XXVII. konference s mezinárodní účastí

SOUČASNÉ PROBLÉMY V KOLEJOVÝCH VOZIDLECH

17.–19. 09. 2025
Česká Třebová
Česká republika (CZ)

Sborník příspěvků

27th conference with international participation
Current Problems in Rail Vehicles 2025

Book of full texts

◆ ◆

Asociace strojních inženýrů České republiky
Klub Česká Třebová, p.s.

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera
Dislokované pracoviště Česká Třebová

Žilinská univerzita v Žiline
Strojnícka fakulta



SOUČASNÉ PROBLÉMY V KOLEJOVÝCH VOZIDLECH, VOL. 27 (2025):
XXVII. konference s mezinárodní účastí, sborník příspěvků

© Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2025

Tento sborník obsahuje plné texty příspěvků, které byly přijaty do programu konference a které úspěšně prošly recenzním řízením. Recenzenti jednotlivých příspěvků jsou uvedeni vždy na konci příslušného příspěvku; jednotlivé příspěvky jsou opatřeny svým DOI.

◆ ◆

CURRENT PROBLEMS IN RAIL VEHICLES, VOL. 27 (2025):
27th Conference with International Participation, Conference Proceedings

© University of Pardubice, Faculty of Transport Engineering, 2025

These proceedings contain the full texts of papers that were accepted into the conference program and successfully passed the review process. The reviewers of individual papers are listed at the end of each paper; individual papers are assigned their own DOI.

ISSN 3029-8342

e-ISBN 978-80-7560-564-1

Záštitu nad konferencí udělili / *The conference is held under the auspices of:*

- Mgr. **Martin Kupka**,
  ministr dopravy České republiky
  Minister of Transport of the Czech Republic

- JUDr. **Martin Netolický**, Ph.D.,
  hejtman Pardubického kraje
  President of the Pardubice Region

- doc. Ing. **Ladislav Řoutil**, Ph.D.,
  děkan Dopravní fakulty Jana Pernera Univerzity Pardubice
  Dean of the Faculty of Transport Engineering
  of the University of Pardubice

Generálním partnerem konference je / *The general partner of the conference is:*

- **CZ LOKO, a.s.**

Mediálním partnerem konference je / *The media partner of the conference is:*

- **Nová železniční technika**

Partnery konference jsou / *The partners of the conference are:*

- **HBP měřicí technika s.r.o.**

- **STARMON s.r.o.**

- **JKS RAIL CZECHIA s.r.o.**

Vědecký výbor konference / *Scientific committee:*

- prof. Ing. **Bohumil Culek**, CSc.
  Univerzita Pardubice (CZ), Dopravní fakulta Jana Pernera
- **Egidio Di Gialleonardo**, Ph.D.
  Politecnico di Milano (IT), Department of Mechanical Engineering
- dr hab. inż. **Bartosz Firlik**, prof. nadzw.
  Politechnika Poznańska (PL), Zakład Transportu Szynowego
- prof. Dr. Ing. **Juraj Gerlici**
  Žilinská univerzita v Žiline (SK), Strojnícka fakulta
- prof. Ing. **Daniel Kalinčák**, PhD.
  Žilinská univerzita v Žiline (SK), Strojnícka fakulta
- Prof. Dr.-Ing. **Markus Hecht**
  Technische Universität Berlin (DE), Fakultät V – Verkehrs- und Maschinensysteme
- Prof. Dr. Ing. habil. **Oldrich Polach**
  Neuhausen am Rheinfall (CH)
- doc. Ing. **Petr Voltr**, Ph.D.
  Univerzita Pardubice (CZ), Dopravní fakulta Jana Pernera

Organizační výbor konference / *Organising committee:*

- doc. Ing. **Tomáš Michálek**, Ph.D.
  organizační garant / *Conference chairman*
- Ing. **Stanislava Liberová**, Ph.D.
- Ing. **Jiří Šlapák**, Ph.D.
- Ing. **Martin Kohout**, Ph.D.
- Ing. **Aleš Hába**, Ph.D.
- doc. Ing. **Michael Lata**, PhD.

O KONFERENCI / *ABOUT THE CONFERENCE*

Konference *Současné problémy v kolejových vozidlech* je tradiční mezinárodní konference konaná jednou za dva roky, střídavě v České Třebové (liché ročníky) a v Žilině (sudé ročníky, charakterizované v názvu konference přídomkem *PRORAIL*). Organizátory konference jsou Dopravní fakulta Jana Pernera Univerzity Pardubice (ve spolupráci s Asociací strojních inženýrů – klubem Česká Třebová) a Žilinská univerzita v Žilině (ve spolupráci s Vedecko-technickou spoločnosťou pri Žilinskej univerzite). Konference tak navazuje na společnou historii pořadatelských pracovišť, kdy až do rozdělení Československa v roce 1993 bylo železniční školství soustředěno na Vysoké škole dopravy a spojů v Žilině.

