sériově řazen tlumič a pružina (reprezentuje poddajnost upevnění tlumiče), viz obr 15.



Obr. 15 Model tlumiče

Pro tento model tlumiče platí silová rovnováha,

$$k(A_0 - A_1) = A_1 bi\omega \quad (17)$$

Proto platí:

$$A_1 = A_0 \frac{k}{k + bi\omega}$$

Pro sílu tlumiče pak platí:

$$F = A_0 \frac{kbi\omega}{k + bi\omega}$$

Můžeme určit i komplexní a reálnou část

$$F = A_0 \frac{kbi\omega(k - bi\omega)}{k^2 - (bi\omega)^2} = A_0 \frac{k^2bi\omega + kb^2\omega^2}{k^2 + b^2\omega^2}$$

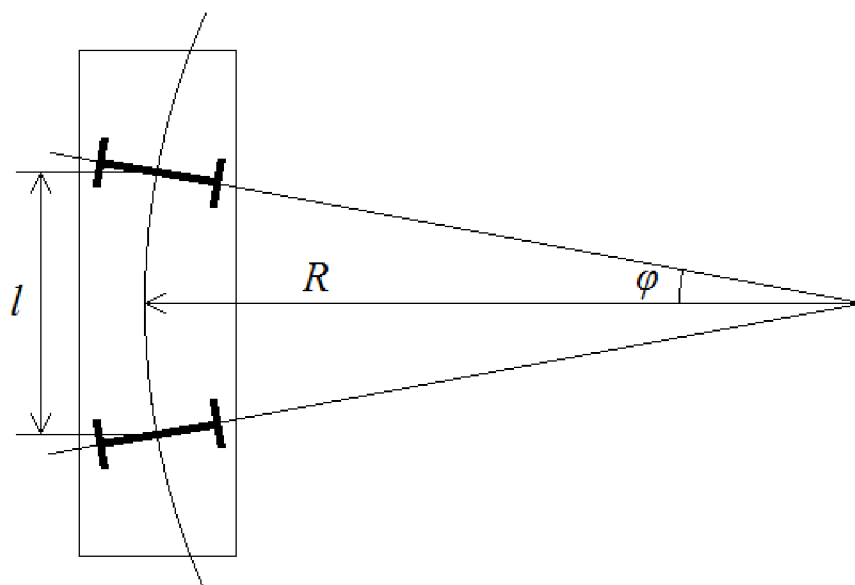
$$F(t) = A_0 \cdot \left(\frac{kb^2\omega^2}{k^2 + b^2\omega^2} + i \frac{k^2b\omega}{k^2 + b^2\omega^2} \right) e^{i\omega t} \quad (18)$$

Formálně je zápis proveden pro posuvný pohyb, nicméně efekt pro rotační pohyb je stejný. Použití reálného tlumiče vrtivých pohybů má pozitivní vliv na stabilitu chodu, v principu se totiž chová jako pružina, funkční pouze při vyšších frekvencích kmitání.

Je třeba zdůraznit, že tlumiče vrtivých pohybů mají významný a negativní efekt při přechodu mezi přímou tratí a obloukem, jelikož zvyšují moment potřebný k natočení nápravy. Pokud tedy nebude nutné tyto tlumiče instalovat, tak použité nebudou.

3.2.2 REJDOVNOST DVOJKOLÍ, PRŮJEZD OBLOUKY

Požadavek na rejdovnost dvojkolí znamená, že dvojkolí musí být schopné samočinně se nastavit do radiální polohy, kde osa dvojkolí míří směrem do středu oblouku [22]. Důvodem tohoto požadavku je, aby nedocházelo v obloucích, obzvláště malého poloměru, k najíždění okolků na kolejnici. Kontakt okolku a kolejnice je zpravidla doprovázen opotřebením a hlukem, je proto zcela nežádoucí. Zajištění optimálního průjezdu obloukem vyžaduje splnění dvou podmínek. Dostatečně nízkou tuhost uložení nápravy (parametr označený k_φ) a vhodný poměr konicity a průměru kol.



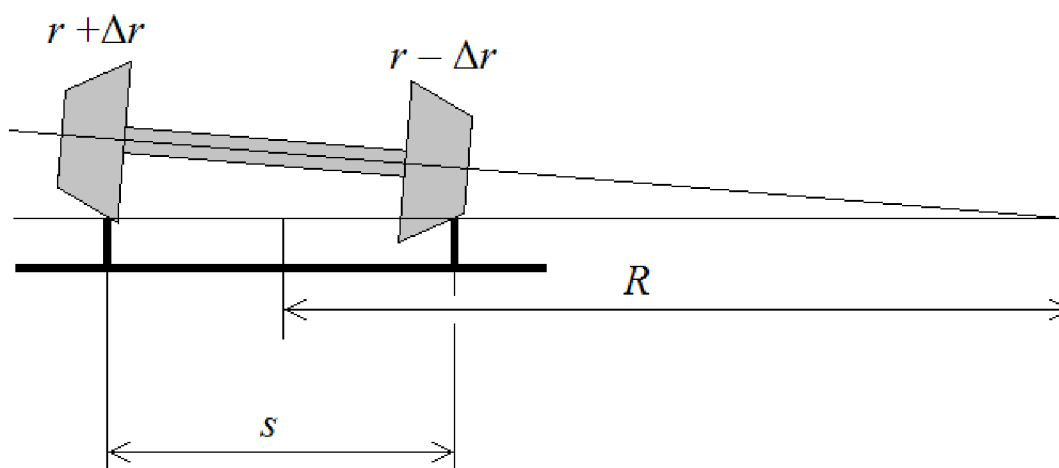
Obr. 16 Radiální postavení náprav v oblouku

Při průjezdu obloukem malého poloměru se musí náprava natočit o úhel daný rozvorem a poloměrem oblouku, viz obr 16. Pro malé úhly je velikost sinu úhlu přibližně rovna úhlu, proto je potřebné natočení $\varphi = \frac{l}{2R}$, kde R je poloměr oblouku a l rozvor vozu. Maximální moment pro natočení je dán zatížením kol, rozchodem a využitým součinitelem tření $M = F_G sf$.

Tuhost je pak jednoduše $k_\varphi = \frac{M}{\varphi} = \frac{2F_G s f R}{l}$. Použité hodnoty parametrů a výsledná tuhost je v tabulce.

Tab. 5 Tuhost pro průjezd obloukem

Proměnná	Význam	hodnota
F_G	zatížení jednoho kola	40 kN
s	vzdálenost styčných kružnic pro rozchod 1435 mm	1,5 m
f	využitý součinitel tření	0,2
l	rozvor	9 m
R	poloměr oblouku	150 m
k_φ	torzní tuhost	400 kN·m/rad



Obr. 17 Vliv konicity na průjezd obloukem

Druhým parametrem potřebným pro optimální průjezd oblouky je dobrý vztah mezi konicitou a průměrem, resp. poloměrem kol. Poměr celkové změny poloměrů kol $2\Delta r$ k vzdálenosti styčných kružnic s musí být roven poměru poloměru kol r a poloměru oblouku R , dle rovnice [28]:

$$\frac{2\Delta r}{s} = \frac{r}{R} \quad (19)$$

Změna poloměrů kol je přitom $\Delta r = \text{tg } \gamma \Delta z$ [28], kde $\text{tg } \gamma$ je ekvivalentní konicita a Δz je výchylka z rovnovážné polohy. Pro poloměr kola je pak žádoucí aby platilo :

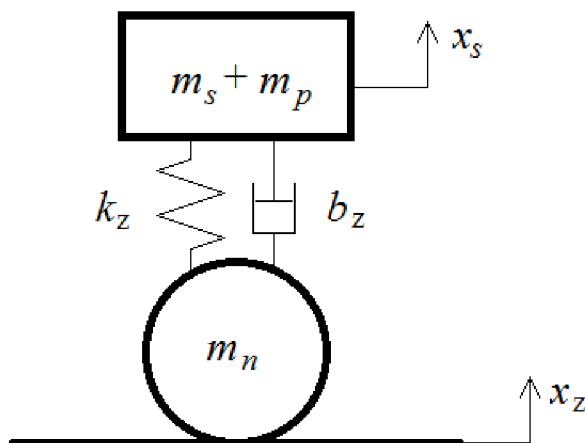
$$\frac{2R \operatorname{tg} \gamma \Delta z}{s} = r \quad (20)$$

Hodnota $\operatorname{tg} \gamma$ pro běžný profil kola je předpokládána 0,2. Za předpokladu minimálního rozchodu koleje (1430 mm dle TSI [1]) je možné zajistit příčné posunutí až 5 mm (rozchod nápravy 1420 mm). Pro oblouky o poloměru menším než 275 m je předpokládáno rozšíření rozchodu až 16 mm (celkové posunutí 13 mm). Odpovídající maximální poloměr kola, pro oblouk poloměru 275 m je 366,6 mm. Pro poloměr oblouku 150 m a posunutí 13 mm je poloměr kol 520 mm.

Jelikož je relativně malý poloměr kol výhodný pro průjezd oblouky i pro snížení výšky hřídele dvojkolí (výhodné ve vztahu k výšce podlahy) je zvolen průměr nových kol 700 mm, opotřebovaných 660 mm.

3.3 PŘÍČNÉ POHYBY

Podobně jako v případě vrtivých pohybů je i pro příčné pohyby nutné určit velikost koeficientu C_F . Situace je v případě příčných pohybů komplikovanější, jelikož skříň vozu nelze považovat za nepohyblivou. Je proto nutné řešit kmitání systému s jedním stupněm volnosti.



Obr. 18 Model pro hodnocení příčného kmitání

Jsou zavedeny substituce (pro model ideálního tlumiče), $K = k_z$, $B = b_z i \omega$, $M_s = 2(m_s + m_p)\omega^2$, $M_n = 2m_n\omega^2$ (označení hmot stejné jako u čtvrtinového modelu, zde však počítáno pro celou nápravu). Pro použití reálného tlumiče je substituce $B = \frac{kbi\omega}{k + bi\omega}$ (odvození viz podkapitola tlumič vrtivých pohybů).

Pohybová rovnice pro hmotu skříň je:

$$-A_s \cdot M_s = (A_z - A_s) \cdot (B + K) \quad (21)$$

Amplituda pohybu skříně je pak:

$$A_s = A_z \frac{K + B}{K + B - M_s}$$

Pro pohyb podvozku je pohybová rovnice:

$$-A_z \cdot M_n = -\frac{F_z}{e^{i\alpha}} + (A_s - A_z) \cdot (B + K) = -\frac{F_z}{e^{i\alpha}} + A_s \cdot M_s = -\frac{F_z}{e^{i\alpha}} + A_z \frac{K + B}{K + B - M_s} \cdot M_s$$

Úpravou je možné vyjádřit hledaný koeficient C_F :

$$-M_n = -C_F + \frac{K + B}{K + B - M_s} \cdot M_s$$

$$C_F = M_n + \frac{K + B}{K + B - M_s} \cdot M_s \quad (22)$$

Z rovnice (22) je již zřejmé, že hmota nápravy má negativní vliv na stabilitu. V případě hmoty podvozku a skříně vliv poněkud komplikovanější. Pokud uvažujeme, že $B = 0$, tak při malé frekvenci kmitání je vliv negativní, při velké frekvenci kmitání naopak pozitivní (jmenovatel zlomku mění znaménko).

3.4 KRITICKÁ RYCHLOST

Konečným cílem výpočtů zabývajících se stabilitou, je určení kritické rychlosti, tedy rychlosti kde dochází k přechodu k nestabilnímu chování. Podle Klingelovy rovnice [28] platí následující vztah mezi rychlostí a frekvencí kmitání (význam parametrů vysvětlen v podkapitole Rejdovnost dvojkolí, průjezd oblouky):

$$f = \frac{v}{2\pi} \sqrt{\frac{\text{tg} \gamma}{rs}}, \text{ resp. } \omega = v \sqrt{\frac{\text{tg} \gamma}{rs}} \quad (23)$$

V principu je potřeba vyřešit následující rovnici (24), což je limitní stav pro podmínku stability, respektive hledat parametry, které maximalizují nejmenší kladný reálný kořen, protože je žádána co nejvyšší kritická rychlost.

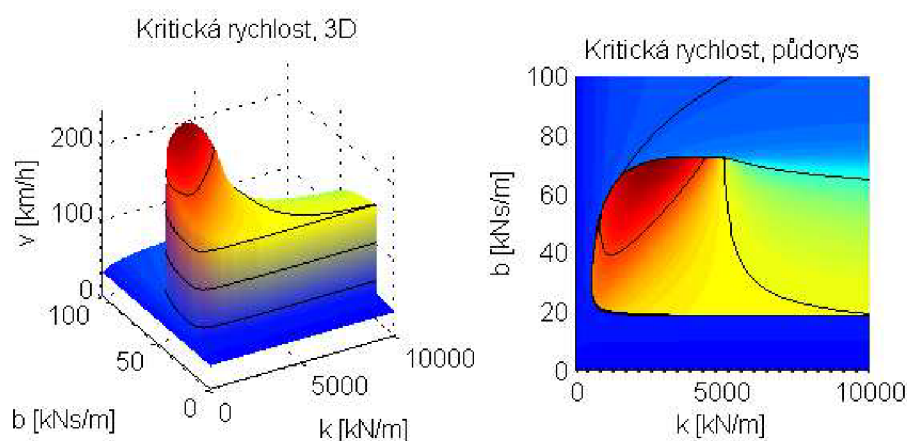
$$\text{real} \left(\frac{C_M}{r_{1/2}^2} + C_F \right) = 0 \quad (24)$$

$$\text{kde } r_{1/2} = \frac{s}{2}, \quad C_M = I\omega^2 - B - k_\varphi, \quad C_F = M_n + \frac{K + B}{K + B - M_s} M_s, \quad K = k_z, \quad B = \frac{kbi\omega}{k + bi\omega},$$

$$M_s = 2(m_s + m_p)\omega^2, \quad M_n = 2m_n\omega^2.$$

Z hodnocení průřezu obloukem plyne, že $k_\phi = 400 \text{ kNmrad}^{-1}$. Za předpokladu použití jedné sady pružných elementů pro řešení vrtivých i příčných pohybů a vzdálenosti těchto elementů 1 m od středu otáčení (svislé osy) nápravy, je příčná tuhost $k_z = 400 \text{ kN/m}$. Oba pohyby je kvůli hmotě podvozku vhodné řešit na prvním stupni vypružení, a tím minimalizovat jak hmotu tak moment setrvačnosti vstupující do výpočtů stability. Hmoty nápravy připadající na jedno kolo byla odhadnuta na 250 kg (viz Svislé vypružení), pokud budeme předpokládat vzdálenost hmot opět 1 m od středu tak je $I = 500 \text{ kgm}^2$ (je uvažována celá náprava a tedy polovina, nikoliv čtvrtina vozu). Stabilita je závislá především na frekvenci, konicita figuruje pouze v přepočtu frekvence na rychlost. Je uvažována nejprve konicita $\text{tg}\gamma = 0,2$, pro potřeby určení parametrů tlumičů, a nakonec je ukázána závislost kritické rychlosti na konicitě.

