

UNIVERZITA PARDUBICE

Dopravní fakulta Jana Pernera

**SIMULAČNÍ OVĚŘOVÁNÍ PŘÍNOSU
INOVATIVNÍCH TECHNOLOGIÍ V POJEZDU
ŽELEZNIČNÍCH VOZIDEL**

Ing. **Tomáš Michálek**, Ph.D.

Habilitační práce

2024

Prohlašuji:

Práci s názvem Simulační ověřování přínosu inovativních technologií v pojezdu železničních vozidel jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon), ve znění pozdějších předpisů, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Beru na vědomí, že v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, a směrnicí Univerzity Pardubice č. 7/2019 Pravidla pro odevzdávání, zveřejňování a formální úpravu závěrečných prací, ve znění pozdějších dodatků, bude práce zveřejněna prostřednictvím Digitální knihovny Univerzity Pardubice.

V České Třebové dne 30. dubna 2024

Tomáš Michálek, v. r.

Poděkování:

Chtěl bych touto cestou poděkovat zejména kolektivu pracovníků Dislokovaného pracoviště DFJP v České Třebové, jmenovitě Stáně Liberové, Martinu Kohoutovi a Aleši Hábovi, za přátelské, tvůrčí a inspirativní prostředí, bez kterého by vznik této práce nebyl vůbec možný. Nelze však opomenout ani pardubické kolegy, především Jakuba Vágnera, Petra Voltra a Jirku Šlapáka, ale rovněž řadu našich šikovných a pracovitých studentů, kteří dávají pedagogickému snažení smysl a nutí člověka posouvat se dál. Jaromíru Zelenkovi a Bohouši Culkovi st. potom patří velký dík nejen za předávání svých zkušeností a rad, ale také za vytrvalost při vyvíjení tlaku na dokončení této habilitační práce. Protože se tato práce týká železnice, především kolejových vozidel, je nutné vzpomenout též kolegy a přátele z průmyslové a provozní praxe, díky kterým člověk může nahlédnout do problematiky i z jiného než akademického úhlu pohledu; zde si proto dovolím (bez nároku na úplnost výčtu) zmínit pana Ing. Jiřího Pohla, Petra Špalka, Zdeňka Červenku, Zdeňka Malkovského, Lukáše Haupta a Michala Bartáka. A zvláštní poděkování samozřejmě patří rodině. Děkuji všem, děkuji za vše...

Simulační ověřování přínosu inovativních technologií v pojezdu železničních vozidel

Anotace:

Tato práce je věnována problematice simulačních výpočtů v dynamice železničních vozidel se zaměřením na hodnocení přínosů inovativních technologií v pojezdu. Textová část práce vychází z dílčích prací, jež byly autorem na dané téma vypracovány v minulosti a které tvoří přílohy práce. Kromě problematiky samotných simulací se zaměřením na programový systém *SJKV* a na validaci modelu je pozornost věnována především optimalizaci jízdních vlastností lokomotiv s využitím tzv. kyvného pohonu a aplikací naklápěcích pryžokovových podložek v sekundárním vypružení, na snižování příčných silových účinků vozidel na kolej aktivními prvky pro natáčení podvozků i dvojkolí a na zlepšování jízdního komfortu semiaktivně řízenými tlumiči sekundárního vypružení. Zvláštní pozornost je věnována systému zpoplatnění železniční dopravní cesty ve vazbě na poškozující účinky jízdy vozidel na kolej.

Klíčová slova: multi-body simulace, validace modelu, kyvný pohon, sekundární vypružení, aktivní natáčení podvozků, aktivní radiální stavění dvojkolí, semiaktivně řízené tlumiče, S-oblouk, jízdní komfort, poškozující účinky, zpoplatnění železniční dopravní cesty

Verification of contribution of innovative technologies in railway vehicle running gear by multi-body simulations

Annotation:

This thesis deals with problems of railway vehicle dynamic simulations with focus on assessment of a contribution of innovative technologies in vehicle running gear. The text part of the thesis is based on partial works which were created by the author in recent years and which are enclosed as annexes of this thesis. Besides the multi-body simulation topic (focused on the *SJKV* simulation tool and model validation), the attention is paid especially to optimization of running performance of locomotives (using so-called pendulum traction drive and application of rubber-metal tilting pads in secondary suspension), reduction of lateral force effects of vehicles on the track by means of actuators for bogie as well as wheelset steering and improvement of ride comfort by means of semi-actively controlled secondary dampers. A special attention is also paid to a track access charge system respecting a level of damaging effects of running vehicles on the track.

Keywords: multi-body simulation, model validation, pendulum traction drive, secondary suspension, active bogie steering, active radial wheelset steering, semi-actively controlled dampers, S-shape curve, running comfort, damaging effects, track access charges

Simulationsverifizierung des Gewinns von innovativer Technik in den Eisenbahnfahrwerken

Annotation:

Diese Habilitation beschäftigt sich mit Problematik der Fahrzeugdynamiksimulationen mit Fokus an Bewertung des Gewinns von innovativer Technik im Fahrwerk. Der Textteil des Werks geht von Teilwerke, die in relevanten Gebieten von dem Autor in letzten Jahren verarbeitet waren und die in den Anlagen umgefasst sind, aus. Neben der Problematik der Simulationen (mit Fokus an Multi-Körper-Simulationssoftware *SJKV* und Modell-Validierung) ist die Aufmerksamkeit vornehmlich auf Optimierung des Fahrverhaltens von Lokomotiven (mit der Ausnützung von dem sogenannten pendelstützartigen Radsatzantrieb und Gummi-Metall-Schwenkaufgaben in der Sekundärfederung), Reduktion der Fahrzeug-Fahrweg-Querkraftwechselwirkungen mit der Ausnützung von Aktuatorssystemen für radiale Drehgestell- oder Radsatzsteuerung und Verbesserung des Fahrkomforts durch den Einsatz von semiaktiv gesteuerten Dämpfern in sekundärer Federungsstufe gerichtet. Eine spezielle Beachtung verdient auch das Beschädigungseffekte berücksichtigende Trassenpreissystem.

Kennwörter: Multi-Körper Simulation, Modellvalidierung, pendelstützenartiger Radsatzantrieb, Sekundärfederung, aktive Drehgestellsteuerung, aktive radiale Radsatzsteuerung, semiaktiv gesteuerte Dämpfer, S-Bogen, Fahrkomfort, Beschädigungseffekte, Trassenpreissystem

Obsah

1 Úvod	7
2 Simulační výpočty jízdy kolejových vozidel	8
2.1 Současný stav v oblasti simulačních výpočtů jízdy vozidel.....	8
2.2 SJKV – nástroj DFJP pro multi-body simulace v oblasti kolejových vozidel.....	9
2.3 K problematice validace výpočtového modelu.....	11
3 Modelování inovativních technologií v pojezdu vozidel	13
3.1 Kyvný pohon – aplikace dynamického tlumiče pro zlepšení stability jízdy vozidla.....	13
3.2 Využití a vlastnosti flexi-coil pružin s naklápěcími podložkami v sekundárním vypružení..	17
3.3 Hodnocení přínosů systémů aktivního natáčení podvozků.....	19
3.4 Návrh systému aktivního radiálního stavění dvojkolí a posouzení jeho přínosů	20
3.5 Limity systémů aktivních prvků při snižování úrovně poškozujících účinků jízdy vozidla na kolej – problematika průjezdu vozidla S-obloukem	24
3.6 Modelování systémů semiaktivně řízených tlumičů v pojezdu kolejových vozidel	25
3.6.1 Semiaktivně řízené tlumiče vrtivých pohybů podvozků elektrické lokomotivy.....	25
3.6.2 Semiaktivně řízené tlumiče sekundárního vypružení v pojezdu elektrické jednotky	27
4 Poškozující účinky jízdy vozidla na kolej vs. poplatky za použití dopravní cesty	35
5 Závěr	40
Seznam odkazované literatury	41
Seznam příloh habilitační práce	43

1 Úvod

Kolejová, resp. železniční doprava má za sebou poměrně dlouhou a bohatou minulost. Od počátků parostrojních železnic v Anglii na počátku 19. století uplynulo již více než 200 let. Právě železnice přitom často byla (a v určitých ohledech dodnes je) symbolem technického pokroku spojeného s aplikací nových technologií. Průřezově lze zmínit například zhmotnění myšlenky odvalování ocelového kola po ocelové kolejnici (jež dala železnici v samém počátku principiální výhodu nízkého valivého odporu), aplikaci elektrických trakčních pohonů s liniovým napájením (umožňující stavbu výkonných, rychlých a vysoce účinných bezemisních hnacích vozidel) či zavádění vlakového zabezpečovače ETCS L2 a perspektivně též automatického vedení vlaku na bázi ATO over ETCS (jakožto aplikace principů tzv. *internetu věcí*, kdy spolu vozidlo a trať vzájemně komunikují).

Za povšimnutí ovšem stojí, že v oblasti konstrukce mechanické části kolejových vozidel je možné v posledních několika desetiletích pozorovat určité zpomalení vývoje, či dokonce jeho zastavení. Za typické příklady takových projevů je možné považovat „inovace“ v pojezdech nákladních vozů (podvozky koncepce Y 25 jsou i po 50 letech od svého vzniku – i přes své negativní účinky na trať – v kontinentální Evropě zcela dominantní) nebo praktickou rezignaci na snižování úrovně poškozujících účinků současných lokomotiv na trať (např. lokomotivy s maximální rychlostí až 160 km/h jsou vybavovány tlapovými trakčními motory, pro provoz rychlostí až 230 km/h pak jsou vyráběny lokomotivy s nápravovým zatížením 22,5 t a s konstrukčním řešením pohonu, které zdaleka nelze považovat z hlediska hmotnosti nevypružených hmot za optimální, dynamické účinky tzv. *interoperabilních* lokomotiv jsou v určitých podmínkách dokonce výrazně horší než u jejich 50 let starých předchůdkyň – viz např. [1]). Jednu z příčin tohoto stavu je možné spatřit v proběhlé liberalizaci železnice, která tím, že oddělila provozovatele vozidel (dopravce) od správce infrastruktury, přinesla kromě nezpochybnitelných přínosů také určitým způsobem deformovaný pohled na celý systém. Nejde totiž o to, že by v oblasti mechanické části železničních vozidel došla vývojářům invence. Jde o to, že v omezeném rámci každého jednotlivého *subsystému* nemají inovace, jejichž přínos přesahuje daný *subsystém*, příliš velkou šanci na uplatnění, neboť tyto přínosy se projeví až tehdy, když jsou nahlíženy systémově – v kontextu celého železničního systému. Nacházíme se tak v současné době ve stavu, kdy mnohé pokročilé technologie pro aplikaci v pojezdech kolejových vozidel existují v podobě studií nebo prototypů (viz např. [2]), ale k jejich významnějšímu nasazování do provozu mnohdy bohužel – i přes jejich přínosy – nedochází, neboť držitelům a provozovatelům vozidel se to prostě nevyplatí.

Právě simulačnímu ověřování přínosů vybraných inovativních technologií v pojezdech kolejových vozidel je věnována tato habilitační práce, která se kromě samotného posuzování přínosu těchto technologií věnuje i širšímu kontextu jejich případného využití. Tato práce navazuje na práce, jež byly autorem v dané tematické oblasti vytvořeny v posledních letech a které jsou uvedeny v přílohách této práce. Textová část habilitační práce tyto jednotlivé dílčí práce doplňuje, příp. rozšiřuje a zasazuje do širšího rámce.

2 Simulační výpočty jízdy kolejových vozidel

Simulační výpočty dynamických vlastností kolejových vozidel v současné době tvoří nedílnou součást vývoje těchto vozidel a uplatňují se též při vyšetřování příčin mimořádných událostí či například nadměrného opotřebení prvků pojezdu či infrastruktury. Díky počítačovým simulacím je mj. možné optimalizovat parametry vypružení vozidla již ve fázi návrhu, tj. bez nutnosti výroby prototypu a provádění fyzických testů až na něm, což představuje potenciální úsporu času i nákladů.

2.1 Současný stav v oblasti simulačních výpočtů jízdy vozidel

Simulací jízdy vozidla rozumíme vyšetřování odezvy modelu vozidla na buzení v časové oblasti. V případě kolejových vozidel přitom buzení modelu vozidla reprezentuje jednak trasování koleje (přímá kolej, přechodnice/vzestupnice, oblouk), které definuje jmenovitou polohu osy koleje v absolutním souřadném systému, a jednak nerovnosti koleje, tedy statické odchylky jednotlivých kolejnicových pásů od jmenovité polohy dané trasováním. Specifikem modelování jízdy kolejových vozidel je přitom skutečnost, že model koleje tvoří nedílnou součást modelu celé dynamické soustavy *vozidlo–kolej*. Právě geometrická a silová vazba mezi koly a kolejnicemi, resp. mezi dvojkolím a kolejí, velmi významným způsobem ovlivňuje dynamické vlastnosti samotného vozidla. Vozidlo a kolej bývají v simulačních modelech reprezentovány jako soustava tuhých těles, vzájemně spolu vázaných pružnými a tlumivými vazbami – tzv. *multi-body systém*. Výhodou výpočtových simulací v porovnání s analytickými mechanickými modely je fakt, že simulační multi-body modely v principu mohou být velmi podrobné (mnoho stupňů volnosti), přičemž jsou (numericky) řešitelné i při respektování mnohých nelinearit (geometrie vazby dvojkolí–kolej, třecí vazby, charakteristiky některých silových vazeb apod.).

Historie multi-body simulací sahá zhruba do poloviny 70. let 20. století a je úzce spjata s rozvojem výpočetní techniky. V současné době existuje několik nejvýznamnějších komerčních programových systémů pro řešení 3D nelineární dynamiky tuhých těles, přičemž konkrétně v oblasti kolejových vozidel patří mezi nejznámější:

- **Simpack**, jenž v současnosti existuje jako součást platformy *SIMULIA* společnosti *Dassault Systèmes* a který pro oblast dynamiky kolejových vozidel disponuje vlastními moduly *Rail*;
- **Adams**, vlastněný společností *MSC Software Corporation*, do něhož může být pro potřeby řešení dynamiky kolejových vozidel implementována nadstavba **VI-Rail** od společnosti *VI-grade*;
- **Vampire Pro**, který je specializovaný přímo na dynamiku kolejových vozidel a jenž je aktuálně vlastněn, spravován a licencován společností *AtkinsRéalis* (dříve *SNC-Lavalin*);
- **NUCARS**, opět software přímo specializovaný na dynamiku kolejových vozidel a zaštiťovaný společností *Transportation Technology Center* (vystupující také jako *MxV Rail*) – součástí *AAR (Association of American Railroads)*.

Na Dislokovaném pracovišti Dopravní fakulty Jana Pernera (DFJP) Univerzity Pardubice je otázkám simulačních výpočtů jízdy kolejových vozidel pozornost věnována dlouhodobě, a to především v podobě vývoje vlastního simulačního nástroje **SJKV** (*Simulace jízdy kolejového vozidla*), který byl v minulosti započat prof. Jiřím Izerem a doc. Jaromírem Zelenkou a na kterém se dále podílí mj. právě i autor této práce.

Mezi trendy (a výzvy) v oblasti aplikace simulačních výpočtů jízdy vozidla v současné době patří:

- modelování flexibilních struktur, a to jak v oblasti dvojkolí a kolejnic (viz např. [1]), tak i rámu podvozků a skříní vozidel (viz např. [2, 3]);
- implementace řídicích algoritmů do prostředí multi-body simulace, ať již jde o řízení trakčních pohonů (viz např. [4]) nebo o řízení (semi)aktivních prvků (viz např. [5, 6]) apod.;
- využití simulačních výpočtů pro potřeby náhrady (alespoň části) fyzických testů v rámci schvalovacího procesu – blíže viz též kap. 2.3.

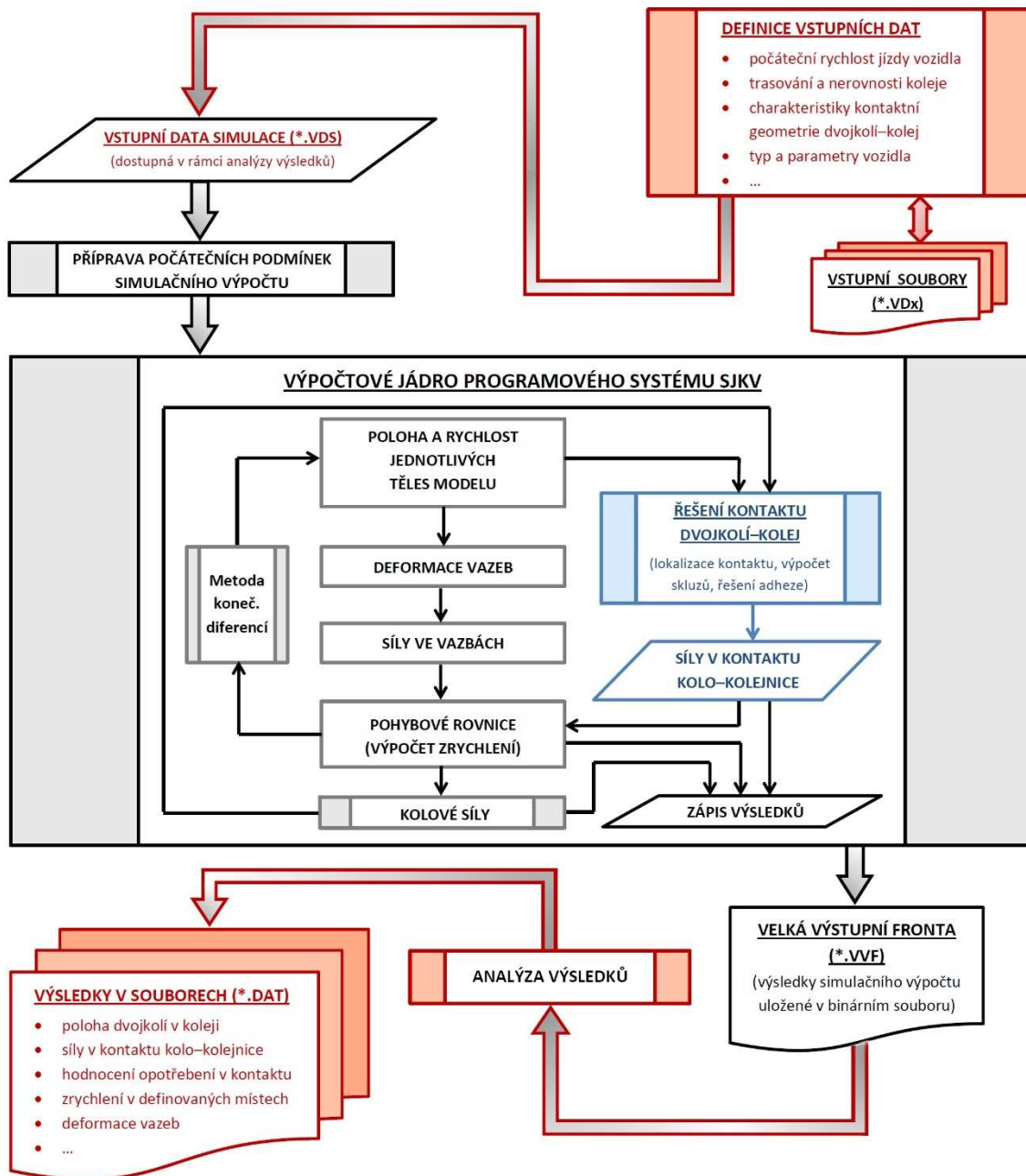
Hlavní náplní této práce jsou simulační výpočty prováděné programovým systémem **SJKV** za účelem ověření přínosu inovativních technologií v pojezdu železničních vozidel. Kromě modelování nestandardních konstrukčních řešení (kynvý pohon, anizotropní horizontální charakteristiky pružících prvků – viz kap. 3.1 a 3.2) je pozornost věnována především druhé z výše uvedených odrážek, a to se zaměřením na aktivní a semiaktivní prvky a jejich řízení (viz kap. 3.3 až 3.6). Zatímco v případě využití komerčních simulačních nástrojů vyžaduje implementace řídicích algoritmů do multi-body simulace propojení více softwarových nástrojů (např. Simpack a Simulink), programový systém **SJKV** v principu umožňuje integraci řídicích algoritmů přímo do příslušného programu.