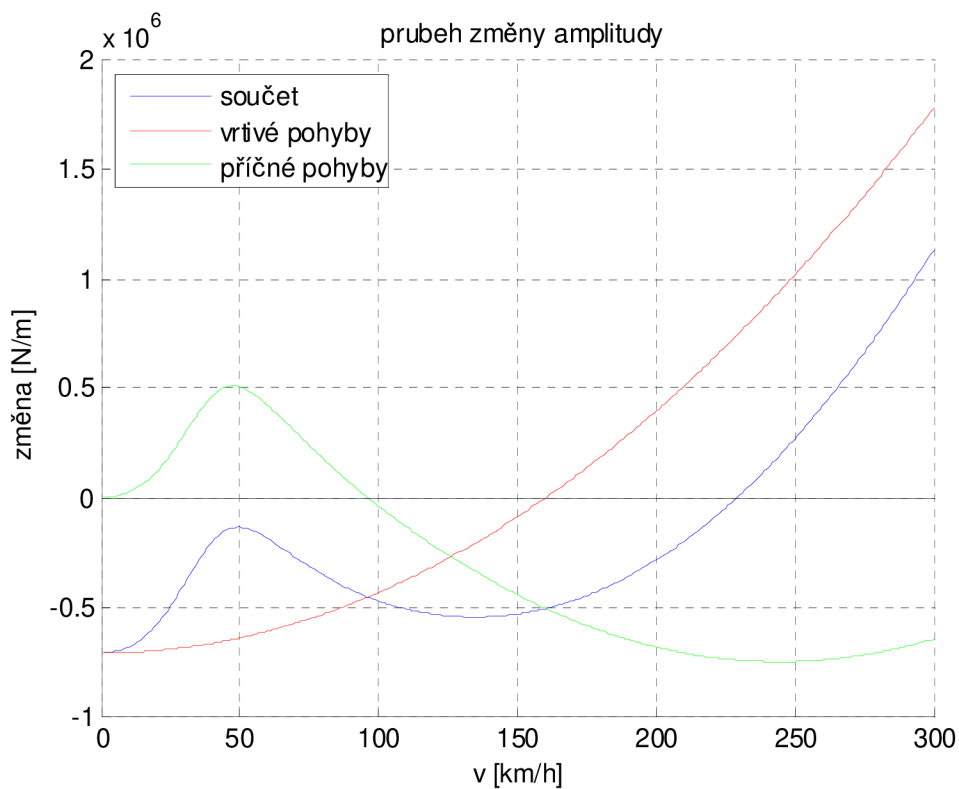
3.4.1 PARAMETRY TLUMIČE PŘÍČNÝCH POHYBŮ



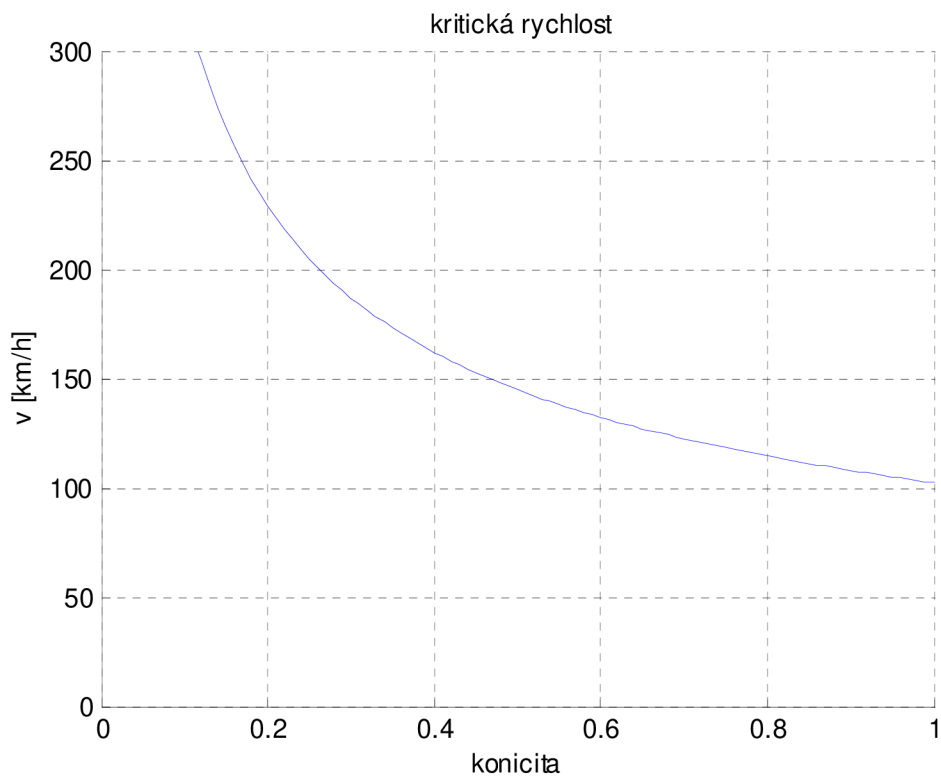
Obr. 19 Závislost kritické rychlosti na parametrech tlumiče příčných pohybů

Grafy ukazují, že jsou dvě oblasti, z hlediska nastavení tuhosti a tlumení (pro reálný model, viz obr.), s výrazným a ostrým přechodem. Příčina je zřejmá z průběhu změny amplitudy - velikosti hodnoty $\text{real}\left(\frac{C_M}{r_{1/2}^2} + C_F\right)$, viz obr. 20. Při nedostatečném tlumení dojde k rozkmitání

skříňe v příčném směru a nestabilitě. Při příliš vysokém (nadkritickém) tlumení, pohyby skříňe opět způsobí nestabilitu. Prakticky je potřeba se pohybovat v oblasti, kde je kritická rychlost co nejvyšší, a příslušný bod je přiměřeně daleko od hranice, kde dochází k nestabilitě při malé rychlosti. Zvolené tlumení je proto 60 kNsm^{-1} , tuhost $3\,000 \text{ kNm}^{-1}$. Tomuto nastavení odpovídá kritická rychlost 230 kmh^{-1} . Pokud budeme uvažovat, že tlumiče budou dva a dojde k poruše, tzn. tlumení 30 kNsm^{-1} a tuhost $1\,500 \text{ kNm}^{-1}$ tak kritická rychlost klesne na 193 kmh^{-1} .



Obr. 20 Závislost změny amplitudy na rychlosti, pro tlumení 60 kNsm^{-1} a tuhost $3\,000 \text{ kNm}^{-1}$.



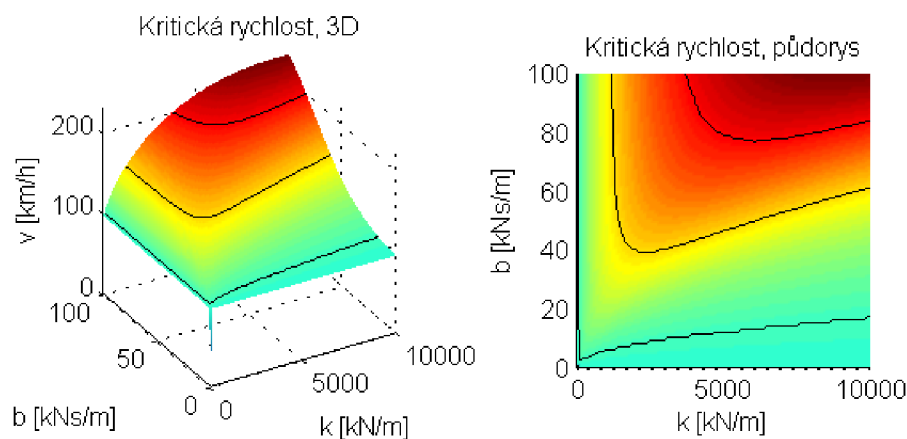
Obr. 21 Vliv konicity na kritickou rychlost

Z grafu pro závislost kritické rychlosti na konicitu je zřejmé, že zvyšující se konicita, zpravidla důsledek nevhodné kombinace geometrie kola a trati, vede ke snížení kritické rychlosti. Zároveň je ale vidět, že i při velmi nepříznivých podmínkách příčné tlumiče postačují pro rychlost do 100 kmh^{-1} .

3.4.2 TLUMIČE VRTIVÝCH POHYBŮ

Obdobně jako v případě tlumičů příčných pohybů je možné hledat parametry pro tlumiče vrtivých pohybů. Opět je užít model reálného tlumiče (viz obr.). Konicita je předpokládána $\text{tg } \gamma = 1$, čili nepříznivý případ, kdy nemusí stačit příčné tlumiče. Je zřejmé, že vhodným nastavením těchto tlumičů lze zvýšit kritickou rychlost, i při nepříznivé konicitě, na více jak 200 kmh^{-1} (obr. 22).

Pro praktickou aplikaci je doporučeno vlastnosti tlumičů vrtivých pohybů přizpůsobit vozebním ramenům a požadované rychlosti. Například, pokud je na trati maximální dovolená rychlost 120 kmh^{-1} , a konicita do $\text{tg } \gamma = 0,6$, není nutné tyto tlumiče instalovat vůbec, (viz obr. 21). Volba co nejnižšího, ale dostatečného tlumení vychází z potřeby, aby snadno docházelo k natáčení nápravy při změnách křivosti trati (přechody přímá - oblouk)



Obr. 22 Vliv parametrů tlumičů vrtivých pohybů na kritickou rychlost

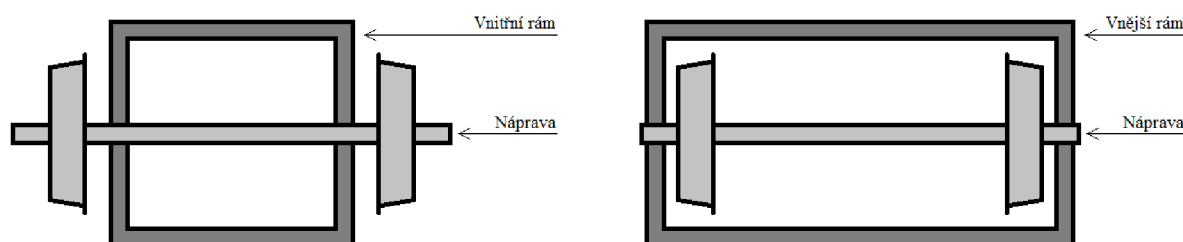
4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

Hlavním cílem práce je nalézt vhodné konstrukční řešení podvozku pro dvounápravový motorový vůz. Předchozí kapitoly slouží jako podklad pro volbu parametrů podvozku, ukazují jakým způsobem má být konstrukce prováděna s cílem dosáhnout žádoucích vlastností podvozku.

Vlastní konstrukční řešení podvozku zahrnuje čtyři celky. Prvním celkem je rám podvozku, který drží podvozek pohromadě, a má důležitou nosnou funkci. V této části je i pevnostní výpočet pro hřídel nápravy. Předchozí výpočet je zde proveden pro definici zátěže. Druhou součástí je systém vedení a vypružení podvozku, který zahrnuje pružné a tlumicí členy. Nalezení cílových hodnot pro vypružení a tlumení bylo opět předmětem předchozího výpočtu. Třetí část zahrnuje funkce pohonu, a poslední je brzda.

4.1 RÁM PODVOZKU

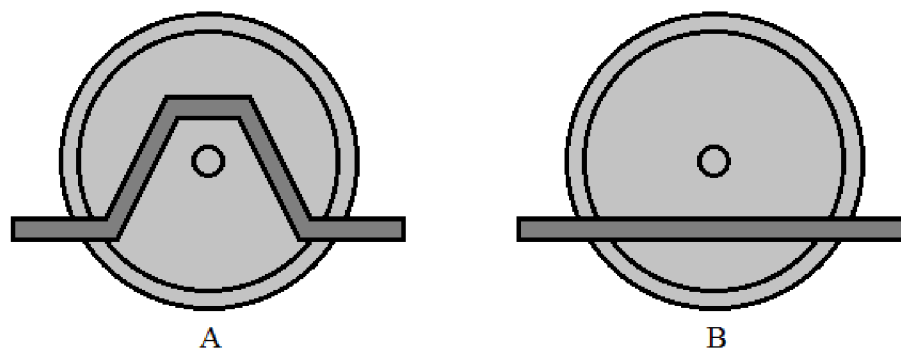
Rám podvozku bude mít v půdorysu tvar obdélníku. V případě jednonápravových podvozků nedává jiné řešení smysl. Otázkou je však poloha podélníků vzhledem k nápravě a kolům. První možností je použití vnitřního rámu, tedy umístění příčníků mezi kola (Obr. 23), druhou pak umístění vnější.



Obr. 23 Vnitřní a vnější rám

Vnitřní rám umožňuje dosažení nižší hmotnosti, v důsledku zkrácení příčníků. Nevýhodou je pak podstatně menší prostor mezi koly vozu. Jelikož vyšší hmotnost podvozku má pozitivní vliv na ryv při přejezdu nerovností a vnitřní rám by omezil prostor pro pohon, navíc by mohl omezit šířku uličky ve voze, tak je vhodnějším řešením rám vnější.

Vlastní řešení podélníků představuje druhou otázku. Jsou dvě možnosti polohy. První možností je umístění příčniku nad hřídelí nápravy, alternativou je umístění pod nápravou (Obr. 24).



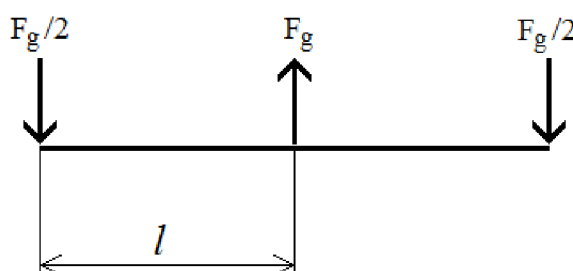
Obr. 24 Umístění podélníku A nad nápravou a B pod nápravou

V případě umístění podélníku nad hřídelí je nutné, aby byl příčník silně zakřivený. Toto řešení tedy znamená komplikovanější výrobu. Výhodou této polohy je větší využitelný prostor, byť za cenu prostoru interiéru, a tedy možnost dosažení vyšší pevnosti. Umístění podélníku pod nápravou je z hlediska prostoru a výroby výhodnější, je ale možné pouze za předpokladu, že lze dosáhnout potřebné pevnosti.

4.1.1 PROVEDITELNOST PODÉLNÍKU POD NÁPRAVOU

Určení pevnosti podélníku rámu bude provedeno nejprve zjednodušeně, s využitím prutových předpokladů, s cílem ověření proveditelnosti řešení. Dalším krokem je pak ověření výsledné varianty pomocí metody konečných prvků.

Cílem zjednodušeného výpočtu je určit potřebný průřezový moment, jeho srovnání s dostupnými profily s přihlédnutím k možnostem zástavby. Zjednodušený model je na obr. Zatížení připadající na jeden podélník je shodné jako zatížení jednoho kola. Bude použit empirický přístup, přičemž bude předpokládáno dynamické zvýšení síly 30 %.



Obr. 25 Zjednodušený model podélníku

Dle poznatků z pružnosti a pevnosti platí,

$$\sigma = \frac{M_o}{W_o} \quad (25)$$

Po zahrnutí koeficientů a způsobu zatěžování, platí pro střed (kritické místo)

$$\sigma = \frac{F_G l k_d}{2W_o}$$

Minimální přípustná hodnota průřezového momentu je tedy

$$W_o = \frac{F_G l k_d}{2\sigma} \quad (26)$$

Význam a hodnota parametrů, včetně vypočítané hodnoty je uvedena v tabulce. Použita hodnota pro běžnou konstrukční ocel.

Tab. 6 Proveditelnost podélníku pod nápravou

Proměnná	Význam	hodnota
F_G	zatížení jednoho kola	60 kN
σ	mez kluzu materiálu	300 MPa
l	rameno zátěžné síly	500 mm
k_d	koeficient dynamické přírážky	1,3
W_o	minimální modul průřezu	65 000 mm ³

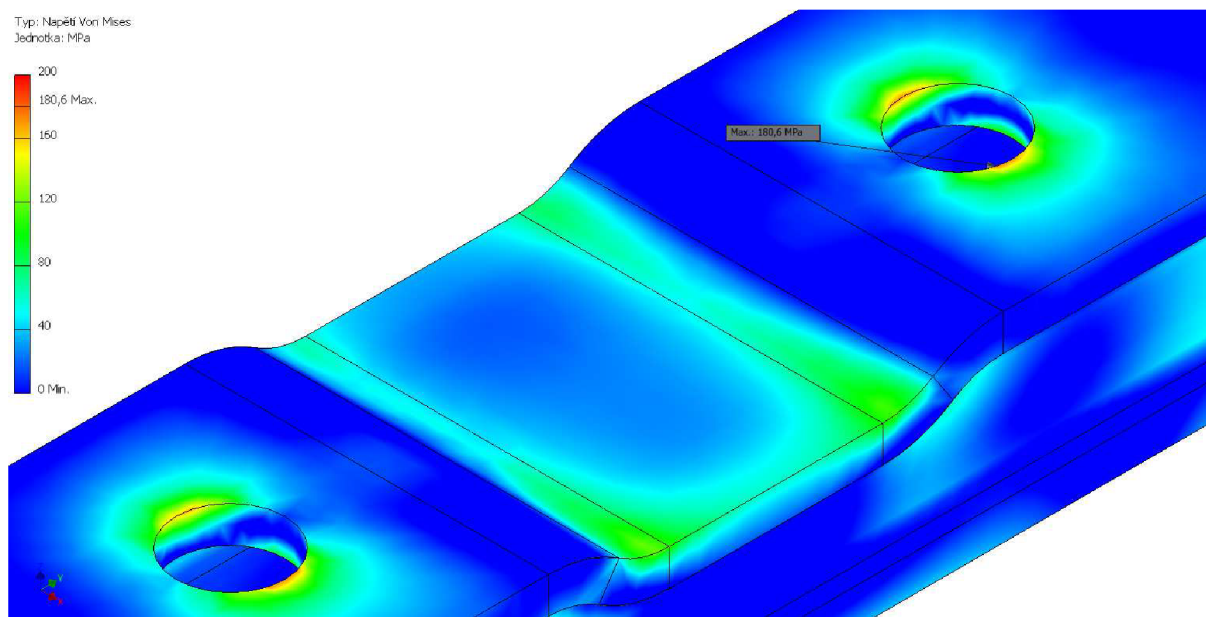
Prostor dostupný pro řešení podélníku pod nápravou je omezen shora polohou hřídele a zesponu kinematickým profilem (dle UIC 505-1 [3]). Výška osy nápravy, pro minimální průměr kol, je 330 mm. Kinematický profil je ve výšce 80 mm. Potřebná vůle, daná pohybem podvozku vůči nápravě, resp. profilu je minimálně 20 mm. Vzdálenost dolního okraje ložiskové skříně od osy nápravy je předběžně předpokládána 130 mm. Pro uvedené hodnoty je maximální možná výška podélníku 100 mm.

Dle katalogu firmy Feron [11] je pro dutý svařovaný profil dle EN 10210 rozměrů 200x100x6 odpovídající hodnota modulu průřezu 115 000 mm³. Je zřejmé, že provedení s podélníkem pod nápravou je možné.

4.1.2 PEVNOSTNÍ KONTROLA RÁMU

Konstrukce s využitím běžně dostupných profilů se ukázala při řešení jako nevhodná. Problém představují především otvory nutné pro první stupeň vypružení. Z tohoto důvodu byla konstrukce řešena svařením rámu z plechů. Pevnostní kontrola byla provedena pomocí metody konečných prvků, s využitím řešiče integrovaného v softwaru Autodesk Inventor.

Zatížení rámu podvozku je kombinací svislého zatížení od hmoty vozu, včetně dynamické přírážky (160 kN na nápravu, přírážka 33 %), použití brzdy, odpovídající zpomalení 2,5 ms⁻¹ při maximální dovolené hmotnosti na nápravu (30 kN), a příčného zrychlení 2,5 ms⁻¹ taktéž při maximální hmotnosti (30 kN).

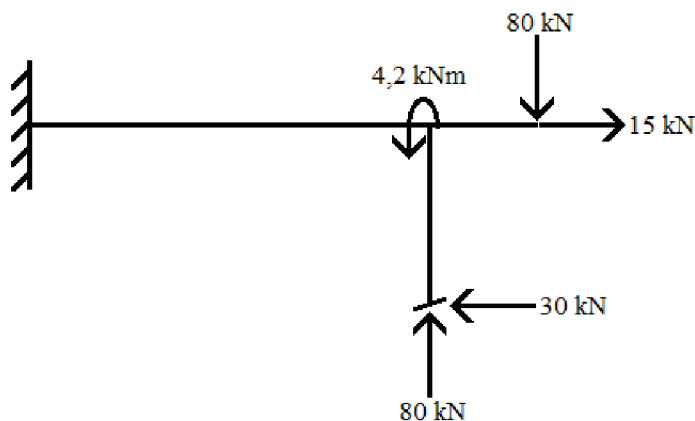


Obr. 26 Výsledek výpočtu MKP pro rám podvozku, detail okolí kritického místa.

Nejvíce zatíženým místem podvozku jsou otvory primárního vypružení. Redukované napětí zde dosahuje hodnoty 180,6 MPa. Dle katalogu firmy Feron [11] jsou použité plechy dostupné z materiálu S355J2+N [11], s mezí kluzu 355 MPa [7]. Pevnostně díl vyhovuje s koeficientem bezpečnosti 1,97 proti mezi kluzu.

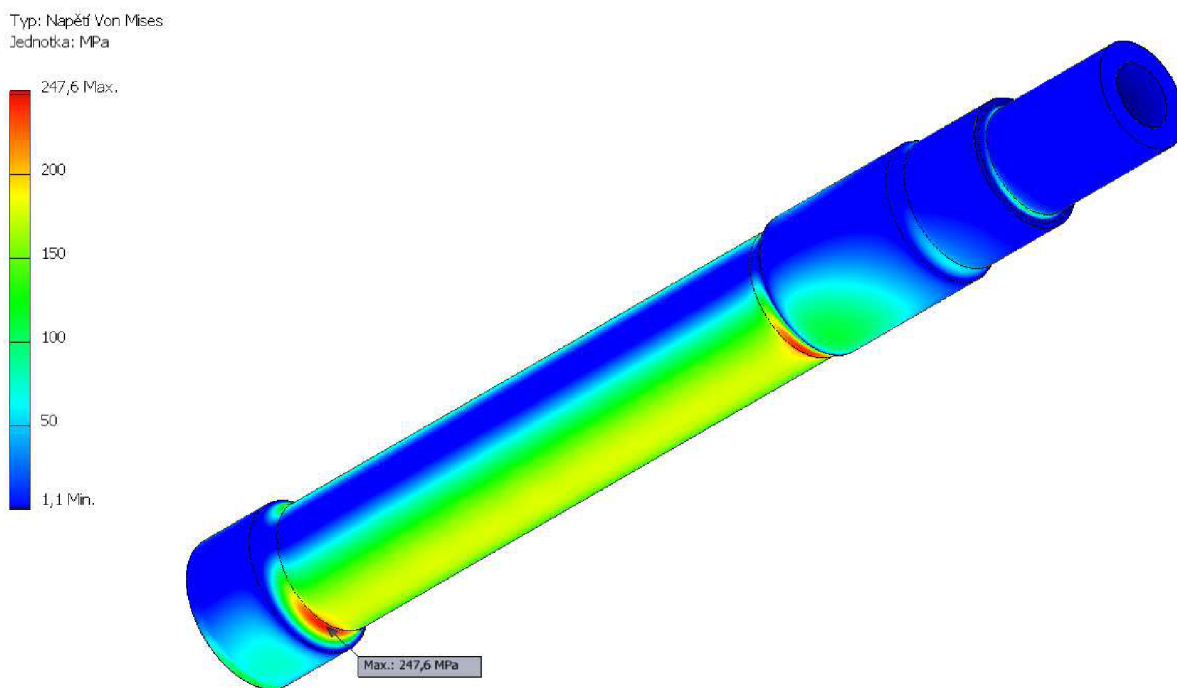
4.1.3 HŘÍDEL NÁPRAVY

Náprava je zatěžována silami dle schématu (obr. 27), kde síly působící mimo osu nápravy jsou nahrazeny ekvivalentní silou a momentem na ose nápravy. Vzhledem k symetrii byla analyzována pouze polovina nápravy, přítomnost krouticího momentu od pohonu neumožňuje počítat menší část.



Obr. 27 Schéma zatížení nápravy.

Jak je na schematickém obrázku vidět, jako nejhorší stav byl uvažován plně naložený vůz včetně dynamické přírážky, při průjezdu obloukem s přenosem krouticího momentu od motoru. Při průjezdu obloukem se předpokládá, že veškeré síly přenáší jedno kolo a velikost odpovídá limitnímu zrychlení $2,5 \text{ ms}^{-1}$. Přenos momentu od motoru zde byl použit místo brzdění, jelikož při brzdění hřídel nepřenáší krouticí moment.



Obr. 28 Výsledek výpočtu MKP pro hřídel nápravy

Maximální zjištěné napětí je 248 MPa. Při použití oceli 34CrNiMo6 je dle materiálového listu [6] mez kluzu 900 MPa a mez pevnosti 1100 až 1300 MPa. Uvažujeme-li mez únavy 0,504 meze pevnosti [12] (mez únavy 600 MPa), pak součinitel bezpečnosti proti mezi únavy je přibližně 2,4. Náprava tedy pevnostně vyhovuje. Průchozí otvor v nápravě slouží k jejímu odlehčení a provádění defektoskopických zkoušek.