2.2 SJKV – nástroj DFJP pro multi-body simulace v oblasti kolejových vozidel

Výhodou vlastních nestandardních simulačních programů oproti komerčně dostupným nástrojům je především podrobná znalost algoritmů, na nichž je výpočet založen a možnost jejich případné modifikace, což je využitelné právě zejména při vyšetřování vlastností nestandardních technických řešení. Nevýhodou je naopak obvykle uživatelsky nepřívětivé rozhraní, komplikující (či dokonce znemožňující) využití daného výpočetního nástroje externími uživateli. V rámci řešení projektu *Centra kompetence drážních vozidel* byla v roce 2018 autorem práce vytvořena akademická licence programového systému **SJKV-V4N verze 1.0** (viz [P1]). Tento multi-body simulační software umožňuje provádět několik základních scénářů simulace jízdy čtyřnápravového vozidla tří základních koncepcí (lokomotiva, osobní vůz s kolébkovými podvozky, nákladní vůz) a zjišťovat například vliv vybraných parametrů vozidla na jeho dynamické vlastnosti nebo stanovit kritickou rychlost vozidla s využitím teoretické analýzy stability.

Stejně jako ostatní doposud používané verze programového systému **SJKV** je i tato akademická verze založena na struktuře programových jednotek, které postupně řeší dílčí úlohy simulace (výpočet deformací vazeb a sil ve vazbách, řešení kontaktu dvojkolí a koleje atd. – viz obr. 1),

přičemž kontakt dvojkolí a koleje je uvažován jako tuhý, jednobodový, pro výpočet skluzových a vodicích sil je využit adhezní model prof. Polácha a numerické řešení pohybových rovnic využívá metodu konečných diferencí. Oproti běžným verzím SJKV je tento software doplněn o uživatelské rozhraní, které značně usnadňuje definici vstupních dat i *postprocessing*. Podrobný popis softwaru včetně návodu k použití je uveden v dokumentu [P1]. Hlavním cílem vytvoření tohoto nástroje byla možnost seznámit s problematikou multi-body simulačních výpočtů v rámci výuky studenty navazujícího magisterského studijního programu *Dopravní technika*, a vytvořit tak předpoklady pro budoucí úspěšné uplatnění našich absolventů v dané oblasti v průmyslové praxi.



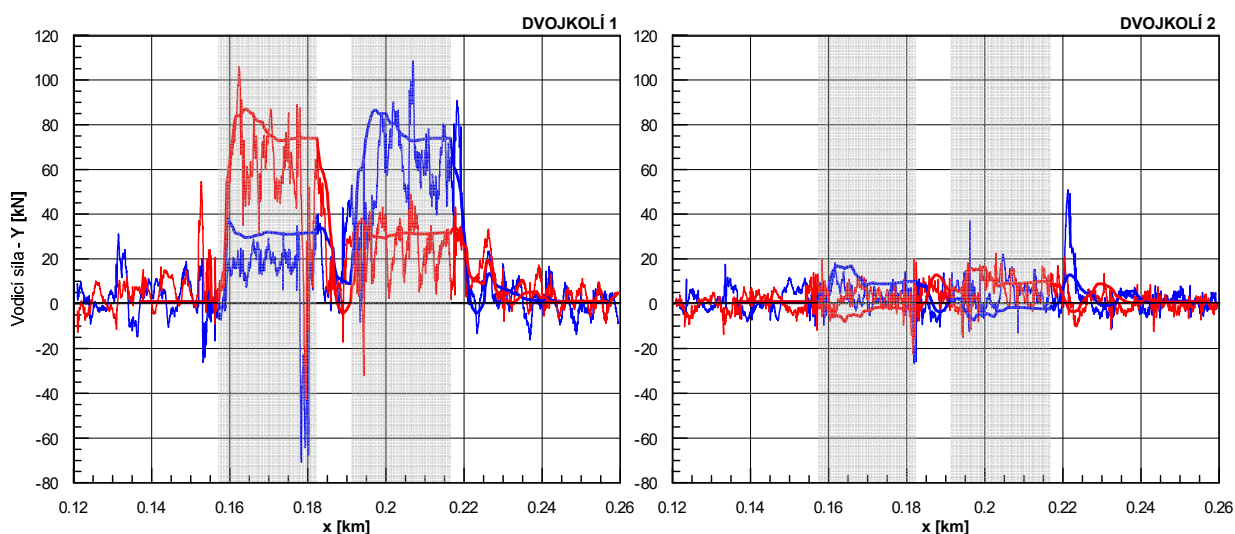
Obr. 1 Struktura programového systému SJKV s úpravou *preprocessingu* a *postprocessingu* v rámci akademické verze SJKV-V4N; převzato z [P1].

2.3 K problematice validace výpočtového modelu

Speciální kategorií v oblasti uplatnění výsledků simulačních výsledků jízdy kolejového vozidla je jejich využití při schvalování železničních kolejových vozidel, tzv. *virtuální certifikaci* (viz například [P2], [9]), což v současné době připouští i norma EN 14363 [10]. Této problematice se autor věnuje podrobněji v článku [P2], kde je mj. proveden rozbor problematických aspektů validace modelu vozidla, která je nutným předpokladem pro využití výsledků simulačních výpočtů v rámci procesu virtuální certifikace. Mezi nejproblematictější aspekty validace modelu přitom patří:

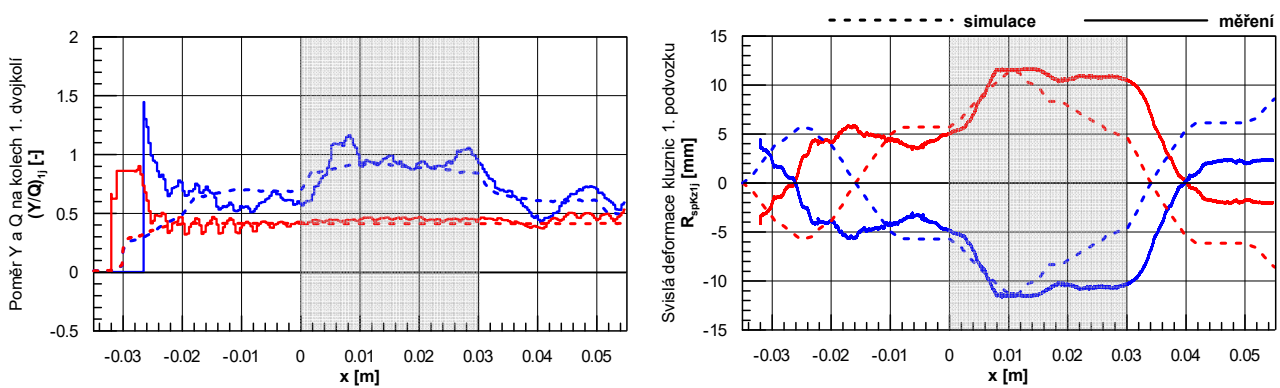
- volba limitů pro úspěšnou validaci (v současné době vyřešeno zakotvením metodiky vzešlé z řešení evropského projektu *DynoTRAIN* v normě EN 14363);
- postížení vlivu veličin náhodného charakteru na výsledky simulací (součinitel tření v kontaktu kolo–kolejnice, podmínky kontaktní geometrie dvojkolí a koleje – opotřebení kol a kolejnic, nerovnosti koleje, ale také tolerance a výrobní nepřesnosti);
- modelování vazeb se suchým třením.

S cílem ověřit věrohodnost výsledků simulačních výpočtů získaných s využitím různých variant programového systému *SJKV* byla v minulosti provedena celá řada porovnání výsledků simulačních výpočtů s výsledky měření na reálných vozidlech. Kromě výsledků pro čtyřnápravovou diesel-elektrickou lokomotivu, prezentovaných v článku, resp. v příloze [P2] (porovnání dosahovaných hodnot kvazistatické vodící síly a poměru Y/Q v obloucích velmi malých poloměrů a spekter svislého zrychlení na skříní vozidla při jízdě v přímé koleji) je možné zmínit např. porovnání průběhů vodících sil čtyřnápravové elektrické lokomotivy při průjezdu S-obloukem (scénář dle přílohy F normy EN 14363), tedy výsledky řešení projektu *Centra kompetence drážních vozidel* v roce 2018. Toto porovnání je zde uvedeno v grafické podobě na obr. 2, přičemž simulace byla provedena na koleji bez nerovností (a bez uvažování geometrie jazyků a srdcovek), a proto má výrazně hladší průběh než výsledky měření (získané s využitím měřících dvojkolí).



Obr. 2 Porovnání průběhů vodících sil (výsledky simulace jízdy vozidla systémem *SJKV* na koleji bez nerovností a výsledky měření na vozidle) při průjezdu el. lokomotivy protisměrnými oblouky o poloměru 2×190 m (vyznačeno šedým podbarvením) rychlostí 40 km/h; výsledky pro jednotlivá kola prvního (vlevo) a druhého (vpravo) dvojkolí.

Jiným příkladem může být porovnání průběhů vybraných veličin při posuzování kvazistatické bezpečnosti proti vykolejení kotlového nákladního vozu (metodou č. 1 dle EN 14363), jakožto jeden z výsledků řešení projektu *Pokročilé postupy stacionárních zkoušek kolejových vozidel* řešeného ve spolupráci s VÚKV v letech 2015 až 2018. Výsledky prezentované na obr. 3 přitom představují poměrně komplikované simulace průjezdu modelu nákladního vozu s podvozky typu Y 25 (tedy vybaveného řadou třecích prvků, ať už v podobě třecích tlumičů typu Lenoir, kluznic či kulové torny) velmi nízkou rychlostí (zde konkrétně 5 km/h) úsekem koleje s extrémní geometrií (poloměr oblouku 150 m, zborcená kolej), a to za podmínky předzkroucení vozidla, které je u reálného vozidla dosahováno podložením pružin primárního vypružení podložkami požadované tloušťky. I v těchto podmínkách se však podařilo pomocí simulace v programovém systému *SJKV* přiblížit hodnotám dosahovaným při měření na reálném vozidle.¹



Obr. 3 Porovnání vybraných veličin při realizaci zkoušky kvazistatické bezpečnosti proti vykolejení metodou č. 1 dle EN 14363 (výsledky simulace jízdy vozidla programovým systémem *SJKV* na koleji bez nerovností a výsledky měření na vozidle) pro prázdný kotlový vůz Zacns (zborcená oblast zkušební koleje vyznačena šedým podbarvením); průběhy poměru vodicí a svislé kolové síly na kolech prvního dvojkolí (vlevo) a deformace kluznic předního podvozku (vpravo).

Prezentované výsledky obecně svědčí o tom, že vhodně sestavený simulační model kolejového vozidla vytvořený v programovém systému *SJKV* může v principu poskytovat výsledky, které jsou velmi blízké výsledkům měření na reálném vozidle.

¹ I díky simulačním výpočtům prováděným programovým systémem *SJKV* se tak v rámci řešení zmíněného projektu *Pokročilé postupy stacionárních zkoušek kolejových vozidel* podařilo ve VÚKV vytvořit certifikovanou metodiku definující novou zkoušku pro ověření bezpečnosti proti vykolejení („metoda č. 4“), která kombinuje zkrucování reálného vozidla na zkušebním stavu (za účelem stanovení mezního odlehčení kola) a výpočtovou simulaci průjezdu modelu vozidla nepřevýšeným obloukem o minimálním poloměru (za účelem stanovení vodicích sil). Princip metody tak respektuje skutečnost, že modelování vazeb se suchým třením (které významně ovlivňují právě zkrucování vozidla, ať už zkušební – na zkušebním stavu –, nebo provozní v důsledku jízdy vozidla po zborcené koleji) může být problematické, zatímco simulačně stanovené vodicí síly v obloucích velmi malých poloměrů obvykle dobře odpovídají realitě a zároveň umožňují postihnout vliv různých nestandardních konstrukčních řešení v pojezdu (např. křížové vazby dvojkolí, mezipodvozkové vazby apod.). Uvedená certifikovaná metodika je přístupná na stránkách Ministerstva dopravy ČR: <https://www.mdcr.cz/Dokumenty/Veda-a-vyzkum/Certifikovane-metodiky/Zeleznicni-metodiky/Zkouska-pro-overeni-bezpecnosti-proti-vykolejeni> [cit. 2024-02-23].

3 Modelování inovativních technologií v pojezdu vozidel

Z hlediska modelování inovativních technologií v pojezdu železničních kolejových vozidel, které je stěžejním tématem této habilitační práce, byla autorem věnována v minulých letech pozornost zejména následujícím otázkám:

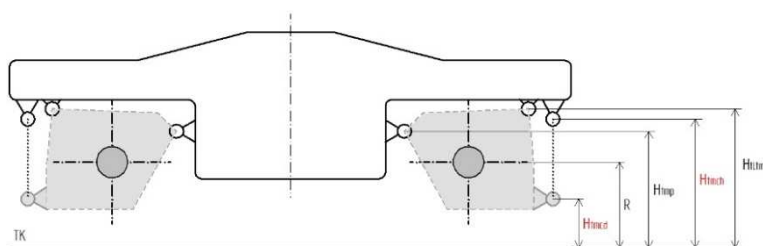
- aplikace principu dynamického tlumiče v oblasti konstrukčního řešení pohonu lokomotivy (tzv. kyvného pohonu) pro zvýšení stability jízdy vozidla vyššími rychlostmi ([P3]);
- využití flexi-coil pružin v sekundárním vypružení u lokomotivních podvozků bezkolébkové koncepce s prověřením vlivu naklápěcích pryžokovových podložek na horizontální tuhostní charakteristiky vypružení ([P4] až [P6]);
- využití aktivních prvků pro aktivní natáčení podvozků v obloucích ([P5] až [P9]);
- využití aktivních prvků pro aktivní radiální stavění dvojkolí ([P8], [P9]);
- aplikace semiaktivně řízených magnetorheologických tlumičů ve vazbě skříně a podvozku pro zvýšení stability jízdy vozidla ([P10], [P11]) a pro zlepšení jízdního komfortu ([P12]).

3.1 Kyvný pohon – aplikace dynamického tlumiče pro zlepšení stability jízdy vozidla

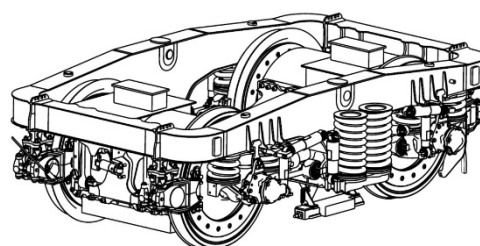
Aplikace kyvného pohonu dvojkolí byla simulačně prověřována v letech 2015–2016 v rámci řešení projektu *Centra kompetence drážních vozidel*, a to ve spolupráci se společností ŠKODA TRANSPORTATION. Navržené technické řešení vychází z úpravy podvozků elektrické lokomotivy, v nichž je aplikován přímý (bezpřevodkový) individuální pohon dvojkolí plně vypruženými asynchronními trakčními motory (viz schéma na obr. 4). Trakční motory obepínají nápravy jednotlivých dvojkolí, na která je krouticí moment přenášen kloubovou spojkou, a jsou zavěšeny jednak jednobodově na hlavní příčník rámu podvozku a pomocí dvojice závěsů pak na příslušný čelník (kromě závěsů bylo prověřováno také zavěšení na čelníky prostřednictvím pryžokovových silentbloků). Pohonná jednotka tak může vůči rámu podvozku vykonávat kývavý pohyb v příčném směru, jenž je tlumen příčným tlumičem situovaným mezi trakčním motorem a čelníkem rámu podvozku (tento tlumič je spolu se zavěšením pohonných jednotek na čelník rámu podvozku patrný též z vizualizace na obr. 5). Takto uvolněná pohonná jednotka plní funkci dynamického tlumiče s cílem zlepšit stabilitu jízdy vozidla ve vyšších rychlostech, a to zejména za podmínek jízdy po koleji s vyšší ekvivalentní konicitou. K vyšší stabilitě jízdy vozidla ovšem přispívá i samotné snížení momentu setrvačnosti rámu podvozku ke svislé ose (v porovnání s provedením, kdy jsou trakční motory pevnou součástí rámu podvozku).

V rámci vyšetřování dynamických vlastností lokomotivy s kyvným pohonem byl v programovém systému *SJKV* vytvořen příslušný multi-body model a provedena byla jak teoretická analýza stability na ideální přímé koleji při klesající rychlosti jízdy, tak soubor simulací jízdy na koleji s reálnými nerovnostmi. Přitom byl vyšetřován vliv různých parametrů na jízdní vlastnosti vozidla (tuhost

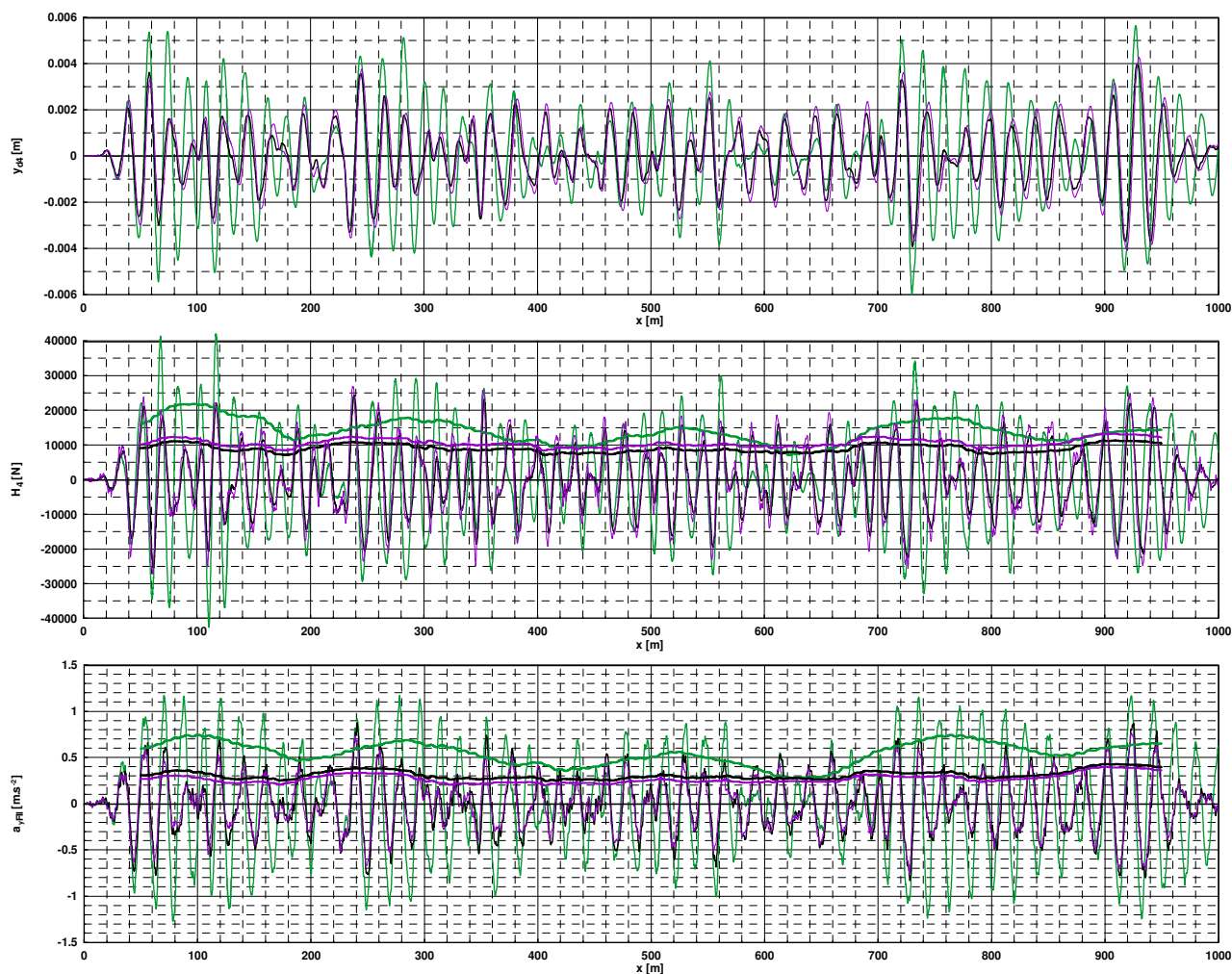
vedení dvojkolí, příčná tuhost závěsů uvolněného pohonu, charakteristika tlumičů vrtivých pohybů podvozků). Výběr nejdůležitějších výsledků simulací, mezi které patří výběr optimální příčné tuhosti závěsů, potvrzení vyhovujících jízdních vlastností vozidla pro provoz rychlostí 230 km/h či minimální citlivosti jízdních vlastností lokomotivy na částečnou degradaci charakteristik tlumičů vrtivých pohybů podvozků, je prezentován v příloze [P3]. Přínos kyvného pohonu z hlediska jízdních vlastností vozidla je zde těž demonstrován průběhy vybraných veličin v grafech na obr. 6.



Obr. 4 Schéma zavěšení pohonných jednotek kyvného pohonu v rámu podvozku.