4.2 PRIMÁRNÍ VYPRUŽENÍ

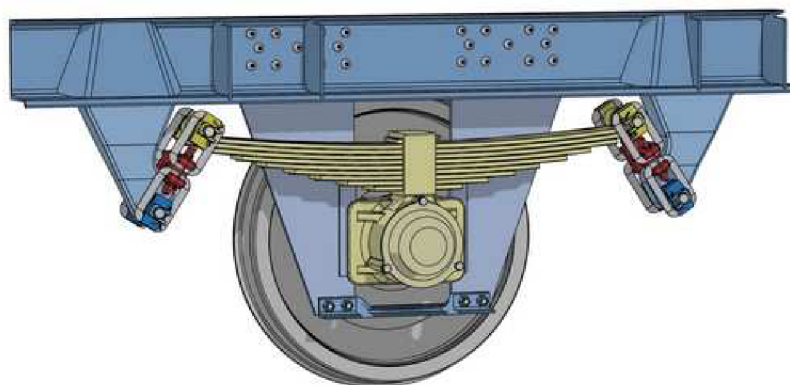
Vypružení podvozku ve svislém směru je předpokládáno dvojité, první stupeň mezi nápravou a podvozkem, druhý stupeň mezi podvozkem a skříní. Příčné vypružení je předpokládáno jednoduché. Výpočet pro stabilitu chodu ukazuje, že musí být minimalizována hmota, která koná vrtivý a příčný pohyb daný geometrií v kontaktu kola a kolejnice. Zjednodušeně, nemělo by kmitat více hmoty než je nezbytně nutné. Z toho jednoznačně plyne, že příčné a vrtivé pohyby by měly být řešeny na prvním stupni vypružení.

Častým řešením, pro zajištění poddajnosti ve svislém, příčném a vrtivém směru jsou pružiny v uspořádání flexicoil, nebo kombinace pružných elementů pro svislý pohyb a závěsek, využívajících princip kyvadla, pro pohyby vrtivé a příčné. Použití uspořádání flexicoil je nevýhodné, jelikož předpokládá štíhlé, tlačné šroubové pružiny. Toto řešení by připadalo v úvahu, pokud by byl podélník umístěn nad hřídelí nápravy.



Obr. 29 Řešení příčného vypružení pružinami flexicoil na lokomotivě Škoda 109E [8]

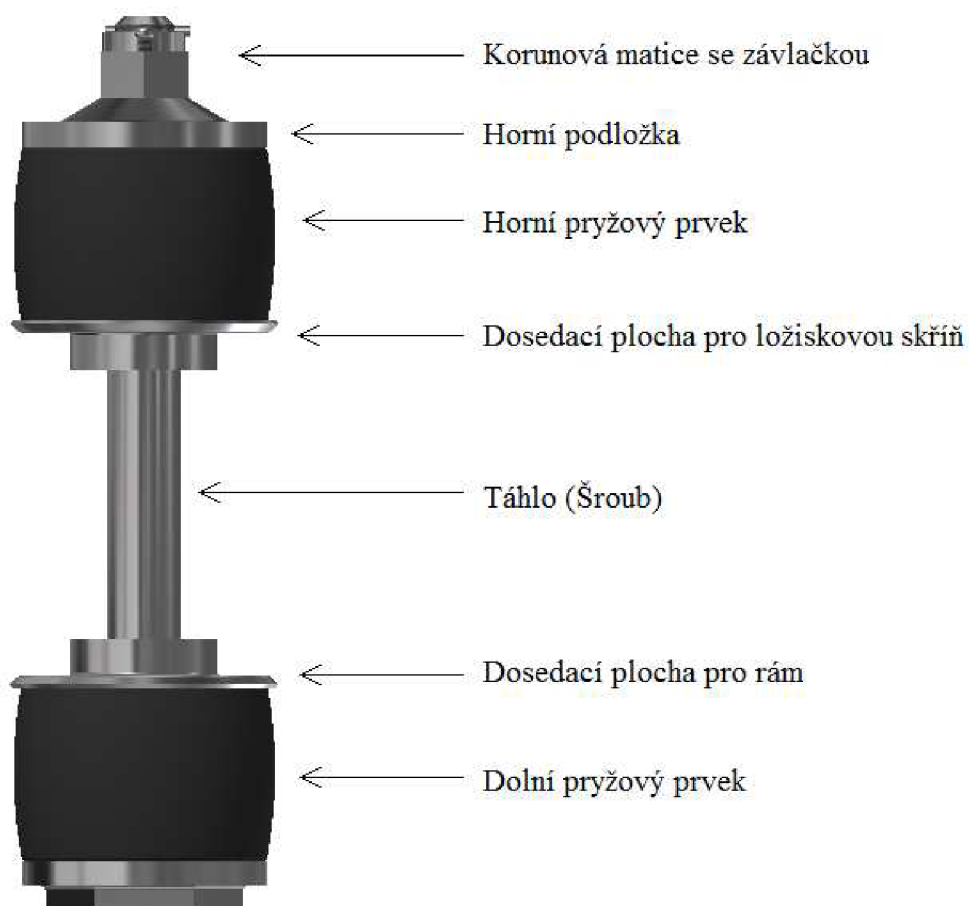
Použití kombinace ocelových pružin a závěsek je běžné u starších podvozků kolébkové koncepce. Tyto konstrukce však mají mezi závěsky a pružiny přidán další prvek, tzv. kolébkku. Atraktivnější je provedení používané u nákladních vozů. Jedná se o pojezd UIC pro nákladní vozy. Řešení využívá závěsek, které jsou přímo spojeny s listovými pružinami primárního vypružení.



Obr. 30 Standardizovaný pojezd pro nákladní vozy [35]

Pro první stupeň vypružení je tedy vhodné vycházet z pojezdu pro nákladní vozy, nicméně použití listových pružin, ačkoliv možné, je nevhodné pro jejich délku. Předpokládá se proto nahrazení funkce svislého vypružení listových pružin pryžovými prvky. Tento přístup již byl úspěšně použit na lokomotivách z produkce ČKD, například u řady 751 [18]. Toto řešení je obzvláště vhodné pro zvolené umístění podélníku pod nápravou, jelikož podélník bude přímo zavěšen pod ložiskovou skříň. Druhou užitečnou vlastností je možnost snadné kompenzace sjetí kol. Pro tlumení příčných pohybů se předpokládá použití hydraulických tlumičů

umístěných mezi ložiskovými skříněmi a vozovou skříní. Zvolené řešení je tedy principiálně šroub, který drží rám a ložiskovou skřín pohromadě, přes pryžové prvky.



Obr. 31 Závěska řešící primární stupeň vypružení

4.2.1 VÝPOČET ROZMĚRŮ ZÁVĚSEK

Pro konstrukci závěsek je nutné určit jejich rozměry, a to především rozměry pryžových pružných členů a délky táhel závěsek. Pro pryžové válce se vychází z nestlačitelnosti pryže. Pokud je volná výška h , okamžité stlačení x a plocha řezu S , tak platí $(h - x)S = V$, kde objem

V je konstantní. Pro modul pružnosti platí $E = \frac{Fh}{Sx}$, kde F je zátěžná síla. Z uvedených rovnic

je možné vyjádřit sílu v závislosti na zbývajících parametrech, tedy $F = \frac{EVx}{h(h - x)}$. Derivací je

tuhost, tedy $k = \frac{EV}{h} \cdot \frac{h - 2x}{(h - x)^2}$, výška v zatíženém stavu pak $x = \frac{Fh^2}{EV + Fh}$.

Běžně vyráběné součásti nemají vhodné rozměry pro uvažované použití, zejména mají nedostatečný průměr vnitřního otvoru. Vlastnosti reálných komponent dle katalogu [10] však byly použity pro ověření funkčnosti modelu a určení modulu pružnosti pryže.

Tab. 7 Srovnání katalogových a modelových hodnot pryžového prvku

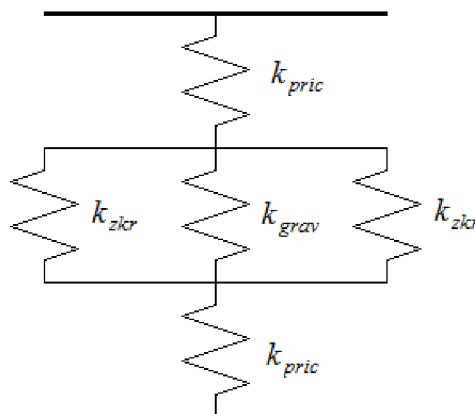
Parametr	Hodnota
Typ pružiny	WZ 8010 100 100
Výška	100 mm
Vnější průměr	100 mm
Průměr otvoru	21 mm
Stlačení při síle 22,4 kN dle katalogu	10 %
Stlačení při síle 22,4 kN dle výpočtu	9,95 %
Stlačení při síle 89,3 kN dle katalogu	30 %
Stlačení při síle 89,3 kN dle výpočtu	30,58 %

Druhým krokem bylo nalezení vhodných rozměrů pro použití v podvozku. Rozměry byly určeny iteračně, kde byly voleny rozměry a sledována tuhost při nominálním zatížení a maximální deformace. Iterace byly prováděny dokud nebylo dosaženo přijatelných hodnot. Rozměry, tuhost (pro prázdný vůz) a maximální deformace (při maximální zátěži) jsou uvedeny v tabulce.

Tab. 8 Parametry pryžových prvků primárního vypružení

Proměnná	Význam	hodnota
D	vnější průměr válce	100 mm
d	průměr otvoru válce	75 mm
h	volná výška válce	90 mm
E	modul pružnosti	27 MPa
k	tuhost (prázdný vůz)	2 063 N/mm
$h - x$	výška v zatíženém stavu	74 mm
x/h	maximální deformace (160 kN na nápravu)	30 %

Ideální délka táhla závěsky musí být zvolena tak, aby bylo dosaženo, alespoň přibližně, požadované tuhosti v příčném směru, celkem 400 N/mm, tedy $k_z = 100$ N/mm pro každou závěsku. Závěsku lze považovat za systém pružin, dle obr. 32.



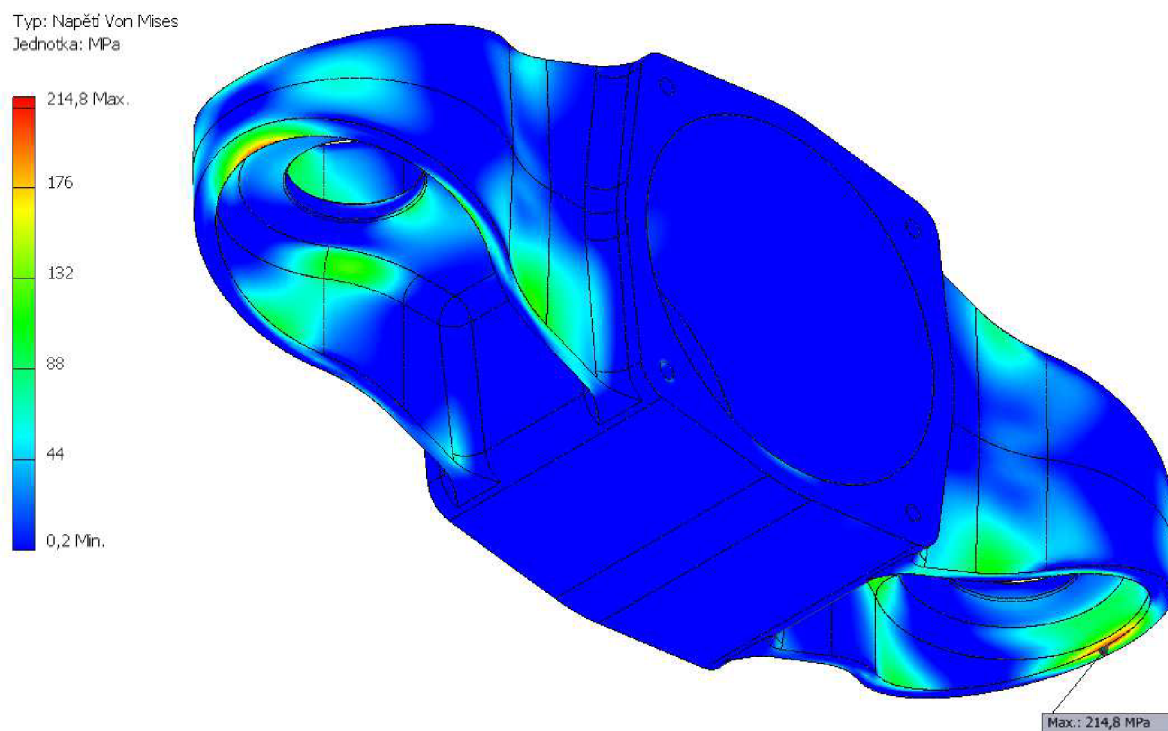
Obr. 32 Systém pružin

Příčná tuhost pryžových válců je určena ze svislé tuhosti, $k_{pric} = k \frac{G}{E}$, kde G je modul pružnosti ve smyku, přičemž pro nestlačitelný materiál jako je pryž (Poissonovo číslo blízké 0,5) je $\frac{G}{E} = \frac{1}{3}$. Tuhost při zkroucení pryže je určena z kvadratického momentu průřezu, platí $k_{zkr}^* = k \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64}$, pro posunutí je přepočteno $k_{zkr} = \frac{k_{zkr}^*}{l^2}$, kde l je délka závěsky. Tuhost

způsobená vlastní tíhou vozu (využit princip kyvadla), je $k_{grav} = \frac{F_g}{l}$, kde F_g je tíha vozu, zde prázdného jelikož u prázdného vozu je největší riziko nestability chodu. Pro systém pružin platí $\frac{1}{k_z} = \frac{1}{2k_{zkr} + k_g} + \frac{2}{k_{pric}}$. Dosazením do této rovnice a následným vyřešením je zjištěna optimální délka závěsky, $l = 254$ mm. Skutečná délka závěsky je zvolena 277 až 297 mm, mění se v závislosti na sjetí kol. Vyšší hodnota byla použita v zájmu snížení vlastní frekvence příčných kmitů.