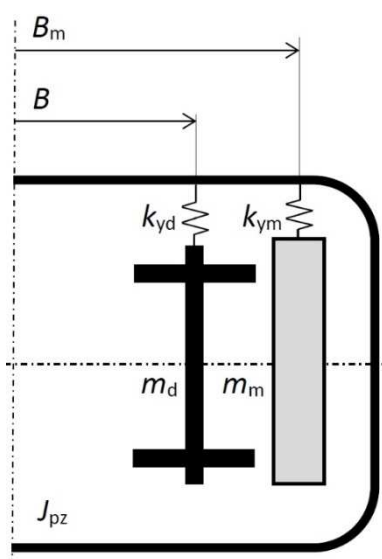


Obr. 5 Vizualizace lokomotivního podvozku vybaveného kyvným pohonem.

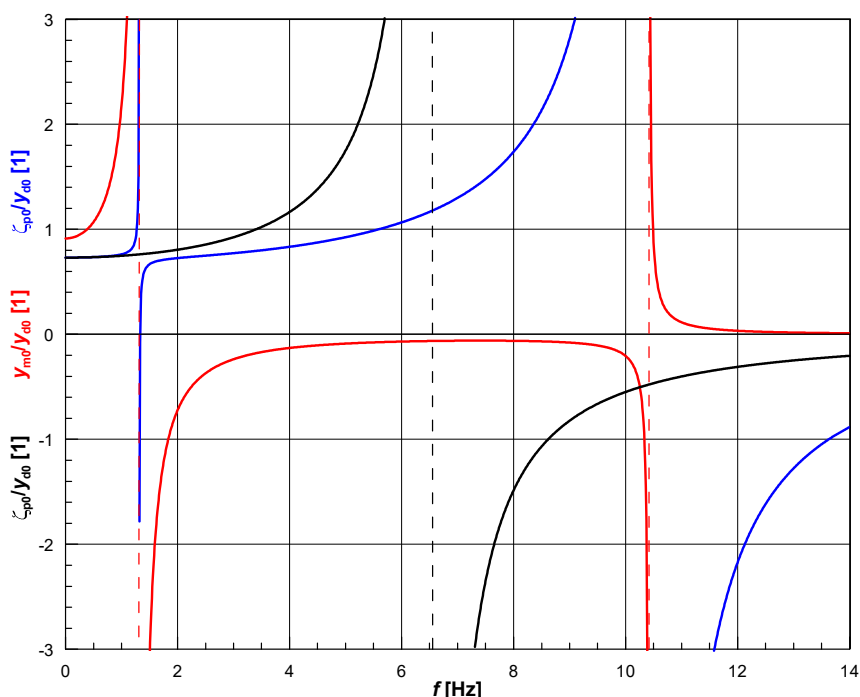


Obr. 6 Porovnání průběhu příčné výchylky (nahore) a rámové síly (uprostřed) 4. dvojkolí a příčného zrychlení na zadním stanovišti strojvedoucího (dole) pro lokomotivu s pevně uchycenými (zeleně) a kyvně uloženými (černě: nízká příčná tuhost vedení dvojkolí (7,8 kN/mm), fialově: vysoká příčná tuhost vedení dvojkolí (75,8 kN/mm)) pohonnými jednotkami; výsledky simulace jízdy na koridorové trati rychlostí 220 km/h za podmínky ekvivalentní konicity 0,4.

V uvedených grafech jsou kromě nasimulovaných průběhů sledovaných veličin vykresleny rovněž průběhy klouzavých RMS hodnot, počítaných (v souladu s hodnocením výsledků jízdních zkoušek dle EN 14363) s délkou okna 100 m. Z prezentovaných výsledků vyplývá, že zcela zásadní přínos má právě použití uvolněného (kynvého) pohonu, vedoucí k výraznému zlepšení jízdních vlastností vozidla v porovnání s původním konstrukčním provedením s pevně uloženými trakčními motory v rámu podvozku, zatímco uvažované (řádové) rozdíly v příčné tuhosti vedení dvojkolí se již projevují pouze v omezené míře. Kromě toho se ukazuje, že zatímco v případě příčných (rámových) sil má rostoucí příčná tuhost vedení dvojkolí za následek mírný nárůst maximálních dosahovaných hodnot, v případě příčného zrychlení na skříní lokomotivy je pozorovaný trend opačný. Optimální příčná tuhost zavěšení pohonné jednotky v rámu podvozku byla pro uvažované parametry vyšetřované lokomotivy stanovena s využitím simulačních výpočtů na cca 55 až 80 kN/m, přičemž úroveň zlepšení jízdních vlastností je závislá na podmínkách kontaktní geometrie dvojkolí–kolej (vyšší ekvivalentní konicita vede k požadavku na větší příčnou tuhost zavěšení).²



Obr. 7 Zjednodušený dynamický model poloviny podvozku s uvolněným pohonem.



Obr. 8 Amplitudová frekvenční charakteristika pro model poloviny podvozku s uvolněným pohonem (modře: vrtění rámu podvozku, červeně: příčný pohyb hmoty motoru) a pro původní řešení (černě: vrtění rámu podvozku).

Pro kvalitativní posouzení jevů pozorovaných ve výsledcích provedených simulačních výpočtů byl v rámci této práce vytvořen zjednodušený dynamický model poloviny podvozku, který je buzen příčným pohybem dvojkolí a v němž je pružně uložena hmota pohonné jednotky; samotný rám podvozku může vykonávat vrtivý pohyb (který je z hlediska hodnocení stability jízdy zásadní). Tento model je znázorněn na obr. 7.

² Výsledky prezentované v grafech na obr. 6 odpovídají variantě příčné tuhosti jednoho závěsu pohonné jednotky na rámu podvozku 105 kN/m.

Při zanedbání tlumení ve vazbách je možné pohybové rovnice pro příčný pohyb hmoty uvolněného pohonu a pro vrtivý pohyb rámu podvozku psát ve tvaru:

$$m_m \cdot \ddot{y}_m = -F_{y_m}, \quad (3.1)$$

$$\frac{J_{pz}}{2} \cdot \ddot{\zeta}_p = F_{y_d} \cdot B + F_{y_m} \cdot B_m - \gamma \cdot \zeta_p, \quad (3.2)$$

kde m_m je hmotnost uvolněné pohonné jednotky, J_{pz} je moment setrvačnosti rámu podvozku ke svislé ose, B je rozvor podvozku, B_m je podélná vzdálenost zavěšení pohonných jednotek v rámu podvozku a γ je úhlová tuhost vazby rámu podvozku a skříně; y_m a ζ_p jsou sledované souřadnice (příčná výchylka hmoty pohonné jednotky a úhlová výchylka rámu podvozku). Veličiny F_{y_d} a F_{y_m} pak vyjadřují síly v příslušných vazbách (ve vedení dvojkolí v příčném směru a v zavěšení pohonu) a je možné vyjádřit je pomocí vztahů:

$$F_{y_d} = k_{y_d} \cdot (y_d - B \cdot \zeta_p), \quad (3.3)$$

$$F_{y_m} = k_{y_m} \cdot (y_m - B_m \cdot \zeta_p), \quad (3.4)$$

kde k_{y_d} je příčná tuhost vedení dvojkolí a k_{y_m} příčná tuhost zavěšení pohonné jednotky na rám podvozku. Veličina y_d představuje příčnou výchylku dvojkolí a reprezentuje zde buzení modelu. Za předpokladu harmonického pohybu dvojkolí je možné vyjádřit amplitudové frekvenční charakteristiky, tj. frekvenční závislost poměru amplitudy příčného pohybu pohonné jednotky y_{m0} , resp. amplitudy úhlové výchylky rámu podvozku ζ_{p0} na amplitudě příčného pohybu dvojkolí y_{d0} jako:

$$\frac{y_{m0}}{y_{d0}} = \frac{-B \cdot k_{y_d} \cdot B_m \cdot k_{y_m}}{(k_{y_m} - m_m \cdot \omega^2) \cdot \left(B^2 \cdot k_{y_d} + B_m^2 \cdot k_{y_m} + \gamma - \frac{J_{pz}}{2} \cdot \omega^2 \right) - B_m^2 \cdot k_{y_m}^2}, \quad (3.5)$$

$$\frac{\zeta_{p0}}{y_{d0}} = \frac{B \cdot k_{y_d} \cdot (k_{y_m} - m_m \cdot \omega^2)}{(k_{y_m} - m_m \cdot \omega^2) \cdot \left(B^2 \cdot k_{y_d} + B_m^2 \cdot k_{y_m} + \gamma - \frac{J_{pz}}{2} \cdot \omega^2 \right) - B_m^2 \cdot k_{y_m}^2}. \quad (3.6)$$

Grafická podoba vztahů (3.5) a (3.6) je pro základní hodnoty parametrů vyšetřovaného modelu znázorněna na obr. 8. Červeně je vykreslen vztah (3.5) a modře vztah (3.6). Černě je pak vykreslen vztah (3.6) pro případ velmi vysoké příčné tuhosti závěsu k_{y_m} , reprezentující tuhé uložení pohonu v rámu podvozku, tedy původní konstrukční provedení. Přestože jde o silně zjednodušený model a na výsledné dynamické vlastnosti vozidla má kromě přesných hodnot uvažovaných parametrů vliv i – zde zanedbané – tlumení ve vazbách (viz též výsledky simulačních výpočtů prezentované v příloze [P3] či v grafech na obr. 6), poskytuje kvalitativní náhled na samotný princip přínosu kyvného pohonu. Ten je patrný z porovnání černé a modré charakteristiky, kde je z hlediska stability jízdy vozidla důležité zejména frekvenční pásmo přibližně od 3 do 6 Hz, tj. běžný rozsah frekvencí příčného kmitání dvojkolí při nestabilním pohybu. Právě v tomto pásmu dochází v případě vozidla vybaveného kyvným pohonem k podstatnému snížení amplitud vrtění podvozku oproti původnímu provedení. To je umožněno právě chováním kyvně zavěšené hmoty pohonné jednotky, která v tomto kritickém frekvenčním pásmu kmitá v protifázi vůči dvojkolí (viz červenou charakteristiku

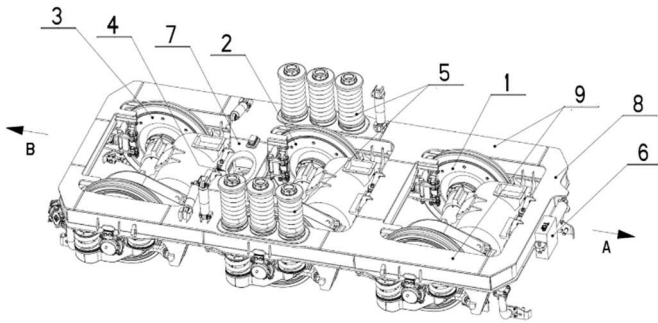
na obr. 8). Vlastní frekvence vrtivého pohybu rámu podvozku se oproti provedení s pevně uloženými trakčními motory posouvá směrem k vyšším frekvencím, při vhodné volbě parametrů mimo pásmo kritické z hlediska stability jízdy. Přitom nově se objevivší (první) vlastní frekvence je vlastní frekvencí hmoty uvolněného pohonu, kmitající příčně vůči rámu podvozku. Ta však jednak není (při vhodném naladění) kritická ve vztahu ke stabilitě jízdy a jednak lze tyto projevy utlumit právě příčnými tlumiči situovanými mezi uvolněnou pohonnou jednotkou a rámem podvozku.

3.2 Využití a vlastnosti flexi-coil pružin s naklápěcími podložkami v sekundárním vypružení

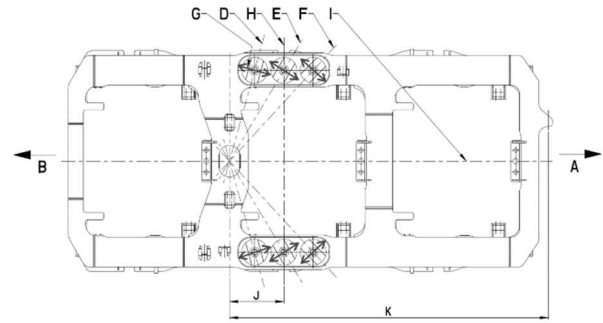
Další soubor prací z oblasti konstrukčního řešení podvozků hnacích vozidel, které tematicky navazují na autorovu disertační práci [11], je věnován využití flexi-coil pružin v sekundárním vypružení lokomotivních podvozků s prověřením vlivu naklápěcích pryžokovových podložek na horizontální tuhostní charakteristiky vypružení. Použití pryžokovových podložek pod, případně nad flexi-coil pružinami má zejména tyto důvody:

- snížení mechanického napětí v pružinách při jejich horizontálním zatěžování;
- snížení příčné tuhosti vypružení při horizontálním zatěžování, a tedy i snížení odporu proti natáčení podvozku;
- omezení přenosu vibrací z podvozku na skříň vozidla;
- přerušení elektricky vodivé cesty mezi skříní vozidla a podvozkem.

Naklápěcí podložky umožňují dosáhnout anizotropní charakteristiku horizontální tuhosti pružiny, kdy v jednom směru lze dosáhnout výrazného poklesu příčné tuhosti a ve směru kolmém je naopak příčná tuhost obvykle jen nepatrně nižší než příčná tuhost samotné flexi-coil pružiny. Analytickým odvozením vztahu pro výpočet příčné tuhosti pružiny ve směru, v němž podložka dovoluje naklápění (vycházejícím z výpočtu dle Grosse), experimentálním ověřováním příslušných tuhostních charakteristik a modelováním anizotropních charakteristik sekundárního vypružení se detailně zabývá autorova disertační práce [11], příp. článek [12]. V příloze [P4] jsou pak (zejména v kap. 4.2) blíže popsány důsledky, jež má aplikace pryžokovových naklápěcích podložek v sekundárním vypružení v kontextu hodnocení odporu proti natáčení podvozku (resp. kvazistatické bezpečnosti proti vykolejení) metodou č. 3 dle EN 14363 [10], tedy s využitím tzv. faktoru X . Nejvýznamnějším prezentovaným zjištěním je skutečnost, že zatímco při zkouškách dle zmíněné metodiky je odpor proti natočení podvozku měřen na stojícím vozidle, tedy při vycentrované poloze podvozku vůči skříní, v reálných provozních podmínkách je v závislosti na uspořádání sekundárního vypružení chování odporu proti natáčení podvozku více či méně ovlivněno výslednou deformací jednotlivých sekundárních pružin s podložkami, a tedy i příčným posunutím skříně vůči podvozkem, které při průjezdu obloukem vzniká v důsledku působení nevyrovnané odstředivé síly na skříň vozidla (a tudíž závisí i na rychlosti jízdy, resp. nedostatku převýšení). V tomto smyslu tak může být moment odporu proti natočení podvozku zjištěný při stacionárních zkouškách nezanedbatelně nižší než jeho skutečná hodnota v odpovídající situaci v reálných provozních podmínkách.

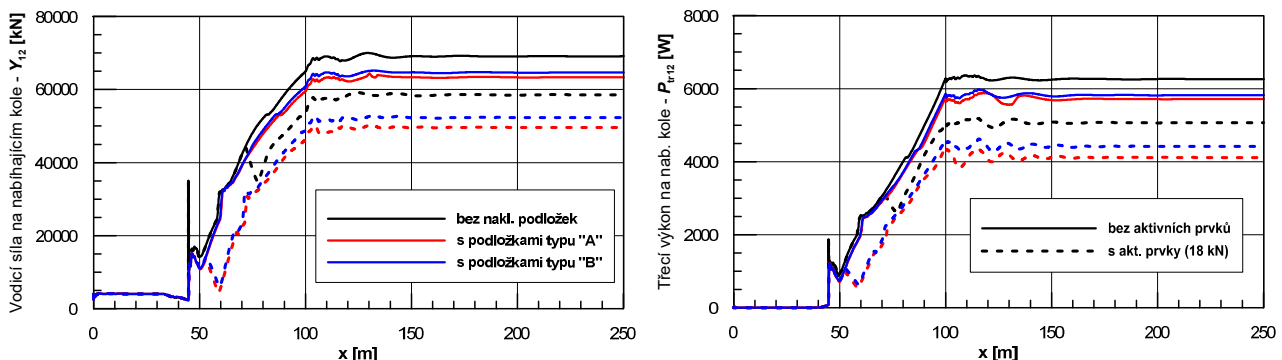


Obr. 9 Celkový pohled na třínápravový podvozek lokomotivy dle užitého vzoru č. 31311; na čelníku ve směru „A“ je zřetelný příčně situovaný aktivní prvek pro natáčení podvozku.



Obr. 10 Půdorys rámu třínápravového podvozku se znázorněním orientace os naklápění pryžokovových naklápěcích podložek pružin sekundárního vypružení.

Další prací autora v oblasti aplikace pryžokovových naklápěcích podložek v sekundárním vypružení lokomotivního podvozku (ale rovněž aplikace aktivních prvků pro natáčení podvozků – viz dále) je podíl na vytvoření užitého vzoru na třínápravový podvozek (**[P5]**), který vznikl v rámci řešení projektu *Výzkum a vývoj třínápravového podvozku pro rozchod 1520 mm* ve spolupráci se společností CZ LOKO, kdy byl vyroben i funkční vzorek podvozku. Celkový pohled na podvozek je znázorněn na obr. 9; obr. 10 pak zachycuje uspořádání sekundárního vypružení s orientací os naklápěcích pryžokovových podložek. Na vývoji tohoto podvozku se autor podílel především vytvořením multi-body simulačního modelu lokomotivy, vybavené novými podvozky, a realizací simulačních výpočtů jejích dynamických vlastností. Vybrané závěry provedených simulací ve vztahu k vodicím vlastnostem lokomotivy s novými třínápravovými podvozky jsou prezentovány v příloze **[P6]**, kde jsou uvažovány dva různé typy naklápěcích pryžokovových podložek, přičemž horizontální tuhostní charakteristiky sekundární pružiny s těmito podložkami, jež byly implementovány do simulačního modelu v programovém systému *SJKV*, byly experimentálně ověřovány na Dynamickém zkušebním stavu Výukového a výzkumného centra v dopravě. Výsledky simulačních výpočtů ukazují (viz též porovnání na obr. 11), že z hlediska snížení dosahovaných hodnot kvazistatické vodicí síly na nabíhající kole předního podvozku je v obloucích velmi malých poloměrů přínos samotných naklápěcích podložek (oproti použití sekundárních pružin bez těchto podložek) přibližně do 10 %.



Obr. 11 Porovnání přínosu naklápěcích podložek typu „A“ (červeně) a „B“ (modře) vůči variantě bez podložek sekundárního vypružení (černě) a porovnání přínosu systému aktivního natáčení podvozků s využitím aktuátorů vyvíjejících sílu 18 kN (čárkovaně) vůči variantě bez aktivních prvků ve vztahu k dosahované hodnotě vodicí síly na nabíhající kole předního podvozku (vlevo) a k třecího výkonu v kontaktu kolo–kolejnice na tomto kole (vpravo); výsledky simulace jízdy lokomotivy o hmotnosti 138 t obloukem o poloměru 350 m s nevyrovnaným zrychlením $0,8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$.

3.3 Hodnocení přínosů systémů aktivního natáčení podvozků

Součástí návrhu třínápravového podvozku podle užitého vzoru [P5] je možnost využití aktivního prvku pro natáčení podvozku v obloucích malých poloměrů. Tento příčně umístěný aktivní prvek je viditelný na čelníku rámu podvozku na obr. 9; vyvíjí-li příslušný aktuátor sílu, působí tato vůči otočnému čepu příslušného podvozku na rameni „K“, jak je naznačeno na obr. 10. Přínos aktivních prvků ke snížení vodících sil v obloucích malých poloměrů byl prověřován s využitím simulačních výpočtů jízdy vozidla, přičemž byl sledován i vliv maximální síly vyvozované (elektrohydraulickým) aktivním prvkem. Vybrané výsledky jsou rovněž prezentovány v příloze [P6]; v grafech na obr. 11 je na ukázkou znázorněn průběh vodící síly na nabíhající kole prvního dvojkolí lokomotivy a třecího výkonu v kontaktu tohoto kola s kolejnicí při simulaci jízdy obloukem o poloměru 350 m na ideální koleji bez nerovností, a to jak pro sekundární vypružení bez naklápěcích položek, tak pro vyšetřované dva druhy podložek. Ukazuje se, že při použití naklápěcích podložek (tj. při snížení odporu proti natáčení podvozku) se zvyšuje účinnost aktivních prvků z hlediska snižování vodících sil, které ve vyšetřovaném případě (daném koncepcí a parametry lokomotivy nebo maximální silou v aktivních prvcích) dosahuje cca 15 až 20 %. Zajímavým zjištěním je fakt, že i přes výrazné snížení kvazistatické vodící síly na nabíhající dvojkolí a dokonce ještě výraznější pokles třecího výkonu v kontaktu tohoto kola s kolejnicí (viz obr. 11) je snížení celkového třecího výkonu realizovaného v kontaktu kolo–kolejnice na všech kolech vozidla menší a dosahuje maximálně 10 %.