4.2.2 PEVNOSTNÍ KONTROLA LOŽISKOVÉ SKŘÍNĚ

Pevnost ložiskové skříně byla zkontrolována pomocí metody konečných prvků. Zatížena byla tíhou vozu (80 kN), podélnými a příčnými silami (po 15 kN).



Obr. 33 Výsledek výpočtu MKP pro ložiskovou skříň

Maximální zjištěné napětí je 215 MPa. Vhodným materiálem na ložiskovou skříň je například EN-GJS-800-2, s mezí kluzu 480 MPa. Součinitel bezpečnosti (proti mezi kluzu) je pak 2,2.

4.2.3 PEVNOST TÁHLA ZÁVĚSKY

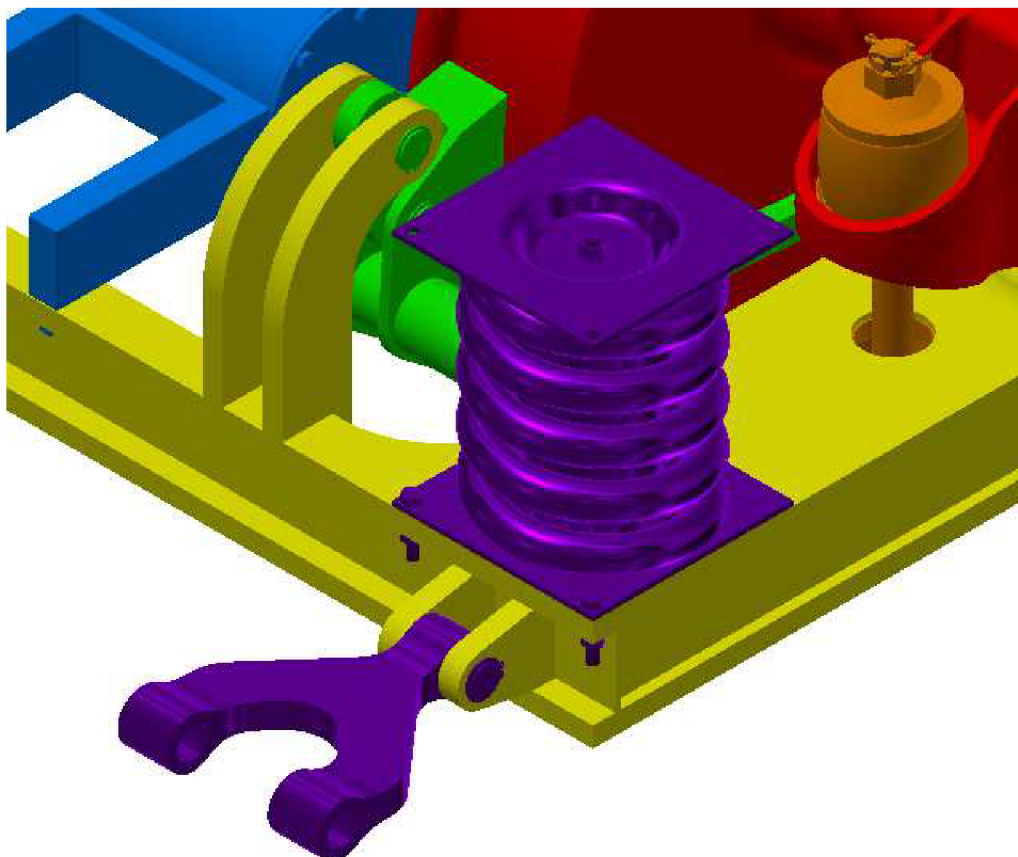
Táhlo závěsky je v principu šroub, kde proměnná vzdálenost matice od hlavy šroubu slouží ke kompenzaci sjetí kol. Matice je korunová a zajištěná závlačkou. Pevnostní kontrola byla provedena analyticky pro válcový dřík šroubu, namáhaný kombinací tahu a ohybu. Zatížení odpovídalo boční síle 7,5 kN a svislé síle 40 kN (tzn. 30 kN a 160 kN na celou nápravu).

Tuhosti závěsky a jejich částí byly určeny pomocí rovnic ve výpočtu jejich rozměrů, pro dané zatížení a rozměry. Z tuhosti při zkroucení pryže a natočení závěsky (rozdíl posunutí celkového a v pryži, podělený délkou závěsky) byl určen ohybový moment. Zátěž tahem odpovídá svislé síle. Výpočet napětí v závěsce je považován za triviální a není zde proto celý uveden.

Vypočítané napětí je 198,3 MPa. Velký podíl na zatížení má ohybové napětí (142 MPa), které je proměnné. Vhodným materiálem je např. ocel 34CrNiMo6, pro průměr dříku 30 mm je dle materiálového listu [6] mez kluzu 900 MPa a mez pevnosti 1100 až 1300 MPa. Uvažujeme-li mez únavy 0,504 meze pevnosti (600 MPa), pak součinitel bezpečnosti je přibližně 3,0.

4.3 SEKUNDÁRNÍ VEDENÍ A VYPRUŽENÍ

Rám podvozku bude umístěn pod skříň vozu, proto je možné použití ocelových tlačných pružin, doplněných svislými tlumiči. Přenos podélných a příčných sil bude zajištěn táhly, připevněnými do protějších rohů rámu. Tlumiče svislých pohybů jsou umístěny do prostoru uvnitř pružin.



Obr. 34 Pohled na sekundární vedení a vypružení, díly zobrazeny fialovou barvou.

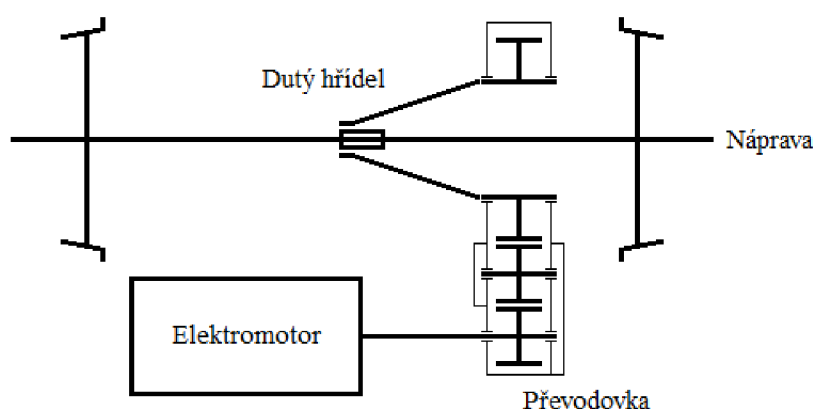
Dle výpočtu potřebné tuhosti z kapitoly Svislé vypružení je potřeba tuhost sekundárního vypružení připadajícího na čtvrtinu vozu 1050 N/mm, tedy 525 N/mm u každé pružiny (celkem 4 kusy na podvozek). V zájmu minimalizace nákladů je zvolena standardizovaná pružina dle UIC 517 [4]. Jedná se o vinutou pružinu, z drátu průměru 31 mm, středním průměrem vinutí 163 mm a tuhostí 508 N/mm. Pružina je určena pro nákladní vozy s hmotností až 22,5 t na nápravu, svými rozměry a tuhostí však vyhovuje potřebě konstruovaného podvozku. Použití standardizované pružiny zaručuje nízké náklady a vysokou spolehlivost.

4.4 POHON

Je předpokládán elektrický pohon dvojkolí a zároveň je vhodné ponechat minimální hmotu dvojkolí. Hmotu motoru má být pro minimalizaci ryvu při přejezdu nerovností spojena

s podvozkem. Uvedené předpoklady znamenají, že použití tlapového uložení elektromotoru, pevně spojeného s nápravou přes ložiska, nebo nalisování elektromotoru na nápravu jsou zcela nevhodná řešení. Reálné jsou dvě možnosti. První je použití elektromotoru s dutým rotorem s přímým pohonem dvojkolí přes dutou hřídel. Z důvodu nedostatku vhodného elektromotoru na trhu a nutnosti aby zasahoval do interiéru, toto řešení nebylo použito.

Druhou možností je pak motor umístěný vedle nápravy s čelní převodovkou. Toto řešení umožňuje použít sériově vyráběné typy trakčních elektromotorů, nebo odvozený typ s upravenými přípojovacími rozměry. Vzhledem k zájmu minimalizace hmoty nápravy se předpokládá převodovka obepínající nápravu a dutý kloubový hřídel mezi převodovkou a nápravou, na obou koncích připojený pomocí ojnicek. Třetí kolo bylo do převodovky vloženo z důvodu zajištění dostatečné osové vzdálenosti mezi motorem a nápravou. Dutý kloubový hřídel je pro maximalizaci vůlí mezi součástmi podvozku kuželového tvaru.



Obr. 35 Schéma řešení pohonu

4.4.1 VÝPOČET PŘEVODOVKY, OZUBENÍ

Na základě požadované rychlosti a vlastností motoru je potřeba provést výpočet, s cílem určit potřebný převodový poměr a kontrolní výpočet ozubení. Pro pohon byl zvolen trakční elektromotor MLU 2945 K/4-VA, z katalogu Škoda Electric [16]. Jedná se o asynchronní, kapalinou chlazený trakční elektromotor. Parametry elektromotoru jsou uvedeny v tabulce, přičemž některé z hodnot jsou odečteny z grafu v katalogu a nemusí být zcela přesné. Předpokládá se provedení konstrukčních úprav mechanických částí elektromotoru s cílem přizpůsobení přípojovacích rozměrů podvozku. Zásahy do elektrické části motoru se nepředpokládají.

Tab. 9 Parametry elektromotoru [16]

Parametr	Hodnota
Typ	MLU 2945 K/4-VA
Jmenovitý výkon	100 kW

Maximální výkon	190 kW
Točivý moment	1050 Nm
Maximální otáčky	4800 min ⁻¹
Hmotnost	385 kg

Pro návrh převodovky lze vycházet ze dvou možných předpokladů. První možností je dosažení konstrukční rychlosti 120 kmh⁻¹, a výpočet založit na rychlostech otáčení. Druhou možností je dosažení zrychlení 1 ms⁻¹, srovnatelného s moderními elektrickými jednotkami, a při výpočtu vycházet z točivého momentu motoru a síly na kolech. Výpočet převodového poměru ze známé obvodové rychlosti, nebo obvodové síly na kolech je považován za všeobecně známý, nebude zde proto uváděn.

Vzhledem k možnosti dosáhnout zrychlení 1 ms⁻¹ při vyšší rychlosti než 120 kmh⁻¹ byla zvolena konstrukční rychlost 140 kmh⁻¹ a odpovídající převodový poměr. Parametry převodovky jsou uvedeny v tabulce, přičemž maximální rychlost je uváděna pro nejmenší průměr kol (sjeté) a tažná síla pro maximální průměr kol (nová kola).

Tab. 10 Parametry převodovky

Převod	120 kmh ⁻¹	1 ms ⁻¹	140 kmh ⁻¹
Převodový poměr [-]	4,98	4,00	4,21
Maximální rychlost [kmh ⁻¹]	120	149	141
Maximální tažná síla [kN]	14,9	12,0	12,6

Pro zvolený převodový poměr byl proveden kontrolní výpočet ozubení v softwaru Autodesk Inventor, dosažené hodnoty bezpečností a další parametry ozubeného soukolí jsou uvedeny v tabulce. Pevnostně soukolí vyhovuje, ačkoliv bezpečnost v dotyku je relativně nízká. Jelikož se nepředpokládá běžné využívání maximálního momentu motoru tak je dosažená hodnota považována za dostatečnou. Přesto je doporučeno převodovku vybavit diagnostikou pro detekci poškození boků zubů.

Tab. 11 Parametry ozubeného soukolí

Parametr	Hodnota
Počet zubů, malé kolo	14
Počet zubů, vložené kolo	17
Počet zubů, velké kolo	59

Modul, normální	6
Úhel sklonu zubů	10°
Šířka ozubení	110 mm
Materiál kol	14NiCr18
Chemicko-tepelné zpracování	Cementováno, Kaleno
Bezpečnost v dotyku	1,175
Bezpečnost v ohybu	4,785

4.4.2 VÝPOČET PŘEVODOVKY, LOŽISKA

Při výpočtech převodovky proběhla i kontrola užitých ložisek. Silové zatížení ložisek odpovídá maximálnímu momentu motoru na hnaném ozubeném kole. Typy ložisek jsou brány z elektronického katalogu ZKL [24], který obsahuje i nástroj pro výpočet životnosti ložiska. Parametry ložisek jsou uvedeny v tabulce. Životnost ložisek je uvažována základní a přepočtená na ujetou vzdálenost.

Tab. 12 Ložiska převodovky, F_a - axiální síla, F_r - radiální síla

Kolo	Ložisko	F_r [kN]	F_a [kN]	Životnost [10^6 ot.]	Životnost [tis. km]
14 z	33211	15,7	4,4	2020	994
17 z	33208	24,8	0	162	96,8
59 z	61852	15,7	4,4	293	608

Z hlediska spolehlivosti jsou nejrizikovější ložiska vloženého ozubeného kola. Vzhledem k malé osové vzdálenosti mezi vloženým a hnacím kolem zde není možné použít větší ložiska. Opět však platí, že nebude běžně využíváno maximálního momentu motoru, obzvláště po dosažení cestovní rychlosti budou ložiska téměř nezátížená. Jak již bylo řečeno u výpočtu ozubení, je doporučeno vybavit převodovku diagnostikou, aby byly i defekty ložisek detekovány před jejich destrukcí.