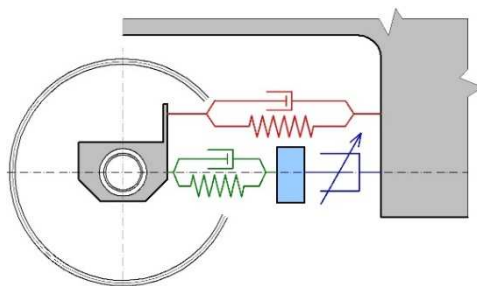
Problematice hodnocení přínosu aktivních prvků pro natáčení podvozků z hlediska vodících vlastností vozidla v obloucích malých poloměrů je věnována pozornost v příloze [P7]. Zde je provedeno kvantitativní posouzení vlivu maximální síly, vyvozované aktuátory na pozici podélných tlumičů vrtivých pohybů podvozků, na dosahované hodnoty kvazistatických vodících sil v obloucích velmi malých poloměrů, a to pomocí multi-body simulací realizovaných v systému *SJKV* s modelem elektrické lokomotivy, odvozené z typu ŠKODA 109E. Výsledky provedených simulací ukazují, že:

- systém aktivních prvků na bázi ADD [13] dokáže při běžně dosažitelných hodnotách sil aktuátorů významně snížit ustálené hodnoty vodící síly na nabíhajících kolech obou podvozků moderní lokomotivy s bezkolébkovými podvozky v obloucích malých poloměrů;
- v důsledku působení momentu aktuátorů dochází k rovnoměrnějšímu rozdělení vodících sil mezi přední a zadní dvojkolí v jednotlivých podvozcích;
- v důsledku působení vratného momentu odporu proti natáčení podvozku, který na předním podvozku brání natáčení podvozku do oblouku, zatímco na podvozku zadním tomuto natáčení při průjezdu obloukem napomáhá, je pozorovaný přínos systému aktivních prvků z hlediska snižování vodících sil na nabíhající dvojkolí předního podvozku větší než na nabíhající dvojkolí podvozku zadního.

Každopádně může být z hlediska minimalizace vodících sil přínos aktivních systémů pro natáčení podvozků v principu větší než přínos (pasivních) mezipodvozkových vazeb, přičemž účinek těchto mezipodvozkových vazeb je závislý na horizontálních tuhostních charakteristikách sekundárního vypružení, jak je ukázáno v autorově disertační práci [11], resp. návazně v článku [14].

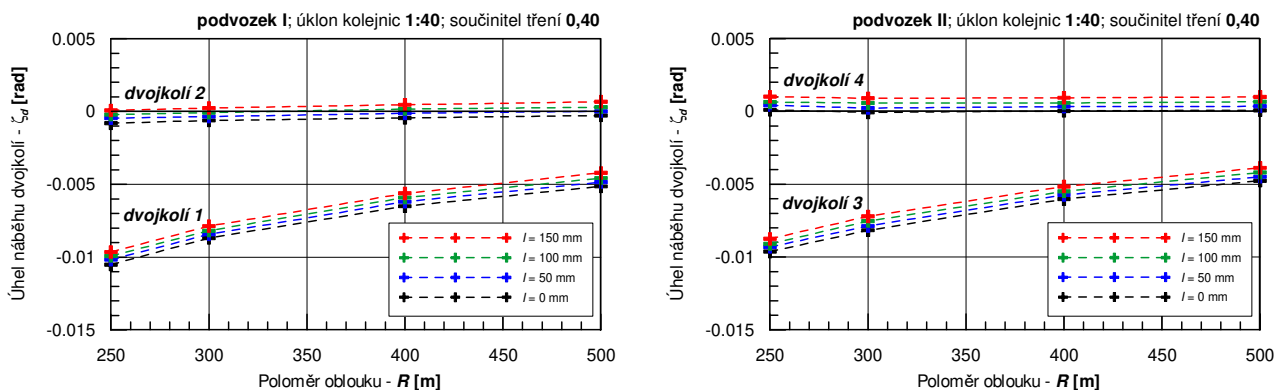
3.4 Návrh systému aktivního radiálního stavění dvojkolí a posouzení jeho přínosů

Kromě posuzování vlivu systému aktivních prvků pro natáčení podvozků (viz kap. 3.3) byl autorem práce v rámci řešení projektu *Centra kompetence drážních vozidel* v roce 2017 (opět ve spolupráci se společností ŠKODA TRANSPORTATION a s využitím simulačního modelu moderní elektrické lokomotivy) vyšetřován i potenciální přínos systému aktivního radiálního stavění dvojkolí ke zlepšení vodících vlastností vozidla. Tato činnost, která je blíže popsána ve zprávě [15], obnášela především implementaci modelu aktivních prvků vedení dvojkolí a příslušných řídicích algoritmů do programového systému *SJKV*. Dynamický model vedení dvojkolí v rámu podvozku v podélném směru vč. aktivního prvku je znázorněn na obr. 12.

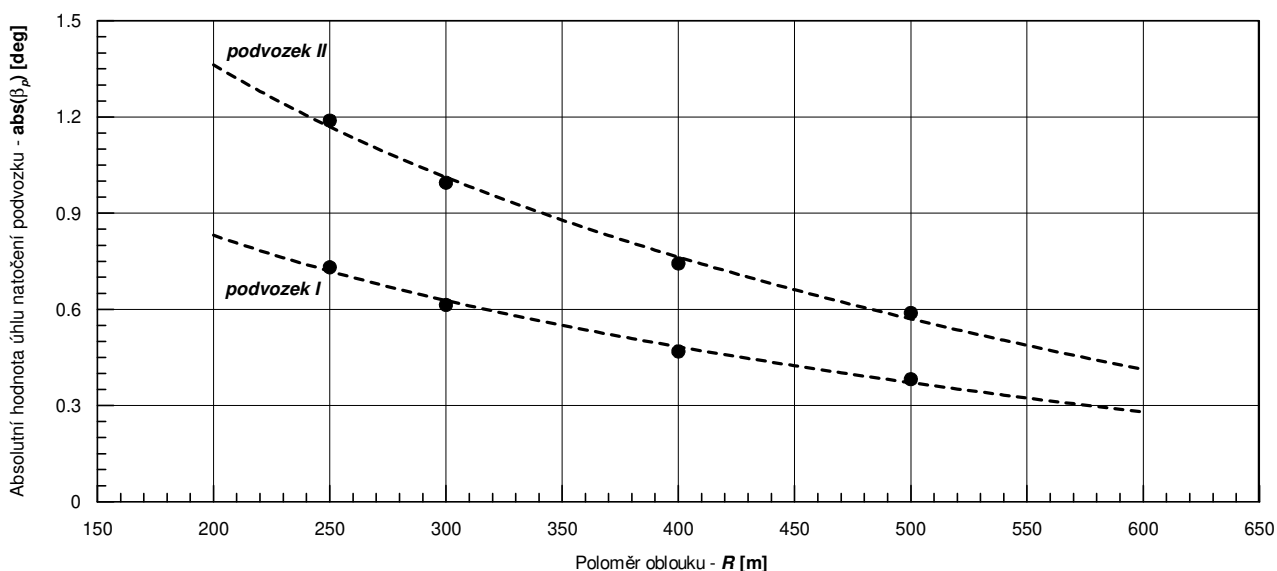


Obr. 12 Model vedení dvojkolí v rámu podvozku v podélném směru s aktivním prvkem.

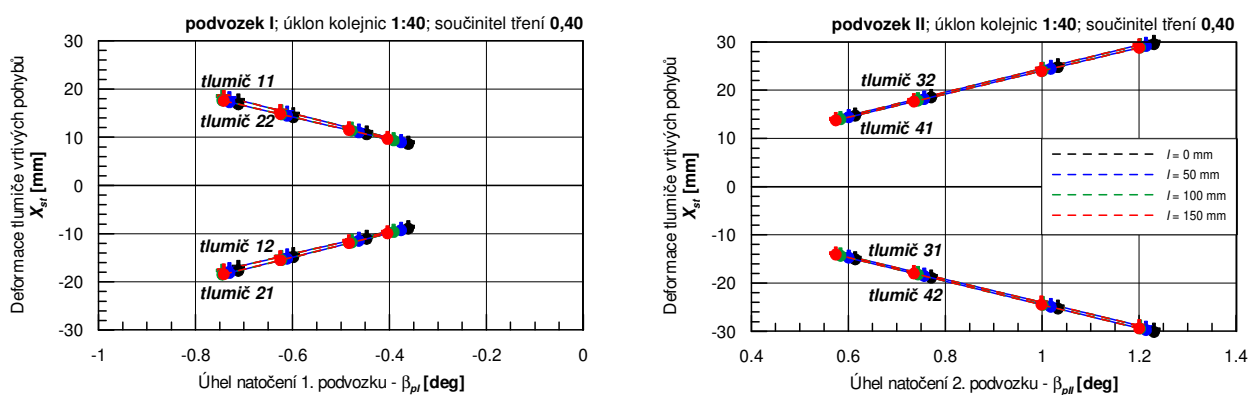
V rámci řešení problematiky implementace systému aktivních prvků pro radiální stavění dvojkolí do pojezdu vyšetřovaného vozidla byla nejprve provedena analýza vodících vlastností lokomotivy nevybavené systémem aktivního radiálního stavění dvojkolí při průjezdu oblouky různých poloměrů za různých podmínek daných nedostatkem převýšení (rychlostí jízdy), podmínkami kontaktní geometrie dvojkolí–kolej (úklonem kolejnic) nebo součinitelem tření v kontaktu kolo–kolejnice. Cílem této analýzy, podrobněji popsané ve zprávě [15], bylo získání potřebných vstupů pro definici řídicích algoritmů systému. Ukázka výsledků provedené analýzy je zde uvedena na obr. 13 (závislost ustálených hodnot úhlu náběhu jednotlivých dvojkolí na poloměru oblouku pro různé provozní podmínky, dané nedostatkem převýšení a definovanými parametry kontaktu dvojkolí–kolej), na obr. 14 (aproximace zjištěných závislostí absolutních hodnot úhlu natočení jednotlivých podvozků vůči skříní vozidla na poloměru oblouku, vycházející z průměrných ustálených hodnot pro různé provozní podmínky) a na obr. 15 (zjištěné závislosti ustálených hodnot deformace jednotlivých tlumičů vrtivých pohybů podvozků na úhlu natočení jednotlivých podvozků vůči skříní lokomotivy pro různé hodnoty nedostatku převýšení při průjezdu vozidla obloukem). Zjištěné hodnoty deformace tlumičů vrtivých pohybů podvozků lokomotivy v závislosti na natočení jednotlivých podvozků vůči skříní lokomotivy (resp. nepřímo na poloměru projížděného oblouku) byly využity pro návrh algoritmů řízení aktivního radiálního stavění dvojkolí, a to v různých režimech, kdy je – s ohledem na výsledky simulačních výpočtů prezentované na obr. 13 – rejdování dvojkolí realizováno buď jen na nabíhajících dvojkolích jednotlivých podvozků, nebo na všech dvojkolích vyšetřovaného vozidla.



Obr. 13 Závislost úhlu náběhu dvojkolí předního (vlevo) a zadního (vpravo) podvozku vyšetřované lokomotivy při průjezdu pravotočivým obloukem na poloměru oblouku při různých hodnotách nedostatku převýšení za definovaných podmínek kontaktu dvojkolí a koleje (úklon kolejnic: 1:40, součinitel tření: 0,40); [15].



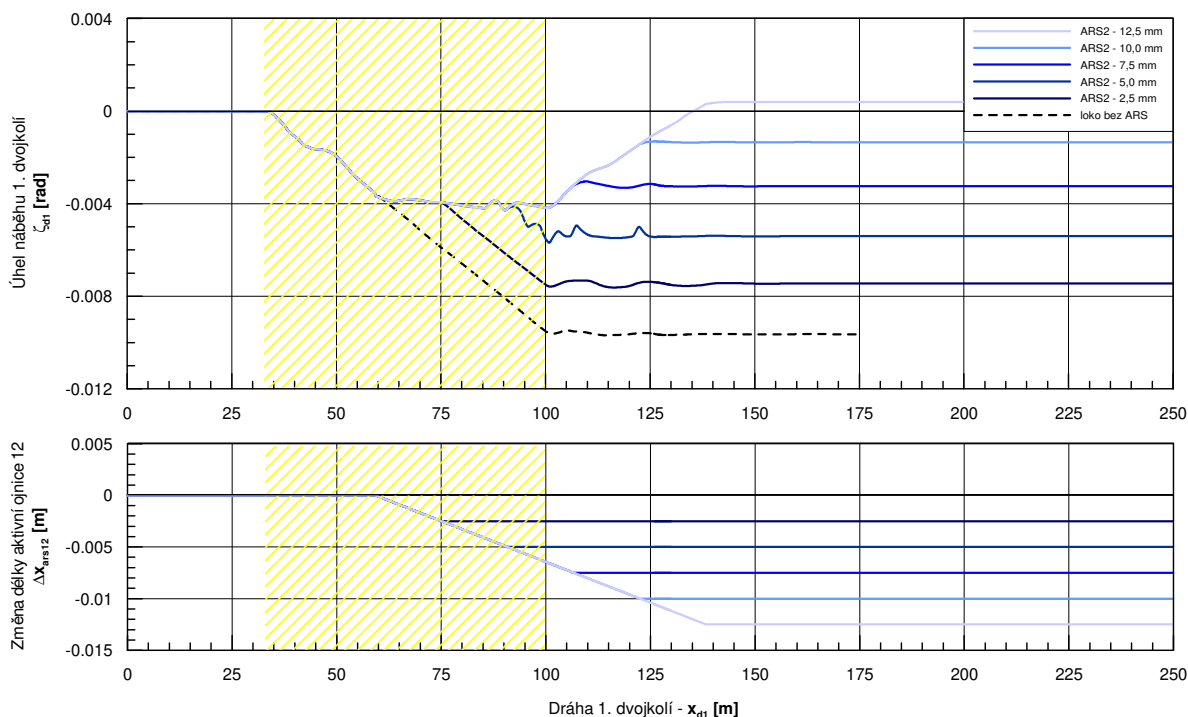
Obr. 14 Aproximace závislosti úhlu natočení jednotlivých podvozků vůči skříně lokomotivy na poloměru oblouku; [15].



Obr. 15 Závislost deformace tlumičů vrtivých pohybů předního (vlevo) a zadního (vpravo) podvozku vyšetřované lokomotivy při průjezdu pravotočivým obloukem na úhlu natočení podvozku vůči skříně lokomotivy (kladná deformace: stlačení, záporná deformace: prodloužení) za definovaných podmínek kontaktu dvojkolí a koleje (úklon kolejnic: 1:40, součinitel tření: 0,40); [15].

Zvolená koncepce řízení aktivního radiálního stavění dvojkolí tak vychází z předpokladu, že požadovaný zdvih aktivních prvků je řízen na základě signálů ze snímačů zdvihu tlumičů vrtivých pohybů podvozků, přičemž se předpokládá použití jednoho aktivního prvku na každém dvojkolí³. Prověřovány přitom byly následující tři různé módy řízení systému aktivních prvků:

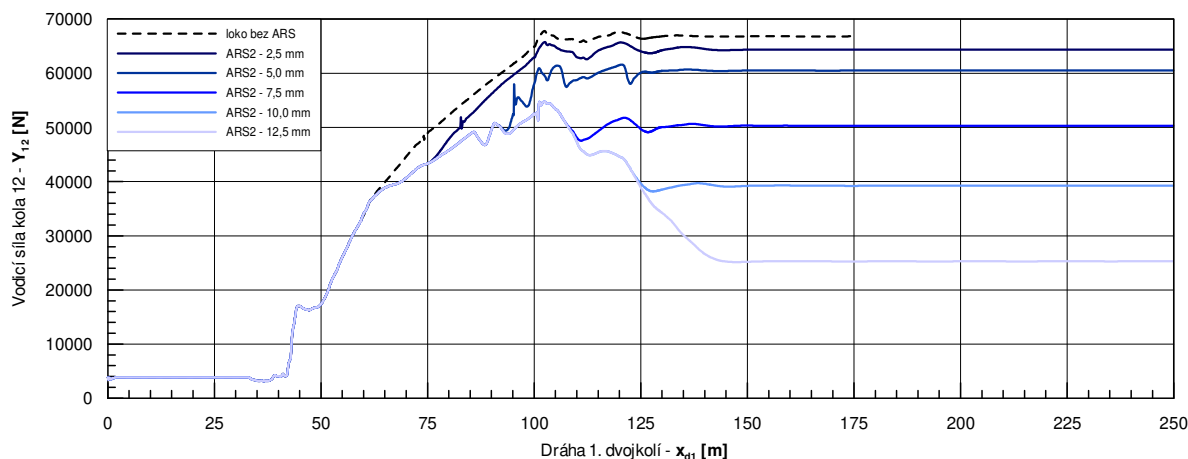
- radiální stavění pouze nabíhajících dvojkolí v jednotlivých podvozcích, a to tak aby mohlo dojít k úplné eliminaci úhlu náběhu těchto dvojkolí⁴ (viz též obr. 13) – tato koncepce se však jeví jako nevhodná zejména z důvodu velkého požadovaného zdvihu aktivních prvků (a tudíž i sil jimi vyvozovaných – aktivní prvek ve vedení dvojkolí musí přemoci podélnou tuhost primárního vypružení, ale i případnou tažnou sílu přenášenou vedením dvojkolí);
- radiální stavění všech dvojkolí vozidla, přičemž jsou uvažovány poloviční požadované hodnoty zdvihu aktivních prvků oproti případu, kdy rejdují pouze nabíhající dvojkolí v jednotlivých podvozcích. Součástí provedené analýzy však bylo též vyšetřování vlivu maximálního zdvihu aktivních prvků na dosahovaný úhel náběhu dvojkolí a dosahované kvazistatické vodící síly, což je zde demonstrováno průběhy vybraných veličin na obr. 16 a obr. 17;



Obr. 16 Porovnání průběhů úhlu náběhu prvního dvojkolí vyšetřované lokomotivy při vjezdu do oblouku o poloměru 250 m rychlostí odpovídající nedostatku převýšení 150 mm pro různé maximální hodnoty zdvihu prvků aktivního vedení dvojkolí (nahore) a odpovídající průběhy změny délky (prodloužení) aktivního prvku (u nabíhajícího kola) prvního dvojkolí (dole); výsledky simulace jízdy po koleji bez nerovností (žlutým šrafováním je vyznačena oblast přechodnice) při uvažování rychlosti změny délky aktivního prvku 3,5 mm/s; [15].

³ I s ohledem na nákladnost případného pořízení aktivních prvků a nároky na jejich údržbu je uvažována zástavba se dvěma aktivními prvky v každém podvozku (tedy jeden aktuátor na dvojkolí), přičemž jsou tyto aktivní prvky umístěny v podvozku diagonálně.

⁴ Nenabíhající dvojkolí v jednotlivých podvozcích oproti tomu zaujímají i při průjezdu vozidla obloukem malého poloměru téměř nulový úhel náběhu.



Obr. 17 Porovnání průběhů vodící síly na nabíhající kole prvního dvojkolí vyšetřované lokomotivy při vjezdu do oblouku o poloměru 250 m rychlostí odpovídající nedostatku převýšení 150 mm pro různé maximální hodnoty zdvihu prvků aktivního vedení dvojkolí; výsledky simulace jízdy po koleji bez nerovností při uvažování rychlosti změny délky aktivního prvku 3,5 mm/s; [15].

- stupňovité radiální stavění všech dvojkolí, kdy není požadovaná hodnota zdvihu aktivních prvků počítána spojitě na základě aktuálního natočení jednotlivých podvozků vůči skříni vozidla jako v předchozím případě, ale je dána jednotně (konstantní hodnotou) pro všechna dvojkolí, a to pro definované pásmo poloměrů oblouků (resp. jsou aktuátory aktivovány při překročení mezní hodnoty zdvihu tlumičů vrtivých pohybů podvozků). Tento způsob řízení radiálního stavění dvojkolí je v principu jednodušší, avšak méně efektivní než spojitě řízení, přičemž zásadní otázkou je stanovení (kompromisní) hodnoty zdvihu aktivních prvků v příslušném pásmu poloměrů oblouku. I s využitím této koncepce řízení je však v principu možné dosáhnout poklesu kvazistatických vodících sil v obloucích malých poloměrů v řádu desítek procent.