4.5 BRZDA

Brzda představuje důležitou součást pro zastavení a zajištění vozidla a pochopitelně je proto důležitá pro bezpečnost provozu. Jelikož je použit elektrický pohon, tak je možné elektromotor použít jako elektrodynamickou brzdu s rekuperací, nebo mařením energie do brzdových odporů. Tento způsob brzdění nezpůsobuje opotřebení součástí a je energeticky výhodný, proto představuje hlavní způsob zpomalování vozu v běžném provozu.

Elektrodynamická brzda však neumožňuje zastavení a zajištění vozu, také nemá dostatečný výkon pro nouzové brzdění, proto je potřeba použít další brzdu.

První možností je použití kotoučové brzdy. Kotoučová brzda se již v běžném provozu používá, má však i své nedostatky. Tento typ brzdy vyžaduje brzdové kotouče, a jejich umístění představuje značný konstrukční problém. Umístění kotoučů přímo na nápravě je nevýhodné, jelikož zvyšuje její hmotnost, při použití zatěžuje vypružení a hlavně je problém proměnná vzájemná poloha brzdíče a rejdovné nápravy. Druhou možností je umístit brzdový kotouč, nebo kotouče na některou část pohonu. Toto řešení je opět nevýhodné, jelikož způsobuje neakceptovatelnou zátěž těchto součástí. Pro zajištění přiměřené bezpečnosti při nouzovém brzdění by musely být tyto součásti velmi robustní.

Pro nedostatky kotoučové brzy byla pro použití v podvozku zvolena brzda špalíková. Jedná se o osvědčené technické řešení, které je nenáročné na konstrukci i údržbu. Jistým neduhem tohoto typu brzdy je hlučnost při použití, nicméně v běžném provozu bude brzda použita pouze na dobrzdění do stanice, po dobu v řádu jednotek sekund, je proto zcela akceptovatelná.



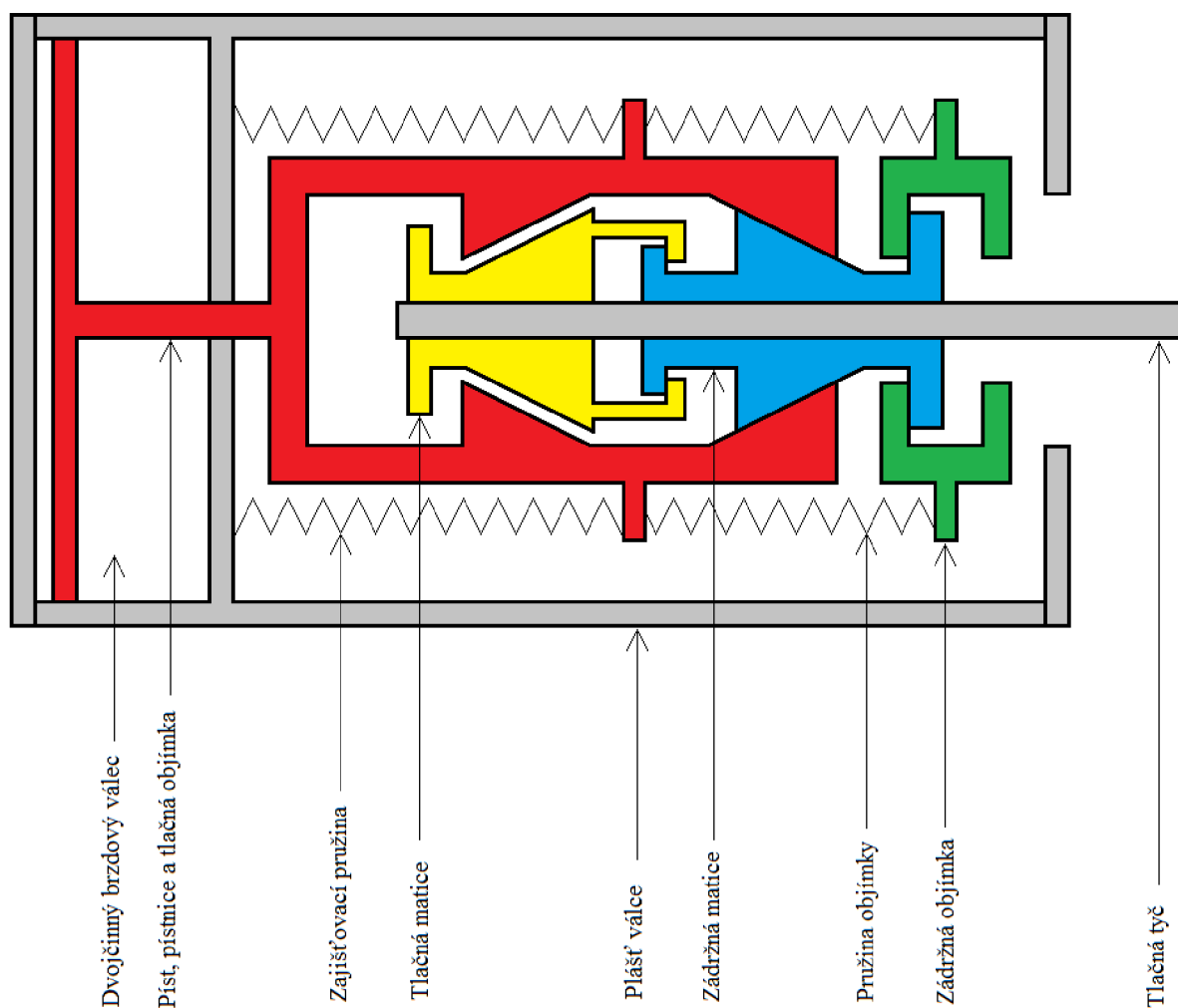
Obr. 36 Mechanismus špalíkové brzdy

4.5.1 BRZDOVÝ VÁLEC

Brzdový válec slouží v první řadě k vytvoření brzdící síly. Běžná konstrukce využívá tlaku plynu k zabrzdění a pružinu k odbrzdění [23]. Tlak je do válce dodáván ze vzduchojemu po snížení tlaku v hlavním potrubí. Uvedená konstrukce je jednoduchá, ve své funkci však omezená.

Je předpokládáno použití brzdového válce, který v sobě integruje nejen funkci samočinné tlakové brzdy, ale také funkci zajišťovací brzdy a stavěče odlehlosti zdrží. Základem je dvojčinný brzdový válec, který umožňuje vyvíjet sílu na pístnici v obou směrech. Tento válec je doplněn stavěčem odlehlosti zdrží a pružinou, která způsobí zabrzdění vozidla při ztrátě tlaku v obou komorách válce. Možné řešení uvedeného integrovaného válce je schematicky na obr 37.

Dvojčinný válec má dvě komory, přivedení tlaku do levé komory vede k zabrzdění, přivedení tlaku do pravé komory vede k odbrzdění, přičemž zajišťovací pružina slouží k vytvoření brzdného účinku a zajištění vozidla při vypuštění obou komor. Stavěč odlehlosti zdrží, integrovaný do brzdového válce, se skládá z tlačné objímky, zádržné objímky, pružiny a dvou čtyřdílných matic, přičemž plášť válce omezuje pohyb zádržné objímky. Funkce stavěče zdrží je totožná jako u stavěčů typu SZ [23], konstrukce je však upravena tak, aby stavěč fungoval v tlaku a nikoliv tahu.

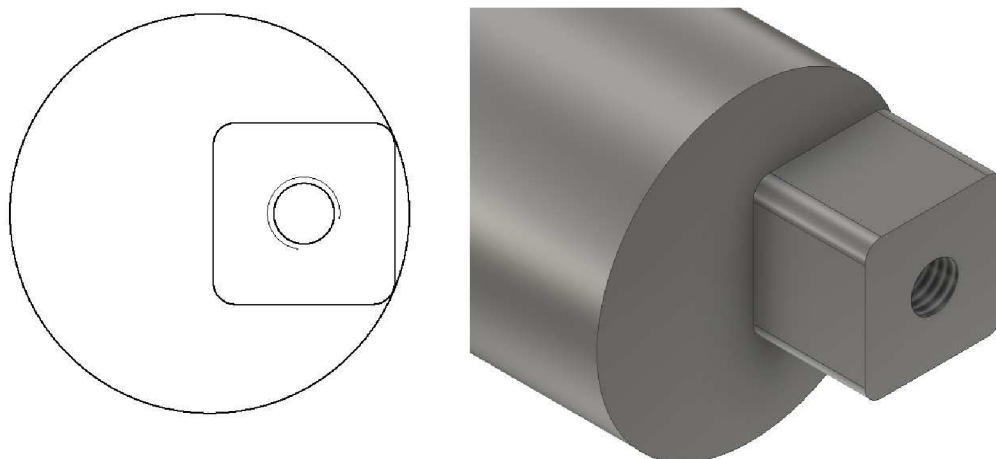


Obr. 37 Brzdový válec s integrovaným stavěčem odlehlosti zdrží, schéma

4.5.2 PÁKOVÍ BRZDY

Pákové brzdy slouží k přenosu síly z brzdového válce na brzdové zdrže. Zároveň způsobuje zvýšení brzdné síly mechanickým převodem. Skládá se z úhlové páky, svislého táhla, rozpory a podélných táhel.

Klíčovou součástí je rozpora, která je válcem prostřednictvím úhlové páky a svislého táhla otáčena. Otáčením rozpory jsou přitahovány přes podélná táhla protilehlé brzdové zdrže. Rozpora je zároveň, spolu se zbývajícími zdržemi, přitahována ke kolům. Je zajištěno oboustranné brzdění kol. Způsob připevnění táhel ke zdržím (na opačné straně než je rozpora) zároveň umožňuje jejich zkrácení po opotřebení kol (Obr. 38).



Obr. 38 Excentrické upevnění podélných táhel na čepu zdrže.

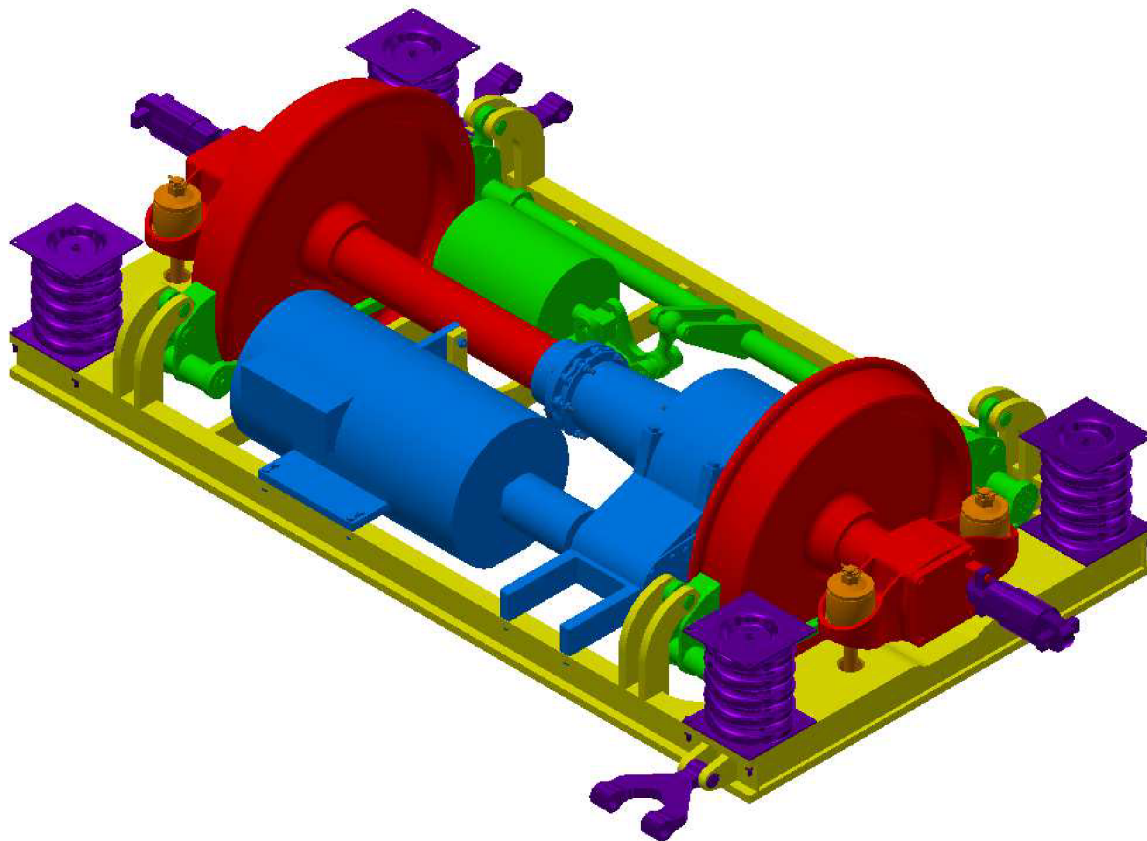
4.5.3 PARAMETRY BRZDY

Brzda využívá tlaku stlačeného vzduchu a pružiny zajišťovací brzdy k vytvoření brzdného účinku. Velikost brzdného účinku je dána především plochou válce, pracovním tlakem a předpětím pružiny. Předpětí pružiny musí být dostatečně nízké, aby bylo překonatelné tlakem vzduchu ve druhé komoře válce pro odbrzdění. Běžně se používá tlak v hlavním potrubí do 5 bar, přičemž tlak ve válcích dosahuje $p_1 = 3,5$ bar. Obdobné tlaky lze použít i pro odbrzdění, úplné odbrzdění bude pro potřebu tohoto výpočtu uvažováno při tlaku $p_2 = 2,5$ bar ve druhé

komoře. Pro maximální sílu vyvinutou válcem pak platí $F_v = (p_1 + p_2) \pi \frac{d^2}{4} \approx 29,5$ kN, kde

přůměr válce je uvažován $d = 250$ mm. Pákové brzdy způsobuje zvýšení síly na brzdových špalících ve srovnání se silou válce. Velikost tohoto převodu je dána geometrií pákové a je hodnoty $i = 4,0$. Brzdná síla na obvodu kol v tomto případě dosahuje velikosti $F_b = i F_v f \approx 20,2$ kN, přičemž součinitel tření je uvažován $f = 0,17$ [9]. Zpomalení dosažené pomocí brzd při maximální hmotnosti na nápravu je $1,68$ ms⁻², přičemž celkové zpomalení může být dále zvýšeno elektromotorem. Pro brzdový válec se předpokládá nákup u vhodného dodavatele, což ovlivní konečné parametry brzd.