Vybrané výsledky simulačních výpočtů průjezdu lokomotivy oblouky o velmi malých poloměrech, které vypovídají o potenciálním přínosu systému aktivního radiálního stavění dvojkolí, jsou kromě ukázky v grafech na obr. 16 a obr. 17 prezentovány též v příloze [P8], kde je demonstrován právě vliv maximálního zdvihu aktuátorů ve vedení dvojkolí na dosahované kvazistatické vodící síly na jednotlivých kolech vozidla. Z uvedených výsledků vyplývá, že již zdvih 5 mm (za podmínky radiálního stavění všech dvojkolí vozidla a při použití jednoho aktivního prvku na dvojkolí) umožňuje v oblouku o poloměru 250 m snížit ustálenou hodnotu úhlu náběhu nabíhajících dvojkolí v jednotlivých podvozcích téměř o 50 %. Zdvih aktivních prvků o hodnotě 10 mm pak umožňuje velmi významné zrovnomnění rozložení vodících sil mezi jednotlivá dvojkolí vozidla, přičemž maximální pozorované hodnoty kvazistatických vodících sil lokomotivy o celkové hmotnosti 90 t ani v oblouku o poloměru 250 m nepřesahují na nabíhajících kolech hodnotu 40 kN (a to za podmínky suchých kolejnic a jízdy rychlostí odpovídající nedostatku převýšení 150 mm). Jako potenciálně problematický aspekt aktivního radiálního stavění dvojkolí se jeví rychlost reakce systému, kdy je pro docílení optimálních vlastností žádoucí, aby k dosažení požadovaného zdvihu aktivních prvků došlo v rámci průjezdu vozidla přechodnicí. V opačném případě mohou vznikat nežádoucí špičky vodících sil degradující celkový přínos systému (viz též průběhy obr. 16 a obr. 17).

3.5 Limity systémů aktivních prvků při snižování úrovně poškozujících účinků jízdy vozidla na kolej – problematika průjezdu vozidla S-obloukem

V závěru kap. 3.4 je uvedeno, že problematickým faktorem z hlediska efektivity systémů aktivního radiálního stavění dvojkolí při snižování velikosti vodících sil, resp. obecně poškozujících účinků jízdy vozidla na kolej, může být včasnost a odpovídající (dostatečná) rychlost reakce systému. Při jízdě vozidla obloukem je totiž žádoucí, aby se samotný proces radiálního stavění dvojkolí odehrál v průběhu průjezdu přechodnicí. Jak je naznačeno v příloze [P8] a následně podrobně analyzováno v příloze [P9], limitujícím aspektem přínosnosti systémů aktivních prvků ke snižování poškozujících účinků je příčné silové působení vozidla na kolej v podmínkách protisměrných oblouků, zejména tedy odbočných větví výhybek. Referenční S-oblouk, jak je aktuálně definován v informativní příloze F normy EN 14363 [10], se vyznačuje následujícími parametry:

- poloměr obou protisměrných oblouků 190 m;
- absence přechodnic (a také převýšení koleje);
- krátká mezipřímá délky od 6 do 11 m;
- maximální rychlost průjezdu vozidla 40 km/h.

Jak je ukázáno v příloze [P9], příčné silové působení vozidla na kolej při průjezdu S-obloukem má v důsledku absence přechodnic a velmi malého poloměru oblouků poměrně specifický charakter, vyznačující se vysokou špičkou vodící síly na příslušném nabíhajícím kole vždy při vjezdu prvního dvojkolí vozidla do příslušného oblouku. Pro potřeby kvantitativního posouzení vlivu jednotlivých základních konstrukčních parametrů vozidla na velikost této špičky (bez nutnosti provádět simulační výpočty) je v příloze [P9] autorem práce definována tzv. *ekvivalentní vodící síla*, která může být pro podmínky průjezdu vozidla o hmotnosti m a délce přes nárazníky l rychlostí 40 km/h protisměrnými oblouky o poloměru 190 m přibližně vyjádřena vztahem:

$$Y_{\text{ekv}} = 0,65 \cdot m \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{12} \cdot \left(\frac{l}{2a^*} \right)^2 \right) + \frac{\gamma}{380} \cdot \frac{2a^*}{2a^+} + \frac{1}{2a^+} \cdot \sum_{(i)} r_i \cdot F_i, \quad (3.7)$$

kde $2a^*$ je vzdálenost otočných čepů, $2a^+$ je rozvor podvozku, γ je úhlová tuhost vazby skříně a podvozku při natáčení kolem svislé osy a F_i reprezentuje síly působící svým momentem ke středu podvozku na rameni r_i proti natáčení podvozku (tj. síly v tlumičích vrtivých pohybů, v kluznicích, případně v příčných sekundárních tlumičích apod.)⁵. Podrobné odvození vztahu (3.7) a jeho obecná podoba jsou uvedeny v příloze [P9].

⁵ Poslední člen vztahu (3.7) však zahrnuje (např. prostřednictvím efektivní hodnoty ramene a odpovídající síly) rovněž pasivní momenty v rotační vazbě skříně a podvozku, např. třecí moment v kulové torně v případě nákladních vozů. Jsou-li velikosti sil F_i závislé na rychlosti natáčení podvozku vůči skříně, je v daném případě potřeba uvažovat úhlovou rychlost o velikosti 29 mrad/s.

Zejména systémy aktivního radiálního stavění dvojkolí (viz [P8]), ale do jisté míry i systémy aktivního radiálního natáčení podvozků (viz též [P7]), představují poměrně efektivní cestu ke snižování dosahovaných ustálených hodnot kvazistatických vodicích sil v obloucích malých poloměřů. Jak je však na výsledcích simulačních výpočtů demonstrováno v příloze [P9], účinnost těchto aktivních systémů při snižování špiček vodicích sil při průjezdu vozidla S-obloukem je silně závislá jak na včasné detekci vjezdu vozidla do oblouku, tak i na rychlosti reakce systému. Je-li přitom detekce vjezdu vozidla do oblouku realizována na vozidle (typicky snímáním a vyhodnocováním zdvihu tlumičů vrtivých pohybů podvozků – viz též kap. 3.4), je dosažení dostatečně včasné reakce aktivního systému prakticky vyloučeno. Specifickým případem je potom problematika včasné detekce vjezdu vozidla do druhého (protisměrného) oblouku, je-li tato detekce založena na základě snímání úhlu natočení podvozků vůči skříní vozidla, a to v případě, že délka mezipřímé mezi jednotlivými protisměrnými oblouky je menší než vzdálenost otočných čepů (středů podvozků) vozidla. V takovém případě nelze vjezd do druhého oblouku už z principu detekovat včas a při nevhodném způsobu řízení může dokonce dojít k opačné reakci systému (tj. k antiradiálnímu stavění dvojkolí či podvozků). Geometrie postavení vozidla v S-oblouku totiž v daném případě nutně vede k tomu, že v okamžiku vjezdu prvního dvojkolí do druhého oblouku odpovídá smysl natočení předního podvozku vůči skříní stále ještě průjezdu prvním obloukem.

3.6 Modelování systémů semiaktivně řízených tlumičů v pojezdu kolejových vozidel

Poslední inovativní technologií, které je zde věnována pozornost, resp. kterou se autor v rámci svých výzkumných aktivit v poslední době zabýval, je **aplikace semiaktivně řízených magneto-rheologických (MR) tlumičů ve vazbě skříně vozidla a podvozku.**

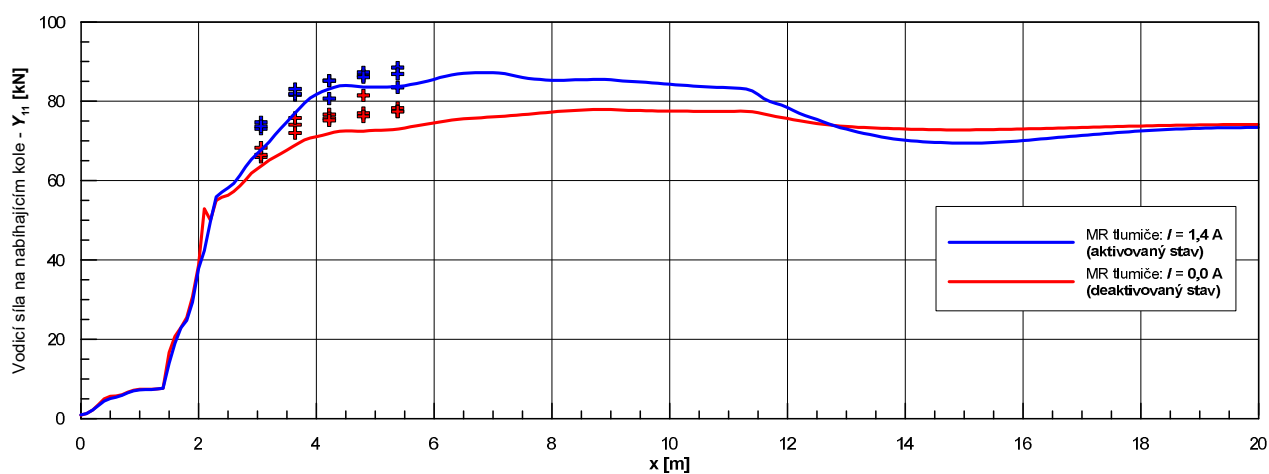
3.6.1 Semiaktivně řízené tlumiče vrtivých pohybů podvozků elektrické lokomotivy

Prvním řešeným případem bylo **simulační vyšetřování přínosu semiaktivně řízených MR tlumičů vrtivých pohybů podvozků** ke zvýšení stability jízdy vozidla, konkrétně elektrické lokomotivy. Tato úloha byla řešena ve spolupráci s kolegy z Fakulty strojního inženýrství VUT v Brně a se společností Strojírna Oslavany, a to primárně v rámci příslušného pracovního balíčku projektu *Josef Bozek National Center of Competence for Surface Vehicles* v letech 2019 až 2022. Zatímco úlohou VUT byl návrh rychlého MR tlumiče a algoritmů jeho řízení, na DFJP byl v rámci řešení projektu vytvořen simulační model vozidla s implementovanými algoritmy řízení tlumičů vrtivých pohybů podvozků s proměnnou $F-v$ charakteristikou a s využitím simulačních výpočtů jízdy vozidla byl prověřován potenciální přínos semiaktivních tlumičů (řízených jedním ze dvou vyšetřovaných algoritmů, pracovních zvaných „Tracking“ a „Accelerating“ a vzájemně se lišících svými požadavky na řídicí veličiny). Oba zmíněné algoritmy přitom fungují v tzv. ON/OFF režimu, kdy je na základě hodnoty řídicího signálu tlumič přepínán buď do plně aktivovaného, nebo naopak deakti-

vovaného stavu. Sledovány byly jak jízdní vlastnosti vozidla na koleji s reálnými nerovnostmi, tak i teoreticky stanovená kritická rychlost jízdy vozidla; v obou případech za různých podmínek kontaktní geometrie dvojkolí–kolej. Vybrané výsledky řešení uvedeného projektu jsou prezentovány v přílohách [P10] a [P11], kde jsou mj. specifikovány i oba použité řídicí algoritmy a základní parametry uvažované lokomotivy.

Z výsledků provedených simulačních výpočtů vyplývá, že za určitých podmínek (vhodně zvolený řídicí algoritmus, dostatečně krátká časová konstanta tlumiče a dostatečně velký dynamický rozsah tlumiče) mohou semiaktivně řízené tlumiče vrtivých pohybů podvozků přispět ke zlepšení stability jízdy vozidla, resp. jeho jízdních vlastností. V rámci řešení projektu bohužel nebyla možnost ověření simulačně zjištěného přínosu dané technologie experimentální cestou, a proto zde není semiaktivnímu řízení tlumičů vrtivých pohybů podvozků dále věnována bližší pozornost.

Jak je zmíněno v příloze [P10] (s odkazem na [16]), byl však experimentálně prověřován alespoň vliv úrovně tlumicí síly tlumičů vrtivých pohybů podvozků (pracujících v režimu adaptivního tlumení, tedy nacházejících se buď v plně aktivovaném, nebo deaktivovaném stavu) na dosahovanou úroveň vodících sil v podmínkách průjezdu vozidla S-obloukem dle přílohy F normy EN 14363 [10], což bylo zároveň využito k (částečné) validaci modelu vyšetřovaného vozidla v programovém systému SJKV. Ukázka porovnání nasimulovaných průběhů vodících sil na nabíhající kole prvního dvojkolí a naměřených hodnot vodících sil (v definovaných řezech na kolejnici) při vjezdu lokomotivy s aktivovanými a deaktivovanými tlumiči vrtivých pohybů podvozků do prvního oblouku je zde prezentována na obr. 18. V kontextu hodnocení poškozujících účinků jízdy vozidla na kolej (viz kap. 3.5) tak lze konstatovat, že semiaktivně řízené tlumiče vrtivých pohybů podvozků v principu umožňují – podobně jako adaptivní provedení těchto tlumičů – do jisté míry snížit špičku vodící síly působící na nabíhající kole vozidla při vjezdu do odbočné větve výhybky. Posuzováno dosahovanou hodnotou ekvivalentní vodící síly znamená deaktivovaný tlumič minimalizaci velikosti posledního členu vztahu (3.7).



Obr. 18 Porovnání nasimulovaných průběhů vodících sil na nabíhající kole prvního dvojkolí a výsledků měření vodících sil na koleji při vjezdu vyšetřované elektrické lokomotivy do oblouku o poloměru 190 m rychlostí 40 km/h při různých stavech MR tlumičů vrtivých pohybů podvozků.

3.6.2 Semiaktivně řízené tlumiče sekundárního vypružení v pojezdu elektrické jednotky

Aplikace semiaktivně řízených MR tlumičů za účelem zlepšení jízdního komfortu je předmětem řešení projektu *Semiaktivní systém tlumení pro jednopodlažní elektrickou jednotku* v letech 2023 až 2026, opět ve spolupráci DFJP s FSI VUT a Strojírnou Oslavany. V tomto případě je cílem řešení projektu návrh, výroba a provozní ověření semiaktivně řízených MR tlumičů, které budou zkušebně osazeny jako **příčné a svislé tlumiče sekundárního vypružení** vloženého hnacího vozu elektrické jednotky ŠKODA 10Ev. Autorem práce je opět řešena tvorba multi-body simulačního modelu v programovém systému SJKV a realizace simulačních výpočtů jízdy vyšetřovaného vozidla s cílem nalezení optimálních charakteristik semiaktivně řízených sekundárních tlumičů a ověřování funkčnosti navržených algoritmů řízení. Jak je uvedeno v příloze **[P12]**, byl v první fázi do simulačního modelu vozu implementován pro potřeby řízení tlumičů algoritmus „*Skyhook linear*“, přičemž použité charakteristiky příčného i svislého sekundárního tlumiče, včetně modelu časové odezvy, vychází z měření na vyrobených vzorcích tlumičů. Podrobný popis první verze simulačního modelu vozidla je uveden ve zprávě [17]; v následujícím textu je pak uveden souhrn nejdůležitějších aspektů funkce modelu semiaktivního tlumení sekundárního vypružení. Algoritmus pro výpočet aktuální síly v tlumiči tedy funguje tak, že:

- je definována $F-v$ charakteristika příslušného tlumiče v deaktivovaném ($F_{\min}(v)$ – odpovídá nulovému proudu) a v plně aktivovaném ($F_{\max}(v)$ – odpovídá maximálnímu proudu) stavu. Každá $F-v$ charakteristika je přitom dána jako sada bodů $[v_i, F(v_i)]$;
- v aktuálním kroku výpočtu je výpočet požadované $F-v$ charakteristiky tlumiče proveden vždy přepočtem příslušné síly $F(v_i)$, odpovídající rychlosti deformace tlumiče v_i , s využitím vztahu:

$$F_{\text{poz}}(v_i) = F_{\min}(v_i) + K_{\text{red}} \cdot (F_{\max}(v_i) - F_{\min}(v_i)), \quad (3.8)$$

kde hodnota koeficientu K_{red} je určena v souladu se základní myšlenkou algoritmu „*Skyhook linear*“ (viz **[P12]**), tedy:

$$K_{\text{red}} = \begin{cases} 0 & \Leftrightarrow \dot{y}_s \cdot (\dot{y}_s - \dot{y}_p) \leq 0 \\ \text{sat} \left(\frac{\alpha \cdot (\dot{y}_s - \dot{y}_p) + (1 - \alpha) \cdot \dot{y}_s}{\dot{y}_s - \dot{y}_p} \right) & \Leftrightarrow \dot{y}_s \cdot (\dot{y}_s - \dot{y}_p) > 0 \end{cases} \quad (3.9)$$

kde \dot{y}_s je rychlost pohybu skříně v příčném/svislém směru, \dot{y}_p rychlost pohybu rámu podvozku v příčném/svislém směru, α koeficient naladění, který může obecně nabývat hodnot $\langle 0; 1 \rangle$ (aktuálně je uvažováno: $\alpha = 0$), a funkce sat říká, že hodnota K_{red} náleží intervalu $\langle 0; 1 \rangle$ (přesahuje-li požadovaná hodnota K_{red} tento interval, je oříznuta danými mezemi);

- protože však změna vlastností tlumiče není okamžitá, je přechod od skutečné aktuální charakteristiky k charakteristice požadované opožděn, a to podle vztahu:

$$F_{\text{skut}}(v) = F_{\text{skuto}}(v) + (F_{\text{poz}}(v) - F_{\text{skuto}}(v)) \cdot \left(1 - e^{-\frac{\Delta t}{\tau}}\right), \quad (3.10)$$

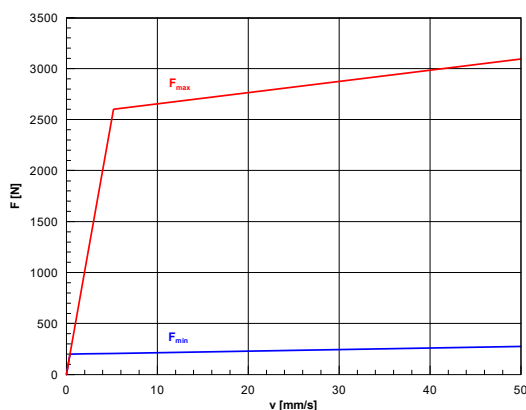
kde $F_{skut0}(v)$ reprezentuje aktuální skutečnou $F-v$ charakteristiku, aktuální požadovaná charakteristika $F_{poz}(v)$ je stanovena pomocí vztahu (3.8), Δt je délka časového integračního kroku numerického výpočtu a časová konstanta tlumiče τ je definována pomocí aproximačních vztahů, které byly stanoveny na základě výsledků měření na reálných tlumičích na FSI VUT a které popisují časovou konstantu tlumiče v závislosti na rychlosti deformace v , a to zvláště pro nárůst (τ_U) a pro pokles (τ_D) požadavku na tlumicí sílu:

$$\tau_U = 162 \cdot e^{-0,1766 \cdot |v|} + 28,8 \cdot e^{-0,0354 \cdot |v|} + 5,7, \quad (3.11)$$

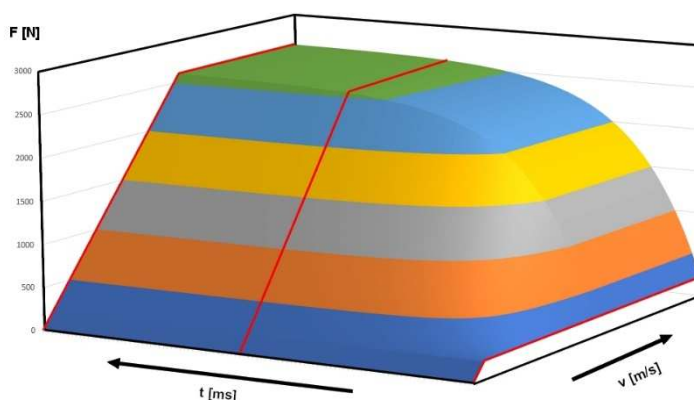
$$\tau_D = 4,8 \text{ ms}, \quad (3.12)$$

kde hodnoty τ_U a τ_D jsou uváděny v [ms] a rychlost v v [mm/s]. Takto definované chování tlumičů s popisem časové konstanty v závislosti na rychlosti deformace tlumiče má v principu schopnost postihnout do určité míry i vliv pružného uložení tlumičů v silentblocích, které obecně účinnost semiaktivních tlumicích systémů snižuje.

V grafu na obr. 19 jsou na ukázkou znázorněny zjednodušené charakteristiky uvažovaného svislého sekundárního tlumiče v plně aktivovaném ($K_{red} \geq 1$) a deaktivovaném ($K_{red} = 0$) stavu. Z těchto charakteristik je zřejmý dynamický rozsah MR tlumiče o hodnotě přibližně 10 (tzn., že v deaktivovaném stavu dosahuje tlumič přibližně desetinových hodnot tlumicí síly oproti stavu plně aktivovanému). Na obr. 20 je následně vizualizován přechod charakteristiky tohoto tlumiče ze stavu deaktivovaného do stavu plně aktivovaného dle vztahu (3.10) při skokové změně požadavku na tlumicí charakteristiku a při dané hodnotě τ .