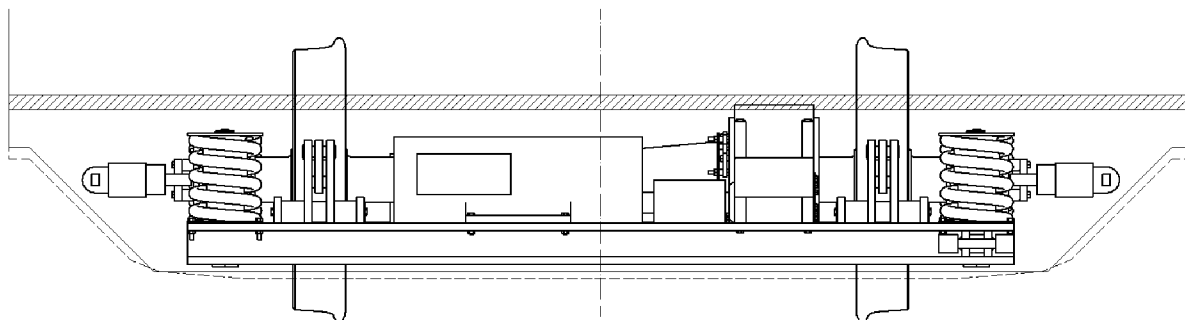
4.6 CELKOVÉ ŘEŠENÍ A ZÁSTAVBA



Obr. 39 Celkový pohled na podvozek. Rám žlutou, pohon modře, brzdy zeleně, závěsky oranžově, sekundární vedení a vypružení a příčné tlumiče fialově a náprava včetně ložiskových skříní červeně.

Celkové řešení podvozku je vidět na obrázku, přičemž pro přehlednost jsou vybrané celky barevně odlišeny. Geometrie dílů, kde se předpokládá nákup u dodavatelů, je zjednodušena. Požadavky na zástavbu jsou patrné z obr 40, kde je znázorněn vlastní podvozek, podlaha vozu a průjezdný průřez. Podvozek při tloušťce podlahy do 40 mm zasahuje do skříně pouze koly a převodovkou, je tedy dosaženo možnosti 100% nízkopodlažnosti vozu. Větší tloušťka podlahy je přípustná pouze mimo podvozek, nebo při mírném zvýšení podlahy v okolí podvozku (řádově jde očekávat desítky mm, bez schodů).

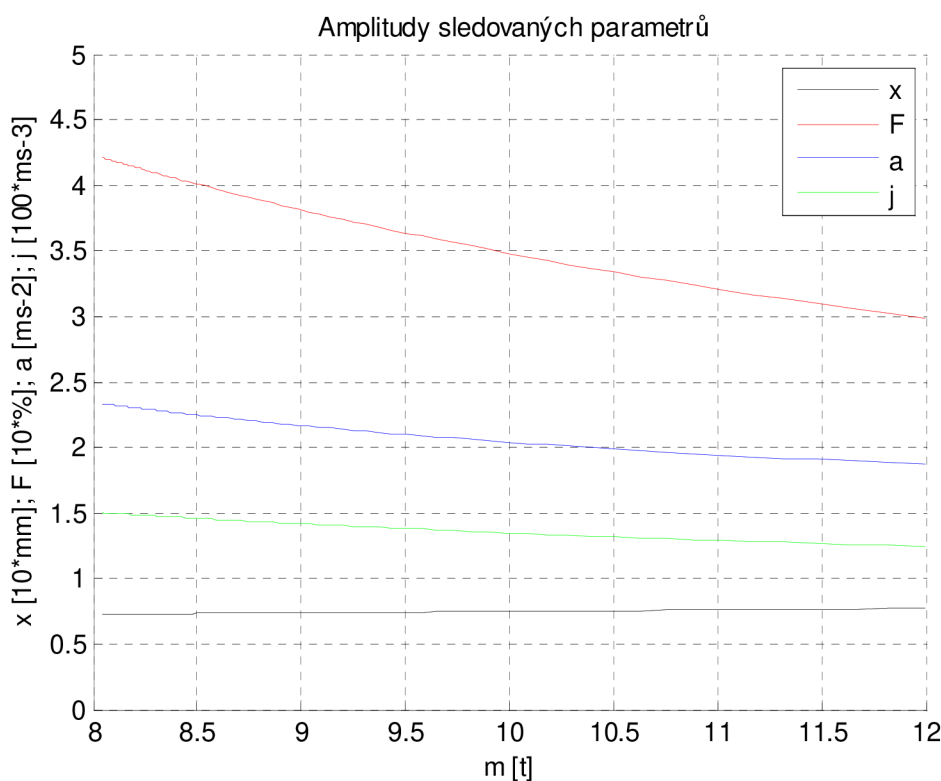
Z hlediska průjezdného průřezu trati podvozek umožňuje splnit kinematický profil dle UIC 505-1 [3]. Zároveň dovoluje i splnění obrysu pro lokomotivy, tendry a motorové vozy dle starší ČSN 28 0329. Z hlediska průjezdného průřezu je tedy podvozek zcela vyhovující.



Obr. 40 Pohled na podvozek v podélném směru. Šrafovou poloha podlahy, plnou čarou obrys dle ČSN a čárkovanou dle UIC.

5 OVĚŘENÍ VLASTNOSTÍ PODVOZKU

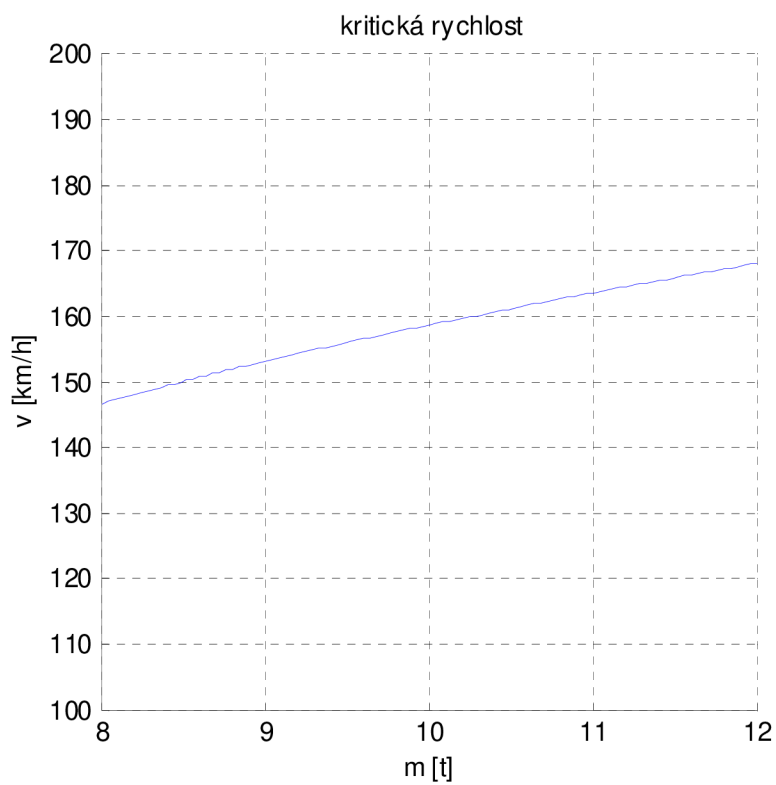
Návrhový výpočet vlastností vozu byl proveden pro návrhové hmotnosti nápravy a podvozku. Skutečné hmoty zjištěné při konstrukci se liší, proto je pro ověření vlastností výpočet zopakován. Výpočet je navíc proveden pro různé zátěžné stavy vozu. Velikost tuhostí je dána skutečným konstrukčním řešením. Pryžové pružné členy mají progresivní charakteristiku, pro zjednodušení výpočtu se předpokládá lineární chování v okolí zátěžného bodu (tzn. tuhost konstantní, velikost tuhosti dle zatížení). Tlumení pryžových členů bylo zanedbáno, v zájmu zjednodušení výpočtu, velikost tlumení tlumičů byla optimalizována pro reálné hmoty. Skutečná hmotnost nápravy je 563 kg (na obr. 39 červenou barvou). Náprava zahrnuje ale i část hmot závěsek, duté hřídele a tlumičů, hmotnost nápravy pro čtvrtinový model je proto $m_n = 300$ kg. Celková hmotnost sestavy podvozku je 1800 kg, pro čtvrtinový model je tedy hmota $m_p = 600$ kg. Velikost tlumení tlumičů sekundárního vypružení byla upravena na hodnotu 2×20 kNsm⁻¹ (2 tlumiče po 20 kNsm⁻¹), aby bylo dosaženo nižší amplitudy zrychlení.



Obr. 41 Svislé vypružení, při proměnné hmotnosti vozu a harmonickém buzení

Stejně jako u svislého vypružení i pro stabilitu chodu byl výpočet zopakován pro skutečné hodnoty hmot a tuhostí, s optimalizací tlumičů příčných pohybů. Hmotnost půl nápravy je uvedena v předchozím odstavci. Moment setrvačnosti nápravy je náprava 334 kg·m². Opět je potřeba zahrnout část hmoty tlumičů a závěsek, pro výpočet stability chodu je proto $I = 360$ kg·m². Stabilita byla ověřena shodným způsobem jako v kapitole stabilita chodu, pro reálné tlumiče (poddajné uložení tlumiče, užitý dva příčné tlumiče) a parametry tlumení 2×30 kNsm⁻¹, s tuhostí upevnění 2×1500 kNm⁻¹. Konicita použita $\text{tg} \gamma = 0,5$ (předpoklad

špatného stavu, běžná hodnota je 0,2). Kritická rychlost je vyšší než konstrukční rychlost, podvozek je tedy při rychlosti 140 kmh^{-1} stabilní.



Obr. 42 Stabilita chodu, pro různá zatížení nápravy

ZÁVĚR

První část práce se zabývá svislým vypružením. Vlastnosti svislého vypružení jsou zjišťovány pomocí čtvrtinového modelu, buzeného harmonicky a rázem, přičemž parametry modelu byly optimalizovány s cílem zajistit vysoký komfort a bezpečnost cestujících. Velikost buzení odpovídá limitním parametrům infrastruktury, dosažené maximální svislé zrychlení skříně splňuje limit daný vyhláškou UIC 518-2.

Druhá část práce se týká stability chodu, do menší míry pak průjezdem oblouky. Byly hledány parametry vypružení vozu pro příčné pohyby skříně a vrtivé pohyby nápravy. Bylo nalezeno řešení, které umožňuje i při konzervativní volbě parametrů trati stabilní chod při rychlosti vyšší než 140 kmh^{-1} . Rychlost 140 kmh^{-1} je zároveň konstrukční rychlostí vozu.

Vybrané součásti vozu byly podrobeny pevnostním kontrolám. Jednalo se především o použití metody konečných prvků u tvarově složitých součástí a analytických metod u součástí jednodušších. Tímto způsobem byla úspěšně provedena kontrola vybraných součástí. Podvozek je vyhovující pro navrhované zatížení až 12 t na nápravu. Kontrolní výpočet byl proveden i pro ozubení a ložiska převodovky, přenášející výkon z motoru na nápravu.