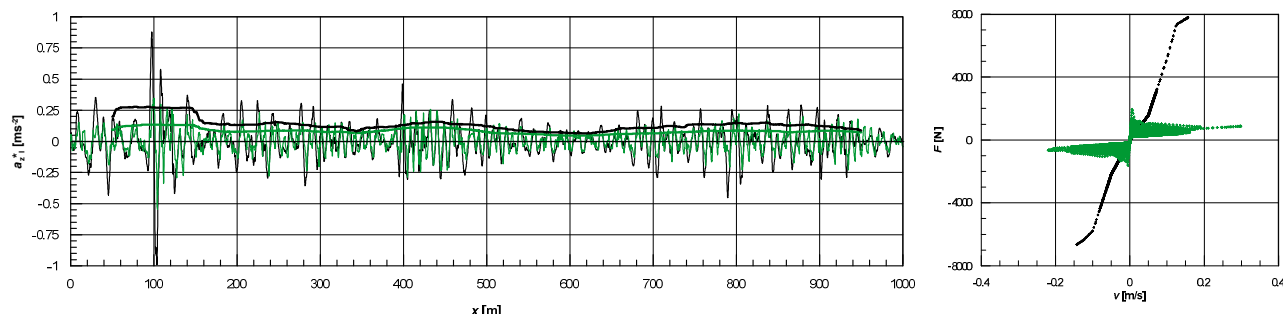
Obr. 19 Uvažované limitní $F-v$ charakteristiky svislého tlumiče sekundárního vypružení v **aktivovaném** a **deaktivovaném** stavu; [17].



Obr. 20 Vizualizace časové změny $F-v$ charakteristiky svislého tlumiče sekundárního vypružení při přechodu z deaktivovaného do aktivovaného stavu dle výše uvedeného popisu.

Prvotní výsledky simulačních výpočtů, které jsou uvedeny ve zprávě [17], resp. vybrané výsledky prezentovány v příloze **[P12]** (pro příčné zrychlení na skříní modelu vozidla) a také na obr. 21 (pro svislé zrychlení na skříní modelu vozidla), ukazují potenciál ke snížení úrovně maximálních RMS hodnot zrychlení na skříní vozidla při rychlosti jízdy 160 km/h na tratích s reálnými nerovnostmi až o nižší desítky procent. Významným zjištěním, které zde může být demonstrováno pravým grafem na obr. 21, je skutečnost, že při použití semiaktivně řízených tlumičů jsou dosahovány výrazně nižší hodnoty sil v tlumiči oproti použitým pasivním tlumičům, přestože pozorovaný rozsah

rychlosti deformace tlumiče je naopak mírně větší. Je tudíž možné předpokládat, že při použití semiaktivně řízených tlumičů sekundárního vypružení postačují k zajištění dostatečného tlumicího účinku tlumiče (ale také příslušné části konstrukce vozidla, zejména konzoly pro uchycení tlumičů) dimenzované na nižší hodnoty maximální síly.

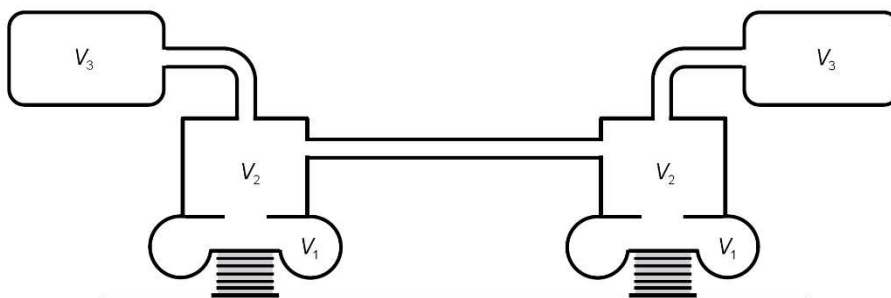


Obr. 21 Porovnání průběhů svislého zrychlení na podlaze vozu nad předním otočným čepem (a průběhů klouzavých RMS hodnot vypočtených z průběhu zrychlení s délkou okna 100 m) při simulaci jízdy rychlostí 160 km/h v přímé koridorové koleji, a to pro variantu vozidla s pasivními sekundárními tlumiči (černě) a se semiaktivně řízenými příčnými i svislými sekundárními tlumiči (zeleně); vpravo pak odpovídající pracovní charakteristiky pravého svislého sekundárního tlumiče předního podvozku; [17].

Výše popsaný simulační model vyšetřovaného vozu byl v průběhu řešení projektu dále zpřesňován, a to na základě změřených charakteristik vyrobené sady MR tlumičů a testů svislého sekundárního vypružení na zkušebním stavu v rámci řešení paralelního projektu *Národní centrum kompetence inženýrství pozemních vozidel Josefa Božka*, kde jsou kromě FSI VUT a Strojírny Oslavany v příslušném dílčím pracovním balíčku partnery také VÚKV a VZÚ Plzeň. Zdokonalení výpočtového modelu vyšetřovaného vozu v systému *SJKV* bylo v roce 2024 provedeno v těchto ohledech:

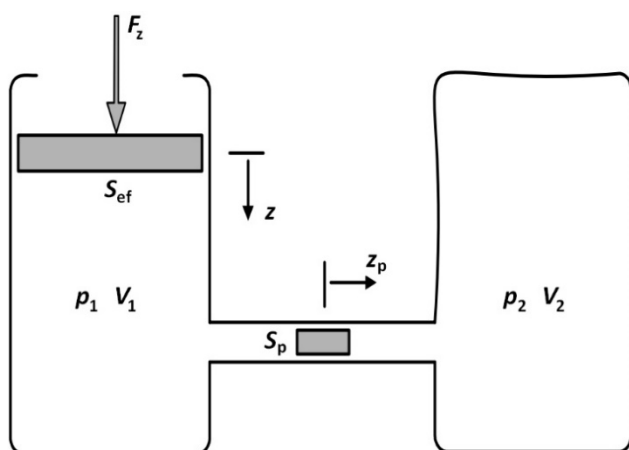
- implementace nového modelu svislého sekundárního vypružení, které v důsledku svého uspořádání vykazuje tuhost závislou na budící frekvenci;
- implementace tzv. $F-v-I$ mapy semiaktivních tlumičů sekundárního vypružení, kdy je rychlostní charakteristika MR tlumiče navázána na hodnotu (řídícího) proudu, procházejícího cívkou v pístu tlumiče, a související úpravy algoritmu řízení tlumičů.

Schéma pneumatického sekundárního vypružení použitého v podvozcích vozů elektrické jednotky ŠKODA 10Ev je znázorněno na obr. 22. Samotná vzduchová pružina o objemu V_1 je vždy uložena na nouzové pryžové pružině. Každá pružina je hrdlem spojena s prostorem o objemu V_2 v dutině příčnicku rámu podvozku, jenž slouží ke změkčení svislé charakteristiky vypružení. V důsledku propojení objemů vzduchu v pružinách na pravé a levé straně každého podvozku se uložení skříň vozidla na podvozcích chová jako dvoubodové, resp. jednobodové na každém podvozku; stabilita skříň vozidla je přitom zajištěna na každém podvozku torzním stabilizátorem. Vzhledem k požadavku na dosažení dostatečně nízké svislé tuhosti sekundárního vypružení (resp. na zajištění vyhovujícího jízdního komfortu této meziregionální elektrické jednotky) je dále ke každému objemu V_2 připojen ještě přídavný vzduchojem o objemu V_3 . Tyto přídavné vzduchojemy jsou umístěny nad podvozky (pod sedadly v salónu pro cestující) a k příslušným dutinám v příčnicích rámu podvozků jsou připojeny prostřednictvím hadic.

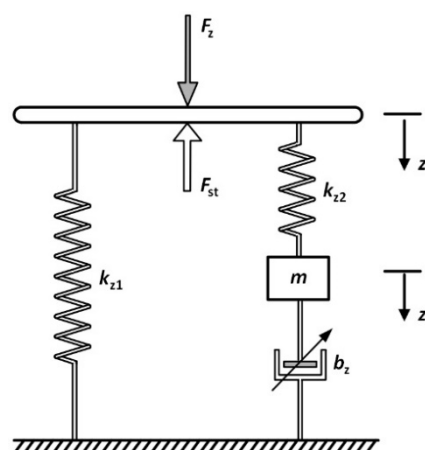


Obr. 22 Schéma pneumatického sekundárního vypružení vozů jednotky ŠKODA 10Ev.

V důsledku omezených možností proudění vzduchu mezi jednotlivými objemy při svislém propuštění sekundárního vypružení je svislá tuhost takto uspořádaného vypružení závislá na frekvenci zatěžování sekundárních pružin. Kromě toho dochází škrcením proudění vzduchu k tlumení kmitání. S cílem přiblížit modelovou charakteristiku pneumatického vypružení realitě byl do simulačního modelu implementován Gavrilovski–Jovanové model [18], jehož parametry byly přizpůsobeny na základě výsledků měření charakteristik vypružení, realizovaného na zkušební stavu VÚKV, umístěném ve zkušebně VZÚ v Plzni.



Obr. 23 Schéma pneumatického vypružení využitě k tvorbě Gavrilovski–Jovanové modelu; převzato z [18] a upraveno autorem.



Obr. 24 Náhradní schéma Gavrilovski–Jovanové modelu pneumatického vypružení; převzato z [18] a upraveno autorem.

Schéma pneumatického vypružení, z něhož vychází Gavrilovski–Jovanové model, je uvedeno na obr. 23. Toto schéma uvažuje dva spojené objemy vzduchu (V_1 a V_2), přičemž jejich vzájemné propojení je realizováno potrubím o průřezu S_p . Uvažována je přitom ekvivalentní hmotnost vzduchu v potrubí, která tvoří fiktivní bariéru mezi oběma částmi soustavy. Náhradní schéma dynamického modelu pneumatického vypružení je znázorněno na obr. 24, přičemž je možné odvodit následující vztahy (blíže viz též článek [18]):

- síla ve vazbě F_z je součtem tří dílčích složek:

$$F_z = F_{st} + k_{z1} \cdot z + k_{z2} \cdot (z - z_1), \quad (3.13)$$

kde F_{st} je statická složka síly, vyplývající z ustálené hodnoty (pře)tlačky vzduchu v pružině, k_{z1} a k_{z2} jsou tuhosti modelu vypružení dle schématu na obr. 24, z je deformace vypružení a souřadnice z_1 značí pohyb ekvivalentní hmoty vzduchu m v potrubí;

- pohybová rovnice ekvivalentní hmotnosti vzduchu m v potrubí zní:

$$m \cdot \ddot{z}_1 = k_{z2} \cdot (z - z_1) - b_z \cdot \dot{z}_1, \quad (3.14)$$

kde b_z je koeficient kvadratického tlumení, vznikající při proudění vzduchu v potrubí;

- statická složka svislé síly F_{st} v pneumatickém vypružení je definována jako:

$$F_{st} = p_{10} \cdot S_{ef} = (p_0 - p_{atm}) \cdot S_{ef}, \quad (3.15)$$

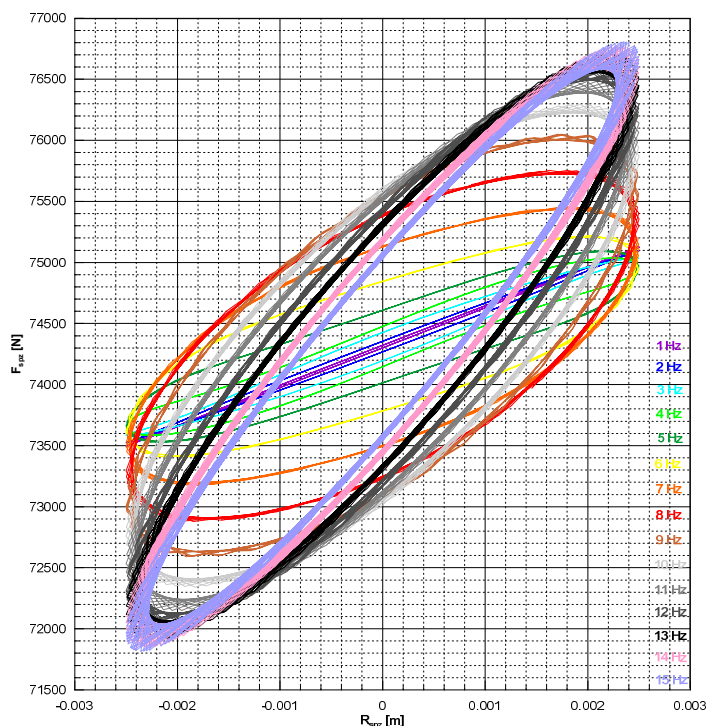
kde p_{10} je přetlak v nádobě o (ustáleném) objemu V_{10} , p_0 absolutní hodnota tlaku v této nádobě, p_{atm} je atmosférický tlak a S_{ef} je efektivní plocha pneumatické pružiny;

- tuhosti k_{z1} a k_{z2} mohou být vyjádřeny za předpokladu polytropického děje při deformaci pneumatické pružiny:

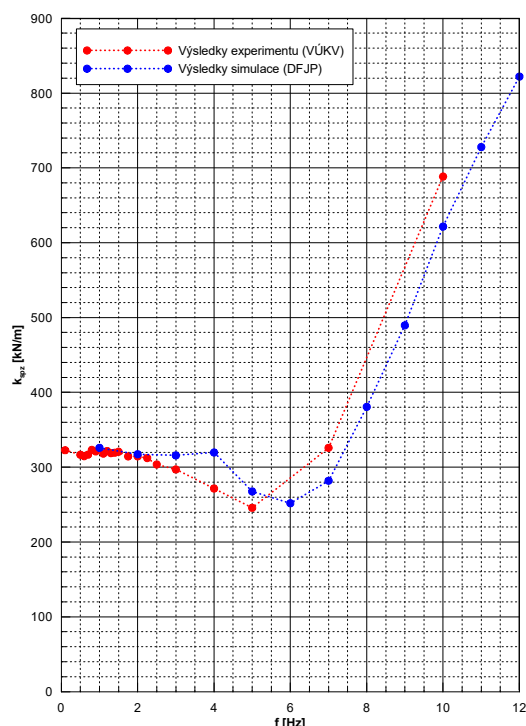
$$k_{z1} = \frac{p_0 \cdot n \cdot S_{ef}^2}{V_{10} + V_{20}}, \quad (3.16)$$

$$k_{z2} = k_{z1} \cdot \frac{V_{20}}{V_{10}}, \quad (3.17)$$

kde n je hodnota polytropického koeficientu, V_{10} je ustálený objem samotné pneumatické pružiny a V_{20} je objem přídavného vzduchojemu (viz schéma na obr. 23).



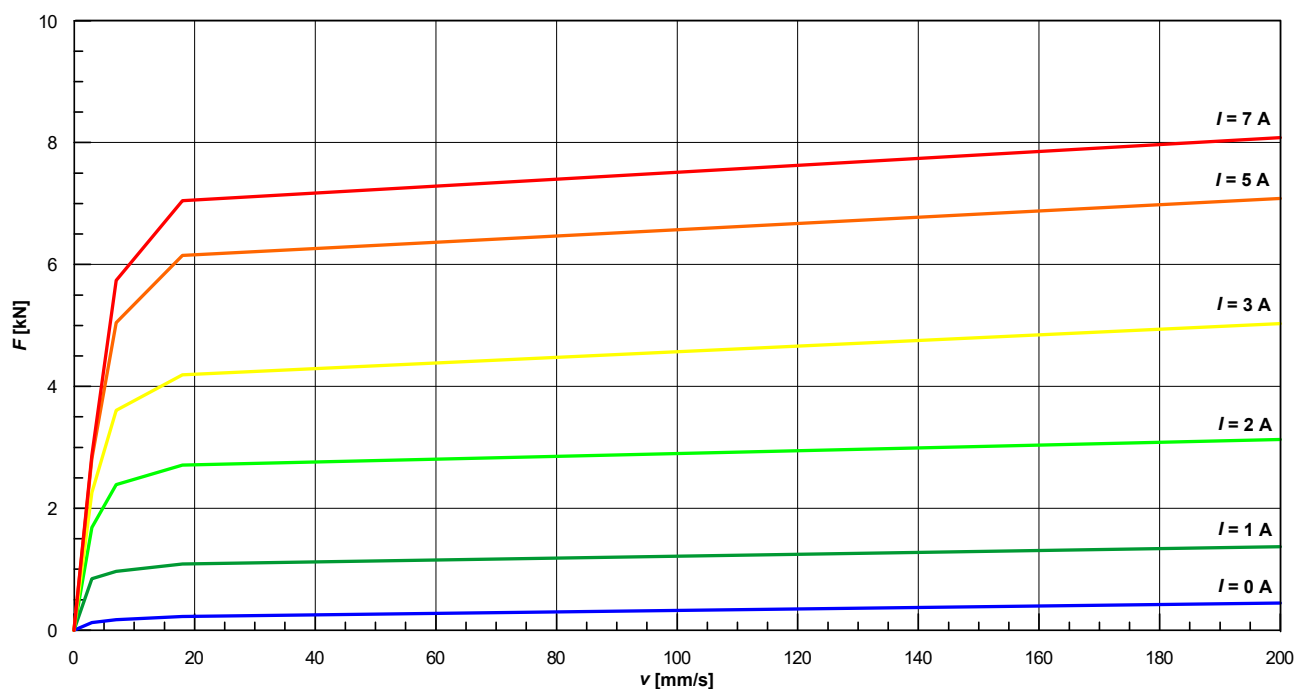
Obr. 25 Pracovní charakteristika modelu svislého sekundárního vypružení při harmonickém buzení s amplitudou 2,5 mm různými frekvencemi.



Obr. 26 Porovnání naměřených (červeně) a nasimulovaných (modře) hodnot tuhosti svislého sekundárního vypružení.

Přestože použitý model pružiny vychází z předpokladu dvojice propojených objemů (viz obr. 23) a na vyšetřovaném vozidle tvoří sekundární vypružení trojice propojených objemů na každé straně podvozku (viz obr. 22), bylo vhodným naladěním parametrů Gavrilovski–Jovanové modelu dosa-

ženo stavu, kdy tento model vykazuje podobnou závislost svislé tuhosti na zatěžovací frekvenci jako reálné vypružení; zároveň použitý model vykazuje vnitřní tlumení, jehož velikost se též mění s proměnnou zatěžovací frekvencí. Na obr. 25 je znázorněna sada pracovních charakteristik, které vznikly při harmonickém zatěžování modelu vypružení na jedné straně podvozku ve svislém směru s amplitudou 2,5 mm a o frekvencích od 1 do 15 Hz. Na obr. 26 je pak provedeno porovnání závislosti dynamické tuhosti svislého sekundárního vypružení na frekvenci, přičemž modře znázorněná charakteristika byla zjištěna právě vyhodnocením výsledků simulací a červeně znázorněná charakteristika vznikla měřením na vzorku reálného vypružení na zkušebním stavu ve VZÚ v Plzni (měření provedli pracovníci VÚKV v roce 2024).



Obr. 27 Modelová $F-v-I$ mapa testovaného magnetorheologického tlumiče sekundárního vypružení.

Druhým vylepšením modelu byla implementace $F-v-I$ mapy semiaktivních tlumičů sekundárního vypružení (viz obr. 27), která vychází z výsledků měření reálných vzorků MR tlumičů sekundárního vypružení. Oproti výše popsanému modelu, kdy byla aktuální požadovaná $F-v$ charakteristika de facto určena hodnotou koeficientu K_{red} (viz vztahy (3.8) a (3.9)), je aktuální podoba charakteristiky dána hodnotou řídicího proudu. Vazba mezi řídicím proudem a požadovanou charakteristikou je jednoznačná, přičemž algoritmus „Skyhook linear“ je v řídicím algoritmu příslušné programové jednotky SJKV implementován takovým způsobem, že požadovaný řídicí proud je definován jako:

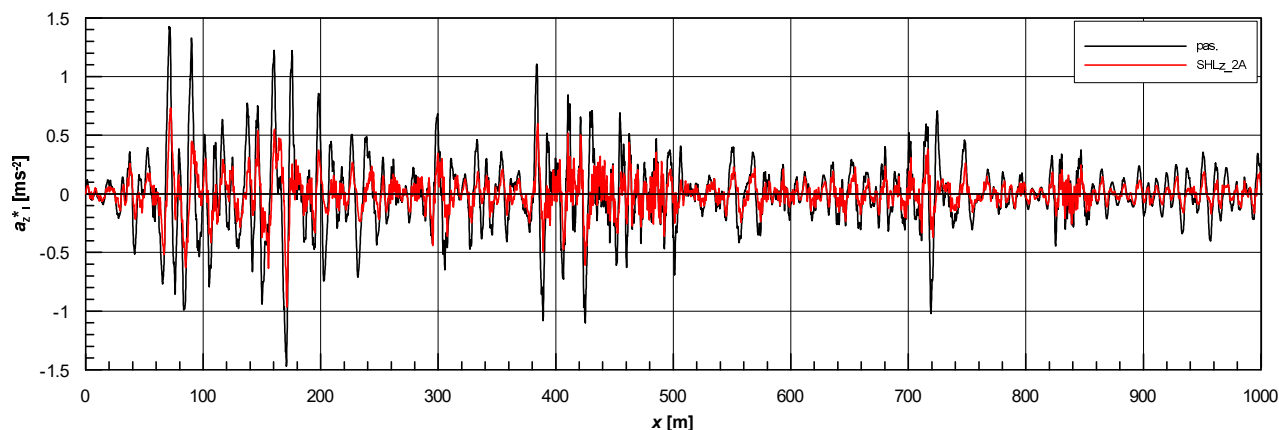
$$I_{poz} = K_{red} \cdot I_{max}, \quad (3.18)$$

kde hodnota I_{max} udává maximální hodnotu řídicího proudu tlumiče a hodnota koeficientu K_{red} je definována vztahem (3.9). Skutečná $F-v$ charakteristika v daném kroku výpočtu tlumiče je pak oproti požadavku opožděna vlivem časové konstanty tlumiče, přičemž se k výpočtu této aktuální skutečné charakteristiky opět využívá jednoznačného přiřazení určité hodnotě řídicího proudu, označeného zde jako I_{skut} . Platí přitom zcela analogický vztah ke vztahu (3.10):

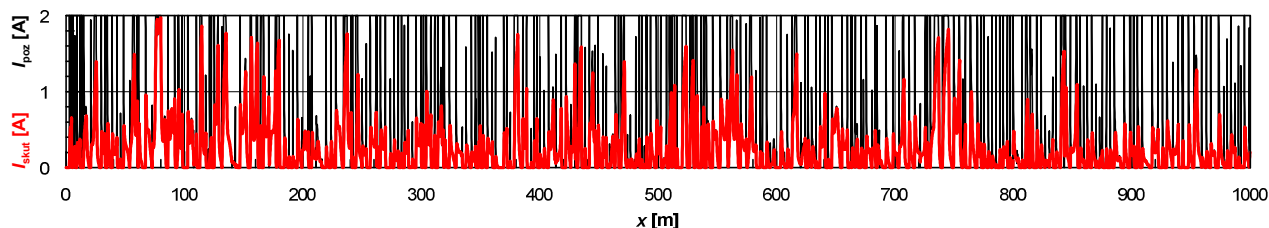
$$I_{\text{skut}} = I_0 + (I_{\text{poz}} - I_0) \cdot \left(1 - e^{-\frac{\Delta t}{\tau}}\right). \quad (3.19)$$

Hlavní rozdíl oproti prvně uvedené metodě spočívá zejména v tom, že tento přístup k výpočtu aktuální $F-v$ charakteristiky tlumiče respektuje nelinearitu závislosti $F-v$ charakteristiky na hodnotě řídicího proudu, jež je zřejmá právě z $F-v-I$ mapy na obr. 27. Výpočtový model vyšetřovaného vozidla přitom umožňuje uživatelsky definovat maximální hodnotu proudu I_{max} , která tudíž omezuje využitelný dynamický rozsah tlumiče.

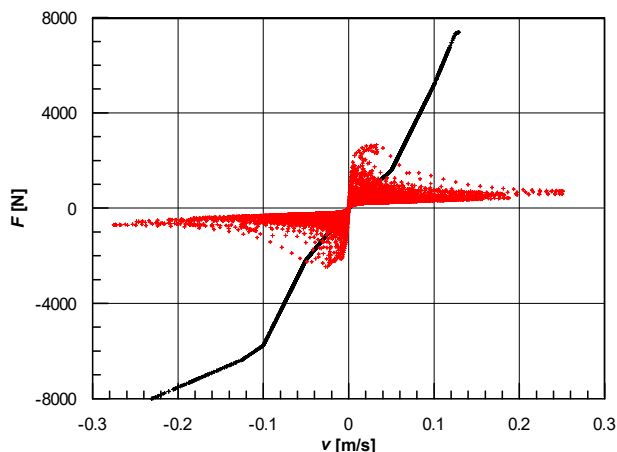
Činnost upraveného modelu je zde demonstrována na výsledcích simulačních výpočtů jízdy vozidla v grafech na obr. 28 až obr. 31. Jde o simulaci jízdy rychlostí 120 km/h v přímé koleji horší kvality, přičemž v grafu na obr. 28 je porovnán průběh svislého zrychlení na skříni vozidla (na podlaze nad předním otočným čepem) jednak pro variantu vozidla se standardními (pasivními) tlumiči a jednak pro variantu vozidla vybavenou semiaktivně řízenými svislými sekundárními tlumiči (řízeny algoritmem „Skyhook linear“ s maximálním proudem tlumiče 2 A). Již z pouhého porovnání obou průběhů vyplývá, že semiaktivní tlumení vede k nezanedbatelnému poklesu úrovně zrychlení na skříni vozidla. Činnost semiaktivně řízeného tlumiče je pak zřejmá z grafu na obr. 29, kde je pro danou simulaci pro pravý svislý sekundární tlumič předního podvozku zaznamenán signál požadovaného proudu (černou barvou) a – v kontextu rovnice (3.19) chápaného – „skutečného proudu“ tohoto tlumiče (červenou barvou), který definuje aktuální skutečnou $F-v$ charakteristiku (viz též obr. 27), která je za požadovanou charakteristikou vlivem časové odezvy tlumiče zpožděná.



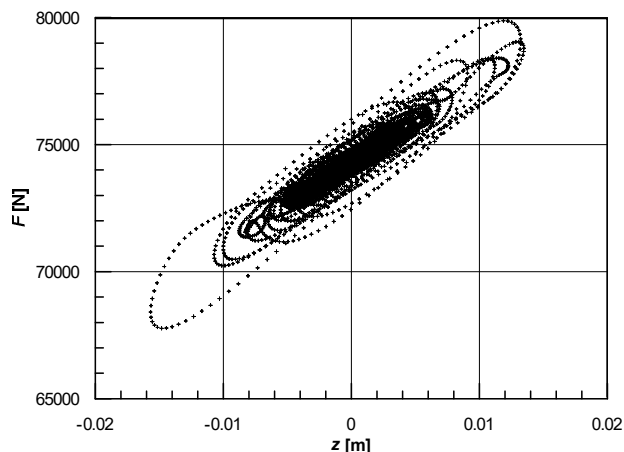
Obr. 28 Porovnání průběhů svislého zrychlení na podlaze vozu nad předním otočným čepem při simulaci jízdy rychlostí 120 km/h v přímé koleji horší kvality, a to pro variantu vozidla s pasivními sekundárními tlumiči (černě) a se semiaktivně řízenými svislými sekundárními tlumiči (červeně) – algoritmus „Skyhook linear“, max. proud 2 A.



Obr. 29 Odpovídající přepínání semiaktivního svislého sekundárního tlumiče na pravé straně předního podvozku – požadovaný proud tlumiče (černě) a „skutečný proud“ (červeně), definující aktuální skutečnou $F-v$ charakteristiku.



Obr. 30 Pracovní charakteristika pravého tlumiče předního podvozku; pasivní tlumič (černě) vs. semiaktivně řízený tlumič (červeně) – „Skyhook linear“, 2 A.



Obr. 31 Pracovní charakteristika pravého sekundárního vypružení předního podvozku při simulaci jízdy rychlostí 120 km/h v přímé koleji horší kvality.

Na obr. 30 je potom provedeno porovnání pracovních F – v charakteristik pasivního a semiaktivně řízeného tlumiče (pravý svislý sekundární tlumič předního podvozku) získaných při tomto simulačním scénáři. Uvedené výsledky potvrzují, že použití semiaktivně řízených tlumičů vede v porovnání s pasivními tlumiči k výrazně nižším tlumícím silám, a to při současném snížení úrovně zrychlení na odpružené hmotě. Na obr. 31 je pak znázorněna odpovídající pracovní charakteristika svislého sekundárního vypružení na pravé straně předního podvozku, získaná při simulaci jízdy vozidla se semiaktivně řízenými svislými sekundárními tlumiči. Z tvaru této charakteristiky vyplývá, že použitý model (viz popis výše) postihuje skutečnost, kdy skutečné provedení modelovaného vypružení samo vykazuje nezanedbatelné vnitřní tlumení (a v závislosti na frekvenci proměnnou tuhost).

4 Poškozující účinky jízdy vozidla na kolej vs. poplatky za použití dopravní cesty

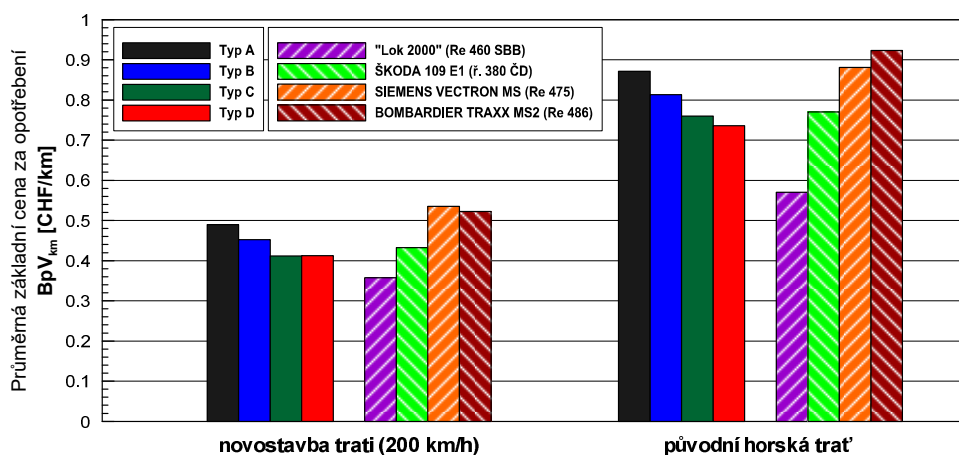
Poslední část této práce je věnována tématu zpoplatnění železniční dopravní cesty v závislosti na úrovni poškozujících účinků jízdy vozidla na kolej. Jak je naznačeno v úvodu, je toto téma ve vztahu k praktickému uplatnění inovativních technologií v pojezdu kolejových vozidel velmi významné, a to zejména v případě, kdy tyto technologie slouží ke snižování intenzity poškozujících účinků (například systémy aktivního radiálního stavění dvojkolí a natáčení podvozků). V případě, kdy jsou inovativní technologie využívány ke zvyšování úrovně jízdního komfortu (například systémy semi-aktivního tlumení), je v principu možné vyšší pořizovací a provozní náklady vozidel promítnout do vyšší ceny jízdného, neboť tyto technologie přinášejí větší užitek pro cestující. Pokud však profituje z aplikace inovativních technologií v pojezdu vozidel správce infrastruktury (provoz tzv. „track-friendly“ vozidel generuje nižší náklady na údržbu a obnovu infrastruktury), je zvýhodnění provozu příslušných vozidel formou nižších poplatků za použití dopravní cesty zřejmě jediným možným způsobem podpory (resp. motivace) dopravců k jejich pořizování a provozování. Přestože se jedná o téma hraničící s ekonomikou provozu dopravy a v určitém ohledu jde i o téma politické, jeho podstata je ryze technická, protože vyžaduje pochopení degradačních procesů, které se v oblasti interakce vozidlo–kolej odehrávají.

Úvodní práce autora na toto téma je uvedena v příloze **[P13]**, která je převážně rešeršního charakteru a jejíž obsah lze stručně shrnout do následujících bodů:

- protikladnost požadavků na konstrukční řešení pojezdů vykazujících stabilní chod při vyšších rychlostech na straně jedné a vhodných pro provoz na obloukovitých tratích na straně druhé vede k tomu, že konvenčně řešená vozidla pro vysoké rychlosti zpravidla vykazují poměrně vysokou úroveň poškozujících účinků v obloucích malých poloměrů. Technická řešení umožňující dosáhnout snížení příčných silových účinků vozidla v obloucích (např. mezipodvozkové vazby, hydraulické vedení dvojkolí (HALL), tlumiče vrtivých pohybů s přestavitelnou charakteristikou) vedou k vyšším pořizovacím i provozním nákladům;
- velmi významný vliv z hlediska poškozujících účinků jízdy vozidla na kolej mají nevypružené hmoty v pojezdu vozidla (v kombinaci s rychlostí jízdy);
- poškozující účinky jízdy vozidel se na straně železniční dopravní cesty projevují jako:
 - degradace geometrické polohy koleje a šterkového lože,
 - poškozování kolejnic (boční opotřebení hlav kolejnic, tvorba vlnovitosti a iniciace kontaktně-únavových vad)
 - a poškozování součástí výhybek (jazyky, srdcovky),přičemž jednotlivé zmíněné kategorie poruch mají různou fyzikální podstatu;
- aktuální legislativní rámec Evropské unie (*Prováděcí nařízení Komise (EU) 2015/909 o způsobech výpočtu nákladů přímo vynaložených na provoz železniční dopravy*) umožňuje členským státům (resp. správcům infrastruktury) zohlednit úroveň poškozování infrastruktury;

- v článku jsou představeny tři systémy zpoplatnění, které byly v dané době u významných evropských správců infrastruktury implementovány a které úroveň poškozujících účinků jízdy vozidla na infrastrukturu (různým způsobem) zohledňují:
 - systém *Variable Usage Charge (VUC)*, zavedený již dlouhodobě na síti *Network Rail* ve Velké Británii⁶,
 - *Triebfahrzeugfaktor ÖBB*, kvantifikující jedinou hodnotou poškozující účinky jízdy hnacích vozidel v porovnání s definovanou referenční lokomotivou,
 - *Verschleißfaktor Fahrbahn*, aplikovaný od 1. 1. 2017 ve Švýcarsku.

Právě švýcarský model zpoplatnění železniční dopravní cesty je aktuálně možné považovat zřejmě za nejpropracovanější. Podrobnější popis tohoto modelu, resp. jeho jednotlivých dílčích složek, je uveden v příloze [P14] a také v článku [19]. V rámci těchto publikací jsou mj. porovnány průměrné ceny za použití dopravní cesty ve vybraných úsecích švýcarské železniční sítě pro několik typů existujících elektrických lokomotiv a pro několik virtuálních prototypů lokomotiv, u kterých je vyšetřován vliv různých – postupně aplikovaných – konstrukčních úprav výchozí varianty „A“ (zmenšení hmotnosti nevypružených hmot zmenšením průměru kol – „B“, zmenšení hmotnosti nevypružených hmot náhradou kotoučové brzdy brzdou špalíkovou – „C“ a zkrácení rozvoru podvozku – „D“). Získané výsledky jsou demonstrovány v grafu na obr. 32, z nichž je zřejmý jak vliv charakteru trati (celkově vyšší úroveň poplatků, resp. opotřebením v podmínkách horské trati s četnými oblouky o velmi malých poloměrech), tak vliv různých konstrukčních provedení a parametrů jednotlivých vyšetřovaných typů lokomotiv. Zároveň je zřejmé, že současné univerzální interoperabilní lokomotivy nemohou v tomto ohledu konkurovat konstrukci lokomotivy „Lok 2000“, která byla projektována přímo pro podmínky provozu ve Švýcarsku (relativně nízká hmotnost na nápravu, plně vypružený pohon dvojkolí, systém pasivního radiálního stavění dvojkolí).



Obr. 32 Průměrné jednotkové ceny za opotřebenění ve dvou vybraných traťových úsecích SBB, stanovené vždy pro lokomotivní vlak s maximální rychlostí 160 km/h (resp. v případě lokomotivy Re 486 jen 140 km/h) tvořený jednou vyšetřovanou lokomotivou; [19].

⁶ Za povšimnutí stojí skutečnost, že právě ve Velké Británii jsou již delší dobu rozšířeny podvozky typu TF25 v nákladní dopravě (namísto tradičního evropského podvozku typu Y 25) nebo podvozky s vnitřním rámem (tj. s menšími nevypruženými hmotami) u vozidel osobní dopravy.

V letech 2018 až 2019 byl autor této práce spoluřešitelem úkolu technického rozvoje SŽDC (dnes Správy železnic) s názvem *Analýza dynamických účinků jízdy vozidel s ohledem na údržbu tratí*, jehož hlavním cílem byl právě návrh metodiky zpoplatnění poškozujících účinků jízdy vozidel. Při řešení tohoto úkolu byly využity právě závěry provedené rešerše zahraničních systémů zpoplatnění dopravní cesty; navržený systém byl podložen mj. výsledky simulačních výpočtů a přizpůsoben tuzemským podmínkám. Podrobný popis navržené metodiky včetně postupu její tvorby je uveden ve výzkumné zprávě [20], která je však majetkem objednatele; následující text proto shrnuje jen její základní principy.

Metodika zohlednění poškozujících účinků jízdy vozidla na kolej je (ve své plné verzi) inspirována švýcarským systémem. To znamená, že reflektuje čtyři základní druhy poškozujících účinků:

- svislé účinky jedoucího vozidla na kolej, jež jsou kvantifikovány dynamickou svislou kolovou silou, což umožňuje zohlednit jak (statickou) hmotnost na nápravu, tak i svislé dynamické účinky, tj. vliv hmotnosti nevypružených hmot a rychlosti jízdy. Za kvantifikační kritérium zde byla navržena síla P_2 dle GM/TT0088 [21], přičemž lze jako referenční rychlost použít stanovenou rychlost vlaku, případně maximální traťovou rychlost v příslušném traťovém úseku (je-li nižší než stanovená rychlost vlaku);
- poškozující účinky při průjezdu vozidla obloukem, jejichž příčinou je existence skluzových sil v kontaktu kolo–kolejnice při průjezdu vozidla obloukem. Běžně používaným měřítkem těchto účinků je měrná třecí práce, tzv. *Wear Number*, jejíž hodnoty lze získat simulačními výpočty jízdy vozidla. Protože jsou však výsledky simulací ovlivněny uvažovanými podmínkami (uvažovaný součinitel tření mezi kolem a kolejnici, tvar jízdního obrysu kol a příčného profilu hlav kolejnic, použitý model kontaktu kolo–kolejnice, ...), ale především z důvodu požadavku na minimální administrativní náročnost oceňování jednotlivých vozidel byla jako kvantifikační kritérium definována referenční hodnota podélné skluzové síly T_x , která odpovídá teoretické skluzové síle, jež je pro podmínky daného vedení dvojkolí teoreticky potřebná k nastavení dvojkolí do radiální polohy, tedy:

$$T_x = \frac{2a \cdot k_{1\alpha}}{4 \cdot s \cdot R}, \quad (4.1)$$

kde $2a$ je rozvor podvozku (příp. rozvor dvounápravového vozidla), $k_{1\alpha}$ je úhlová tuhost vedení dvojkolí v rámu podvozku (příp. v rámu vozidla), s je polovina vzdálenosti styčných kružnic a R je referenční poloměr oblouku, jenž by měl vhodným způsobem reprezentovat příslušný traťový úsek;

- poškozující účinky vznikající při jízdě vozidla odbočnou větví výhybky, jejichž podstatou je špička vodící síly na nabíhající kole při vjezdu do oblouku bez přechodnice. Opět z důvodu, aby nebylo nutné zjišťovat konkrétní hodnotu simulačním výpočtem, je za kvantifikační kritérium zvolena referenční hodnota ekvivalentní vodící síly Y_{ekv} , daná vztahem (3.7), přičemž v posledním členu tohoto vztahu je v případě závislosti sil F_i na úhlové rychlosti natáčení podvozku navrženo použití hodnoty odpovídající úhlové rychlosti $29,24 \text{ mrad} \cdot \text{s}^{-1}$, reprezentující vjezd rychlostí 40 km/h do odbočné větve výhybky s poloměrem 190 m ;

- a případně i poškozující účinky v důsledku přenosu vysokých tažných sil v dotykové ploše kol a kolejnic u hnacích vozidel. V tomto případě je – stejně jako ve švýcarské metodice – jako kvantifikační kritérium navržena tzv. *Traction Power Value*, definovaná jako:

$$T_{pv} = \frac{P}{2 \cdot n_{dh} \cdot S_{ef}}, \quad (4.2)$$

kde P je maximální trakční výkon hnacího vozidla, n_{dh} je počet hnacích dvojkolí vozidla a S_{ef} je efektivní velikost dotykové plochy kola a kolejnice, stanovená na základě Hertzovy teorie.