Navržené řešení podvozku pro dvounápravový motorový vůz tedy splňuje požadavky na něj kladené, cíle práce tedy byly naplněny. Řešení je jedinečné v tom, že dovoluje konstruovat motorový vůz jako nízkopodlažní v celé délce, přičemž pouze kola a převodovka musí zasahovat do skříně vozu a je tedy vhodné aby bylo řešení interiéru vozu tomuto faktu přizpůsobeno, například umístěním sedadel nad podběhy kol.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] 1299/2014/EU. *O technických specifikacích pro interoperabilitu subsystému infrastruktura železničního systému v Evropské unii*. Brusel: Evropská Komise, 18. 11. 2014.
- [2] 1300/2014/EU. *O technických specifikacích pro interoperabilitu týkajících se přístupnosti železničního systému Unie pro osoby se zdravotním postižením a osoby s omezenou schopností pohybu a orientace*. Brusel: Evropská Komise, 18. 11. 2014.
- [3] UIC 505-1. *Railway transport stock: Rolling stock construction gauge*. Paříž: Union Internationale des Chemins de fer, 5. 2006
- [4] UIC 517. *Güterwagen - Teile der Federaufhängung - Normung*. Paříž: Union Internationale des Chemins de fer, 5. 2006
- [5] UIC 518-2. *Testing and approval of railway vehicles from the point of view of their dynamic behaviour - Safety - Track fatigue - Ride quality*. Paříž: Union Internationale des Chemins de fer, 10. 2005
- [6] BOHDAN BOLZANO, *Přehled vlastností oceli 34CrNiMo6*. [online]. Kladno: Bohdan Bolzano s. r. o. [cit. 2018-04-15] Dostupné z: www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP_%20Tycova_ocel/EN_10083/MOP_34CrNiMo6.pdf
- [7] BOHDAN BOLZANO, *Přehled vlastností oceli S355J2*. [online]. Kladno: Bohdan Bolzano s. r. o. [cit. 2018-04-15] Dostupné z: www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP_%20Tycova_ocel/EN_10025/MOP-%20Prehled%20vlastnosti_S355J2.pdf
- [8] DANIELKA, M. *Škoda představila lokomotivy řady 102 pro DB Regio*. Praha: Spolek ŽelPage. [cit. 2018-04-28]. Dostupný z: www.zelpage.cz/zpravy/9634?oddil=2
- [9] DIÁK, M. *Brzdy vozidel pro vysoké rychlosti*. Pardubice: Univerzita Pardubice, Doprvní fakulta Jana Pernera, 2008. 79 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Tomáš Oppolzer, Ph.D.
- [10] DME. *Die Springs*. [online]. Cincinnati, Ohio: Millacron LLC. [cit. 2018-02-25] Dostupné z: www.dmeeu.com/files/catalogues/en/A5.pdf
- [11] FERONA. *Sortiment Ferony*. [online]. Praha: Feron, a.s. [cit. 2018-01-30] Dostupné z: www.ferona.cz/cze/sortiment/sortiment.php
- [12] SHIGLEY, J. E., C. R. MISCHKE a R. G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTIUM, 2010. Edice Překlady vysokoškolských učebnic, svazek 3. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [13] SKF. *Bearing designs: Tapered roller bearing units*. [online]. Gothenburg: Svenska Kullagerfabriken AB. [cit. 2018-03-1] Dostupné z: www.skf.com/binary/31-62740/RTB-1-04b-Bearing-designs---TBU.pdf
- [14] SKF. *Hřídelová těsnění*. [online]. Gothenburg: Svenska Kullagerfabriken AB. [cit. 2018-03-19] Dostupné z: www.skf.com/binary/151-129139/10919_CZ_lowres.pdf

- [15] SVOBODA, P., J. BRANDEJS a F. PROKEŠ. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Vydání čtvrté. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-80-7204-751-2
- [16] ŠKODA ELECTRIC. *Product catalog 2012: Traction Motors*. [online]. Plzeň: Škoda Electric a. s. [cit. 2016-07-01] Dostupné z: docplayer.net/33845794-Inspired-by-move-product-catalog-2012-traction-motors.html
- [17] ŠKODA TRANSPORTATION. *Hybridbus Škoda H12*. [online]. Plzeň: Škoda Transportation a. s. [cit. 2018-04-29] Dostupné z: www.skoda.cz/reference/hybridbus/?from=prod
- [18] ŠVESTKA, D. *751, 749, ex 752 | T 478.1*. [cit. 2018-04-28]. Praha: Spolek ŽelPage. Dostupný z: <http://www.atlaslokomotiv.net/loko-751.html>
- [19] TILL, V. *Návrh jednonápravového podvozku osobního vozu pro regionální dopravu*. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2009. 80 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Zdeněk Maruna.
- [20] ZÍTKO, M. *Osobní vozy s podvozky Rybák* [online]. Nové Město nad Metují: Vagony.cz. [cit. 2018-04-28]. Dostupný z: www.vagony.cz/vozidla/rybak/rybak.html.
- [21] ZÍTKO, M. *Podvozek SGP 300 a SF 300* [online]. Nové Město nad Metují: Vagony.cz. [cit. 2018-04-28]. Dostupný z: www.vagony.cz/pojezdy/podvozky.html.
- [22] ZÍTKO, M. *Pojezdy rámových vozidel* [online]. Nové Město nad Metují: Vagony.cz. [cit. 2018-04-28]. Dostupný z: www.vagony.cz/vozidla/rybak/rybak.html.
- [23] ZÍTKO, M. *Stavěč odlehlosti zdrží* [online]. Nové Město nad Metují: Vagony.cz. [cit. 2018-04-28]. Dostupný z: www.vagony.cz/pojezdy/brzda/stavec.html.
- [24] ZKL. *Katalog*. [online]. Brno: ZKL, a. s.. [cit. 2018-03-19] Dostupné z: www.zkl.cz/cs/katalog/loziska
- [25] ZLINSKÝ, Z. *Motorové vozy na našich kolejích: řada 810* [online]. 2007. [cit. 2018-04-28]. Dostupný z: www.vlaky.net/zeleznice/spravy/002160-Motorove-vozy-na-nasich-kolejich-rada-810.
- [26] ZLINSKÝ, Z. *Motorové vozy na našich kolejích: řada 811 ZSSK* [online]. 2008. [cit. 2018-04-28]. Dostupný z: www.vlaky.net/zeleznice/spravy/002793-Motorove-vozy-na-nasich-kolejich-rada-811-ZSSK.
- [27] ZLINSKÝ, Z. *Přípojně vozy na našich kolejích: řady 010 - 016 ČD, 011 ZSSK* [online]. 2008. [cit. 2018-04-28]. Dostupný z: www.vlaky.net/zeleznice/spravy/002328-Pripojne-vozy-na-nasich-kolejich-rady-010-016-CD-011-ZSSK/.
- [28] Äquivalente Konizität. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida): Wikipedia Foundation, last modified on 23. 4. 2018. [cit. 2018-04-29]. Dostupné z: de.wikipedia.org/wiki/Äquivalente_Konizität.

- [29] British Rail Class 139. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida): Wikipedia Foundation, last modified on 23. 1. 2018. [cit. 2018-04-30]. Dostupné z: en.wikipedia.org/wiki/British_Rail_Class_139.
- [30] Flexity. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida): Wikipedia Foundation, last modified on 28. 11. 2017. [cit. 2018-04-30]. Dostupné z: en.wikipedia.org/wiki/Flexity.
- [31] Kingda Ka. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida): Wikipedia Foundation, last modified on 16. 4. 2018. [cit. 2018-04-30]. Dostupné z: en.wikipedia.org/wiki/Kingda_Ka.
- [32] Motorová jednotka 814. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida): Wikipedia Foundation, last modified on 24. 3. 2018. [cit. 2018-04-30]. Dostupné z: cs.wikipedia.org/wiki/Motorová_jednotka_814.
- [33] Motorové vozy 840 a 841. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida): Wikipedia Foundation, last modified on 28. 4. 2018. [cit. 2018-04-30]. Dostupné z: cs.wikipedia.org/wiki/Motorové_vozy_840_a_841.
- [34] Pacer (train). In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida): Wikipedia Foundation, last modified on 23. 1. 2018. [cit. 2018-04-30]. Dostupné z: [en.wikipedia.org/wiki/Pacer_\(train\)](http://en.wikipedia.org/wiki/Pacer_(train)).
- [35] *Studium kolejových vozidel na Dopravní fakultě Jana Pernera* [online]. Praha: Spolek ŽelPage. [cit. 2018-04-28]. Dostupný z: www.zelpage.cz/zpravy/7479?oddil=3.
- [36] Škoda 15T. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida): Wikipedia Foundation, last modified on 25. 4. 2018. [cit. 2018-04-30]. Dostupné z: cs.wikipedia.org/wiki/%C5%A0koda_15T.
- [37] Tatra T3. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida): Wikipedia Foundation, last modified on 17. 12. 2017. [cit. 2018-04-29]. Dostupné z: cs.wikipedia.org/wiki/Tatra_T3.
- [38] VarioLF. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida): Wikipedia Foundation, last modified on 9. 3. 2018. [cit. 2018-04-29]. Dostupné z: cs.wikipedia.org/wiki/VarioLF.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	$[\text{ms}^{-1}]$	Zrychlení
A_0	$[\text{m}]$	Komplexní amplituda buzení
A_1	$[\text{m}]$	Komplexní amplituda pohybu bodu
A_φ	$[\text{m}]$	Komplexní amplituda vrtivého pohybu
A_p	$[\text{m}]$	Komplexní amplituda pohybu podvozku
A_s	$[\text{m}]$	Komplexní amplituda pohybu vozové skříně
A_z	$[\text{m}]$	Komplexní amplituda příčného pohybu
B	$[\text{Nm}^{-1}]$	Člen tlumení zahrnující úhlovou frekvenci
b	$[\text{Nsm}^{-1}]$	Konstanta tlumení
B_1	$[\text{Nm}^{-1}]$	Člen tlumení primárního vypružení, zahrnující úhlovou frekvenci
b_1	$[\text{Nsm}^{-1}]$	Konstanta tlumení primárního vypružení
B_2	$[\text{Nm}^{-1}]$	Člen tlumení sekundárního vypružení, zahrnující úhlovou frekvenci
b_2	$[\text{Nsm}^{-1}]$	Konstanta tlumení sekundárního vypružení
b_φ	$[\text{Nmsrad}^{-1}]$	Tlumení vrtivého pohybu
b_z	$[\text{Nsm}^{-1}]$	Tlumení příčného pohybu
C	$[-]$	Konstanta, vztah mezi A_p a A_s
C_F	$[\text{Nmrad}^{-1}]$	Odezva systému na buzení vrtivým pohybem
C_M	$[\text{Nm}^{-1}]$	Odezva systému na buzení příčným pohybem
c_x	$[\text{N}^{-1}]$	Podélný skluz kol
c_z	$[\text{N}^{-1}]$	Příčný skluz kol
d	$[\text{mm}]$	Průměr
ΔF	$[\text{N}]$	Změna síly
$\Delta\varphi$	$[\text{rad}]$	Změna amplitudy vrtivého pohybu
Δh	$[\text{m}]$	Změna výšky
Δr	$[\text{m}]$	Změna poloměru
Δz	$[\text{m}]$	Změna amplitudy příčného pohybu
δ_k	$[-]$	Relativní chyba tuhosti
E	$[\text{MPa}]$	Modul pružnosti v tlaku
F	$[\text{N}]$	Síla
F	$[-]$	Dynamické snížení svislé síly v kontaktu kola a kolejnice
f	$[\text{Hz}]$	Frekvence
f	$[-]$	Součinitel tření

F_1	[N]	Síla v primárním vypružení
F_2	[N]	Síla v sekundárním vypružení
F_a	[N]	Axiální síla
F_{aE}	[N]	Amplituda síly určená empiricky
F_{aV}	[N]	Amplituda síly určená výpočtem
F_b	[N]	Brzdná síla
F_g	[N]	Tíhová síla
F_r	[N]	Radiální síla
φ	[rad]	Výchylka vrtivého pohybu
$\dot{\varphi}$	[rads ⁻¹]	Úhlová rychlost vrtivého pohybu
$\ddot{\varphi}$	[rads ⁻²]	Úhlové zrychlení vrtivého pohybu
F_{mE}	[N]	Střední hodnota síly určená empiricky
F_{mV}	[N]	Střední hodnota síly určená výpočtem
F_v	[N]	Síla brzdového válce
G	[MPa]	Modul pružnosti ve smyku
h	[m]	Výška, poloha
I	[kgm ²]	Moment setrvačnosti
i	[-]	Převodový poměr
j	[ms ⁻³]	Ryv
K_1	[Nm ⁻¹]	Člen tuhosti primárního vypružení
k_1	[Nm ⁻¹]	Konstanta tuhosti primárního vypružení
K_2	[Nm ⁻¹]	Člen tuhosti sekundárního vypružení
k_2	[Nm ⁻¹]	Konstanta tuhosti sekundárního vypružení
k_c	[Nm ⁻¹]	Celková tuhost vypružení
k_d	[-]	Dynamická přírážka
k_φ	[Nmrad ⁻¹]	Tuhost pro vrtivý pohyb
k_{grav}	[Nm ⁻¹]	Tuhost vzniklá na principu kyvadla
k_{pric}	[Nm ⁻¹]	Tuhost pryžových prvků v příčném směru
k_z	[Nm ⁻¹]	Tuhost vypružení v příčném směru
k_{zkr}	[Nm ⁻¹]	Tuhost způsobená zkroucením pryžových prvků
k_{zkr}^*	[Nmrad ⁻¹]	Tuhost pryžových prvků ve zkroucení
l	[m]	Délka
l	[m]	Rozvor

λ	[m]	Vlnová délka sinusového pohybu
M	[Nm]	Moment
m_n	[kg]	Hmotnost nápravy ve čtvrtinovém modelu
M_p	[Nm ⁻¹]	Člen hmotnosti podvozku, zahrnující úhlovou frekvenci
m_p	[kg]	Hmotnost podvozku ve čtvrtinovém modelu
M_s	[Nm ⁻¹]	Člen hmotnosti skříně, zahrnující úhlovou frekvenci
m_s	[kg]	Hmotnost skříně ve čtvrtinovém modelu
ω	[rads ⁻¹]	Úhlová frekvence
p_1	[Pa]	Tlak vzduchu po zabrzdění
p_2	[Pa]	Tlak vzduchu pro odbrzdění
q	[Nm ⁻¹]	Liniové zatížení
q	[-]	Poměr tuhostí primárního a sekundárního vypružení
r	[m]	Poloměr kol
R	[m]	Poloměr oblouku
$r_{1/2}$	[m]	Polovina vzdálenosti styčných kružnic
s	[m]	Dráha
S	[m ²]	Plocha
s	[m]	Vzdálenost styčných kružnic
s_φ	[-]	Směr vrtivého pohybu
s_z	[-]	Směr příčného pohybu
σ	[MPa]	Napětí
$\text{tg}\gamma$	[-]	Konicita
V	[m ³]	Objem
v	[ms ⁻¹]	Rychlost
W_o	[m ³]	Průřezová charakteristika
x	[m]	Poloha
\dot{x}	[ms ⁻¹]	Rychlost
\ddot{x}	[ms ⁻²]	Zrychlení
x_s	[m]	Výchylka skříně
x_z	[m]	Výchylka nápravy v příčném směru
Z	[-]	Zborcení koleje