Cena za použití dráhy jízdou vlaku je obecně stanovena v *prohlášení o dráze* – v případě dráhy celostátní a regionální na síti Správy železnic jde v roce 2024 o dokument [22], v němž je pro dané účely definován následující kalkulační vzorec:

$$C_v = \sum C_s + C_{PK}, \quad (4.3)$$

kde C_v je cena za použití dráhy jízdou vlaku v [Kč], C_s je cena za použití dráhy jízdou jednoho subvlaku⁷ v [Kč] a C_{PK} je cena za použití přístupových komunikací pro cestující ve vlaku osobní dopravy v [Kč]. Pro výpočet hodnoty C_s přitom platí:

$$C_s = L \cdot Z_{RP} + L \cdot Z_I \cdot M \cdot P_x \cdot k_{ETCS}, \quad (4.4)$$

kde L je délka jízdy subvlaku v [km], Z_{RP} je základní cena za řízení provozu na jednotku dopravního výkonu v [Kč/km], Z_I je základní cena za údržbu a opravy infrastruktury na jednotku dopravního výkonu (v roce 2024 činí 0,07306 Kč/hrtkm), M je celková hmotnost vlaku v [t], P_x je (bezrozměrná) hodnota produktového faktoru⁸ a k_{ETCS} je (bezrozměrný) koeficient zohledňující vybavenost vlaku mobilní částí ETCS.

Pokud by měla být navržena metodika zohlednění poškozujících účinků jízdy vozidel implementována do aktuálního kalkulačního vzorce, je nutné nahradit hmotnost vlaku M ekvivalentní hmotností vlaku M_{ekv} , přičemž platí:

$$M_{ekv} = k_{dyn} \cdot M, \quad (4.5)$$

kde bezrozměrný koeficient k_{dyn} může být označen za *součinitel poškozujících účinků jízdy vlaku*. Jak bylo naznačeno výše, je nová metodika navržena v několika variantách, které se liší na jedné straně svojí propracovaností, resp. (ne)schopností zohlednit jednotlivé – výše uvedené – základní druhy poškozujících účinků, ale na straně druhé též svými požadavky na potřebný rozsah znalostí parametrů vozidel (a případně i pojížděných úseků infrastruktury).

V nejjednodušším případě může navržena metodika zohledňovat jen různé (statické) nápravové zatížení jednotlivých vozidel řazených ve vlaku. V takovém případě lze hodnotu k_{dyn} vyjádřit jako:

⁷ Tzv. *subvlak* je definován jako určitá kombinace čísla vlaku, hmotnosti vlaku a hodnoty koeficientu k_{ETCS} .

⁸ Produktovým faktorem P_1 až P_5 jsou rozlišeny různé segmenty trhu (osobní doprava vs. nákladní doprava, resp. její další rozlišení na kombinovanou dopravu, systém jednotlivých vozových zásilek atd.).

$$k_{\text{dyn}} = \frac{\overline{M}_n^{(w)}}{\overline{M}_n}, \quad (4.6)$$

kde \overline{M}_n je průměrná hmotnost na nápravu všech vozidel řazených ve vlaku, kterou lze vyjádřit jako prostý podíl součtu hmotností M_i těchto vozidel a součtu počtu dvojkolí n_{di} těchto vozidel:

$$\overline{M}_n = \frac{\sum_{(i)} M_i}{\sum_{(i)} n_{di}}, \quad (4.7)$$

a $\overline{M}_n^{(w)}$ je vážená střední hodnota nápravového zatížení vlaku, přičemž toto vážení je provedeno prostřednictvím podílu hmotnosti jednotlivých vozidel (tzn. vozidel s určitým nápravovým zatížením) na celkové hmotnosti vlaku; platí tedy:

$$\overline{M}_n^{(w)} = \frac{\sum_{(i)} M_{ni} \cdot M_i}{\sum_{(i)} M_i}, \quad (4.8)$$

kde M_{ni} je (průměrné) nápravové zatížení daného vozidla a M_i je jeho hmotnost. Aplikace tohoto (zjednodušeného) přístupu, pro který jsou všechny potřebné podklady (hmotnost a počet náprav jednotlivých vozidel řazených ve vlaku) obsaženy mj. v každé zprávě o brzdění, již přitom dokáže postihnout skutečnost, že právě hmotnost na nápravu je faktorem, který ovlivňuje intenzitu prakticky všech uvažovaných druhů poškozování koleje jedoucími vozidly. Důsledkem zavedení tohoto principu by byla např. skutečnost, že elektrická jednotka s distribuovaným pohonem by platila za použití dráhy méně než obdobná lokomotivou tažená souprava osobního vlaku.

Propracovanější varianty metodiky pak využívají z důvodu kompatibility zcela analogický princip. V případě nejdetailejší varianty je tak např. namísto vážené střední hodnoty nápravového zatížení vlaku $\overline{M}_n^{(w)}$ ve vztahu (4.6) zavedena náhradní veličina, tzv. vážená střední hodnota zatěžujícího nápravového zatížení $\overline{M}_{n_zat}^{(w)}$, jejíž výpočet je analogií vztahu (4.8), přičemž pro dané vozidlo může být tzv. *zatěžující nápravové zatížení* definováno jako:

$$M_{n_zati} = \frac{2}{g} \cdot U_{PN} \cdot \sqrt{Q_{\text{dyn}}^2 + (k_R \cdot T_x)^2 + (k_Y \cdot Y_{\text{ekv}})^2}, \quad (4.9)$$

kde g je tíhové zrychlení ($9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$), bezrozměrná veličina U_{PN} charakterizuje s využitím hodnoty *Traction Power Value* (viz vztah (4.2)) vliv přenosu tažných sil v dotykové ploše kola a kolejnice (pro netrakovní vozidla platí: $U_{PN} = 1$), Q_{dyn} je referenční hodnota dynamické svíslé kolové síly, jež vychází z definice síly P_2 dle GM/TT0088 [21] a zahrnuje v sobě jak vliv (statického) nápravového zatížení, tak i hmotnosti nevypružených hmot a (referenční) rychlosti jízdy, T_x je referenční hodnota podélné skluzové síly (viz vztah (4.1)), Y_{ekv} je ekvivalentní vodící síla, definovaná vztahem (3.7), a veličiny k_R a k_Y představují váhové faktory, jejichž hodnoty mohou být hodnověrně stanoveny jen na základě dlouhodobého sledování a analýzy vývoje nákladů vynaložených na údržbu a obnovu jednotlivých komponentů železniční infrastruktury. Takto nastavená metodika výpočtu poplatků za použití dráhy pak již má v sobě potenciál adekvátním způsobem zvýhodnit tzv. „*track-friendly*“ vozidla.

5 Závěr

Inovativní konstrukční řešení a využití nových technologií (zejména aktivních prvků a semiaktivně řízených tlumičů) dávají prostor k optimalizaci dynamických vlastností kolejových vozidel, a to jak v oblasti silových účinků jízdy vozidla na kolej, tak v oblasti jízdního komfortu. Simulační výpočty, kterým je zde – zejména ve vazbě na programový systém *SJKV* – věnována pozornost v rámci kap. 2, přitom představují mocný nástroj k vyšetřování jejich přínosu. Právě díky simulačním výpočtům je možné najít jak optimální nastavení daného řešení, tak ale i jeho limity. To vše samozřejmě za podmínky, že lze výsledky simulačních výpočtů považovat za věrohodné.

Stěžejní částí této práce je kap. 3, která je zaměřená právě na počítačové modelování inovativních řešení a technologií v pojezdech železničních kolejových vozidel. Pokud by měl být – i přes poměrně široký okruh témat, kterými se kap. 3 zabývá – vybrán pár myšlenek, do kterých má dle názoru autora práce smysl vkládat další vývojové úsilí, pak jde o:

- vývoj lokomotivního podvozku pro vysoké rychlosti s nízkou úrovní poškozujících účinků na trať – z hlediska zkoumavých témat jde o kombinaci aplikace systému aktivního radiálního stavění dvojkolí, optimalizovaných horizontálních charakteristik pružin sekundárního vypružení (případně doplněných adaptivními tlumiči vrtivých pohybů podvozků) a aplikaci kyvného bezpřevodovkového pohonu (s minimalizovanými požadavky na údržbu);
- provozní ověření přínosů semiaktivně řízených tlumičů sekundárního vypružení na vozidle osobní dopravy s pneumatickým sekundárním vypružením z hlediska jízdního komfortu – právě tématu semiaktivně řízených sekundárních tlumičů je v rámci této práce věnována (v kap. 3.6.2) zřejmě největší pozornost nad rámec dílčích prací, z nichž tato práce vychází a jež jsou obsaženy v přílohách práce. Kromě očekávaného přínosu těchto tlumičů v oblasti jízdního komfortu se jako potenciálně přínosné jeví velmi významné zmenšení rozsahu sil, s nimiž semiaktivně řízené tlumiče (v porovnání s pasivními tlumiči) pracují, což může mít důsledky i v oblasti dimenzování příslušných částí skříní a podvozků vozidel.

K tomu, aby se inovativní řešení pojezdů kolejových vozidel dočkala realizace a našla uplatnění v běžném provozu však – obzvláště v případech, kdy jejich cílem je snižování poškozujících účinků jízdy vozidla na kolej – nestačí jen jejich technická vyspělost. K tomu je nutnou podmínkou systémový přístup k železnici, zde konkrétně promítnutý do zohlednění úrovně poškozujících účinků jízdy železničního vozidla do výše poplatků za použití železniční dopravní cesty. Kap. 4 proto představuje principiální návrh metodiky zpoplatnění, jenž by mohl v podmínkách české železnice tento systémový přístup zavést. Nebude-li totiž existovat hmatatelná podpora nových technologií, resp. „*track-friendly*“ vozidel, reálně hrozí, že se vývoj v oblasti mechanické části pojezdů železničních vozidel v určitých ohledech na dlouhou dobu zcela zastaví. V kontextu dvou výše uvedených odrážek je proto právě praktické zavedení motivačního systému zpoplatnění železniční dopravní cesty v ČR třetí oblastí, které má dle názoru autora smysl věnovat zvýšenou pozornost.

Seznam odkazované literatury

- [1] KAISER, I., POLL, G., VINOLAS, J. Modelling the impact of structural flexibility of wheelsets and rails on the wheel-rail contact and the wear. *Wear*. 2022, **504–505**, 203445. DOI: 10.1016/j.wear.2020.203445.
- [2] ESCALONA, J. L., SUGIYAMA, H., SHABANA, A. A. Modelling of structural flexibility in multi-body railroad vehicle systems. *Vehicle System Dynamics*. 2013, **51(7)**, 1027–1058. DOI: 10.1080/00423114.2013.786835
- [3] YOU, T., GONG, D., ZHOU, J., SUN, Y., CHEN, J. Frequency response function-based model updating of flexible vehicle body using experiment modal parameter. *Vehicle System Dynamics*. 2021, **60(11)**, 3930–3954. DOI: 10.1080/00423114.2021.1983182.
- [4] ABOUZEID, A., TRIMPE, F., LÜCK, S., TRAUPE, M., GUERRERO, J., BRIZ, F. Co-simulation-based verification of torsional vibration protection of electric-driven railway vehicle wheelsets. *Vibration*. 2022, **5**, 613–627. DOI: 10.3390/vibration5030036.
- [5] GOODALL, R., BRUNI, S., FACCHINETTI, A. Active control in railway vehicles. *International Journal of Railway Technology*. 2012, **1**, 57–85. DOI: 10.4203/ijrt.1.1.3.
- [6] YIWEI, Z., LIU, Y., YANG, S., LIAO, Y., CHEN, Z. Analysis on new semi-active control strategies to reduce lateral vibrations of high-speed trains by simulation and hardware-in-the-loop testing. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. 2022, **236(8)**, 960–972. DOI: 10.1177/09544097211059042.
- [7] EICHER, H., FALK, T. Interaktion Rad/Schiene in extra kleinen Radien ($R < 250$ m / Prüfbereich 5). *ZEVrail*. 2019, **143**(Sonderheft SFT Graz 2019), 128–135. ISSN 1618-8330.
- [8] SCHNEIDER, R. Neues, verschleißabhängiges Trassenpreismodell in der Schweiz – Möglichkeiten auf Seiten des Fahrzeugs. *ZEVrail*. 2015, **139(6–7)**, 224–231. ISSN 1618-8330.
- [9] POLÁCH, O., BÖTTCHER, A. et al. Validation of simulation models in the context of railway vehicle acceptance. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. 2015, **229(6)**, 729–754. DOI: 10.1177/0954409714554275.
- [10] ČSN EN 14363+A2:2023. *Železniční aplikace – Zkoušení a simulace pro schvalování železničních vozidel z hlediska jízdních vlastností – Jízdní chování a stacionární zkoušky*. Praha: ÚNMZ, 2023.
- [11] MICHÁLEK, T. *Optimalizace parametrů pojezdu lokomotivy*. Disertační práce, 162 s. Pardubice: Univerzita Pardubice, Doprávní fakulta Jana Pernera, 2015.
- [12] MICHÁLEK, T., ZELENKA, J. Modelling of flexi-coil springs with rubber-metal pads in a locomotive running gear. *Applied and Computational Mechanics*. 2015, **9(1)**, 21–30. ISSN 1802-680X.

- [13] BREUER, W. Der Aktive Drehdämpfer (ADD) – Ein innovatives Dämpferkonzept im Betriebs-Einsatz. *Eisenbahntechnische Rundschau*. 2007, 4, 186–189. ISSN 0013-2845.
- [14] MICHÁLEK, T., ZELENKA, J. Návrh charakteristik aktivních prvků pro natáčení podvozků za účelem snížení velikosti vodících sil v obloucích malých poloměrů. In: *Súčasné problémy v koľajových vozidlách: XXII. medzinárodná konferencia, zborník prednášok, diel II*. Žilina: VTS pri ŽU v Žiline, 2015, s. 51–60. ISBN 978-80-89276-49-3.
- [15] MICHÁLEK, T. *Studie možností využití aktivních prvků ve vedení dvojkolí lokomotivy*. Zpráva číslo: CKDV/WP5-2017-TM-01, 52 s. Česká Třebová: Univerzita Pardubice, Dislokované pracoviště Dopravní fakulty Jana Pernera, 2017.
- [16] KUBÍK, M., STRECKER, Z., JENIŠ, F., MACHÁČEK, O., PŘIKRYL, M., ŠPALEK, P. Magneto-rheological yaw damper with short response time for railway vehicle bogie. In: *ACTUATOR; International Conference and Exhibition on New Actuator Systems and Applications 2021*. Berlin: VDE Verlag, 2021, s. 373–376. ISBN 978-3-8007-5454-0.
- [17] MICHÁLEK, T. *Multi-body simulační model vozu jednopodlažní elektrické jednotky*. Zpráva č.: SAEMU-2023-TM-02; identifikační číslo výsledku: CK04000210-V3, 23 s. Česká Třebová: Univerzita Pardubice, Dislokované pracoviště Dopravní fakulty Jana Pernera, 2023.
- [18] GAVRILOSKI, V., JOVANOVA, J. *Dynamic behaviour of an air spring element*. [on-line] URL: https://mech-ing.com/journal/Archive/2010/4-5/1.Mashini/75_gavriloski.mtm10.pdf [cit. 2024-03-24]
- [19] ŠLAPÁK, J., MICHÁLEK, T., ŠPALEK, P., HORA, M. Rozbor švýcarské metodiky pro hodnocení poškozujících účinků jízdy kolejového vozidla na kolej. *Vědeckotechnický sborník Správa železnic*. 2020, 2, 1–16. ISSN 2694-9172.
- [20] ZELENKA, J., MICHÁLEK, T., KOHOUT, M., ŠLAPÁK, J., SKALSKÁ, M. *Analýza dynamických účinků jízdy vozidel s ohledem na údržbu tratí (etapa 2)*. Souhrnná výzkumná zpráva č.: DP-02-19, 131 s. Příjemce: SŽDC, s. o. Česká Třebová: Univerzita Pardubice, Dislokované pracoviště Dopravní fakulty Jana Pernera, 2019.
- [21] GM/TT0088, Iss.: 1, Revision: A. *Permissible track forces for railway vehicles*. Derby: British Railways Board, Group Standard, 1993.
- [22] *Prohlášení o dráze celostátní a dráhách regionálních – Platné pro přípravu jízdního řádu 2024 a pro jízdní řád 2024 účinné od 9. 12. 2022*. Č.j. 81352/2022-SŽ-GR-05. Praha: Správa železnic, 2022.

Seznam příloh habilitační práce

- [P1] ZELENKA, J., MICHÁLEK, T. *Programový systém SJKV-V4N v. 1.0, technická a uživatelská dokumentace*. Zpráva č. CKDV/WP5-2018-TM-01. Č. Třebová: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2018.
- [P2] MICHÁLEK, T., ZELENKA, J., KOHOUT, M. Možnosti využití simulačních výpočtů při schvalování kolejových vozidel. *Nové železniční trendy*. 2014, **22**(2), 25–34. ISSN 1210-3942.
- [P3] MICHÁLEK, T., ZELENKA, J., ŠPALEK, P. Dynamic behaviour of locomotive with pendulum traction drive. In: *Proceedings of the 10th International Conference on Railway Bogies and Running Gears*. Budapest: Department of Rolling Stock, SSME/GTE, 2016, s. 201–208. ISBN 978-963-9058-38-5.
- [P4] MICHÁLEK, T., ZELENKA, J. The effect of spring pads in the secondary suspension of railway vehicles on bogie yaw resistance. *Vehicle System Dynamics*. 2015, **53**(12), 1952–1964. DOI: 10.1080/00423114.2015.1108447.
- [P5] HAUPT, L., MICHÁLEK, T. *Třínápravový podvozek lokomotivy*. Užitečný vzor CZ 31311 U1. Praha: ÚPV, 18. 12. 2017.
- [P6] MICHÁLEK, T., HAUPT, L., ZELENKA, J., KOHOUT, M., LIBEROVÁ, S. Lateral force effects of three-axle locomotive bogie on track. *Applied and Computational Mechanics*. 2018, **12**(1), 33–44. DOI: 10.24132/acm.2018.436.
- [P7] MICHÁLEK, T., ZELENKA, J. Reduction of lateral forces between the railway vehicle and the track in small-radius curves by means of active elements. *Applied and Computational Mechanics*. 2011, **5**(2), 187–196. ISSN 1802-680X.
- [P8] MICHÁLEK, T., ZELENKA, J. Contribution of active elements in locomotive running gear to reduction of guiding forces. In: *Proceedings of the 11th International Conference on Railway Bogies and Running Gears*. Budapest: Department of Rolling Stock of the SSME, 2020, s. 221–230. ISBN 978-963-9058-42-2.
- [P9] MICHÁLEK, T., KOHOUT, M. On the problems of lateral force effects of railway vehicles in S-curves. *Vehicle System Dynamics*. 2022, **60**(8), 2739–2757. DOI: 10.1080/00423114.2021.1917631.
- [P10] JENIŠ, F., MICHÁLEK, T., MAZŮREK, I. Přínos semiaktivně řízeného magnetoreologického tlumiče pro železniční vozidlo. In: *Současné problémy v kolejových vozidlech: XXV. konference s mezinárodní účastí, sborník příspěvků*. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2021, s. 85–92. ISBN 978-80-7560-377-7.

- [P11] JENIŠ, F., MICHÁLEK, T. Vliv semiaktivního řízení tlumičů vrtivých pohybů na kritickou rychlost železničního vozidla. In: *Súčasné problémy v koľajových vozidlách – PRORAIL 2023: XXVI. medzinárodná konferencia, zborník prednášok, diel I.* Žilina: VTS pri ŽU v Žiline, 2023, s. 213–220. ISBN 978-80-89276-61-5. DOI: 10.26552/spkv.Z.2023.1.20.
- [P12] MICHÁLEK, T., JENIŠ, F. Modelling of secondary suspension for electric multiple unit. In: *Proceedings of 38th conference with international participation Computational Mechanics 2023.* Plzeň: University of West Bohemia, 2023, s. 116–118. ISBN 978-80-261-1177-1.
- [P13] MICHÁLEK, T., ZELENKA, J. K problematice silových účinků vozidla na kolej ve vztahu k placení poplatků za použití dopravní cesty. *Nová železniční technika.* 2016, **24**(5), 12–20. ISSN 1210-3942.
- [P14] MICHÁLEK, T., ŠLAPÁK, J., ŠPALEK, P., HORA, M. Hodnocení poškozujících účinků jízdy kolejových vozidel na kolej. In: *Súčasné problémy v koľajových vozidlech – PRORAIL 2019: XXIV. medzinárodná konferencia, zborník prednášok, diel II.* Žilina: VTS pri ŽU v Žiline, 2019, s. 65–73. ISBN 978-80-89276-59-2.