Cílem konference, jejímiž hlavními tématy jsou zejména konstrukce (nejen železničních) kolejových vozidel, teoretické aspekty vývoje, projektování a zkušebnictví kolejových vozidel, praktické poznatky z provozu vozidel a jejich důsledky, otázky interakce vozidla a dopravní cesty, materiály a technologie používané při stavbě a při opravách vozidel, diagnostika, údržba a opravárenství nebo trakční, řídicí a informační systémy kolejových vozidel je seznámit účastníky s novinkami v těchto oblastech, ale také navázat nové a udržovat stávající kontakty mezi jednotlivými účastníky konference, mezi akademickou sférou a průmyslovou a provozní praxí.

XXVII. ročník konference se konal ve dnech 17. až 19. září 2025 v Kulturním centru v České Třebové pod záštitou ministra dopravy České republiky, hejtmana Pardubického kraje a děkana Dopravní fakulty Jana Pernera Univerzity Pardubice; zaregistrováno na něj bylo více než 140 účastníků z České republiky, Slovenska a Německa. Poprvé v historii konference je oficiální sborník recenzovaných příspěvků vydáván elektronicky – jako samostatné číslo elektronického časopisu *Současné problémy v kolejových vozidlech* (ISSN 3029-8342), zřízeného pro tento účel. O zařazení příspěvků do programu konference rozhodoval vědecký výbor; recenzenty příspěvků přijatých do sborníku jsou osobnosti jak z akademického prostředí, tak i z průmyslové a provozní praxe. Snahou organizačního výboru je navázat na ročníky 2013, 2015, 2017, 2019 a 2023, kdy se podařilo indexovat sborník v databázi Web of Science (CPCI).

Current Problems in Rail Vehicles *is a traditional international conference held every two years, alternating between Česká Třebová, Czechia, (odd years) and Žilina, Slovakia, (even years, characterized by the suffix* PRORAIL *in the conference title). The conference is organized by the Faculty of Transport Engineering of the University of Pardubice (in cooperation with the Association of Mechanical Engineers, Czech Republic – Česká Třebová Club) and the University of Žilina (in cooperation with the Scientific and Technical Society at the University of Žilina). The conference thus builds on the shared history of the organizing institutions, as until the division of Czechoslovakia in 1993, railway education was concentrated at the University of Transport and Communications in Žilina.*

The aim of this conference, whose main topics are primarily the design of rail vehicles, theoretical aspects of the development, design, and testing of rolling stock, practical knowledge from the vehicle operation and its consequences, issues of vehicle/track interaction, materials and technologies used in the design and repair of vehicles, diagnostics, maintenance and repairs of vehicles, and traction, control, and information systems for rail vehicles is to familiarize participants with new findings in these areas and, of course, to establish new and maintain existing contacts between the conference participants, between academia, industry and operational practice.

The 27th conference took place from September 17 to 19, 2025, at the Cultural Center in Česká Třebová under the auspices of the Minister of Transport of the Czech Republic, the President of the Pardubice Region, and the Dean of the Faculty of Transport Engineering of the University of Pardubice, with more than 140 participants from Czechia, Slovakia, and Germany registered for the conference. For the first time, the official collection of peer-reviewed papers is being published electronically, as a separate issue of the electronic journal Current Problems in Rail Vehicles *(ISSN 3029-8342), established for this purpose. The scientific committee decided on the inclusion of papers in the conference program; the reviewers come from both academia and industry and operational practice. The aim of the organizers is to build on the 2013, 2015, 2017, 2019 and 2023 editions, when the conference proceedings were successfully indexed in the Web of Science (Conference Proceedings Citation Index) database.*

OBSAH / *CONTENTS*

Benický M., Haupt L.:
Aktuální stav vývoje duálních lokomotiv CZ LOKO
Current State of Development of Dual Locomotives in CZ LOKO 9

Bílek A., Elstner M., Ritter V.:
Provoz a údržba elektrických jednotek s trakční baterií
Operation and Maintenance of the Electric Multiple Units with Traction Battery 17

Búry M., Moravčík M.:
Klanice nákladného vozňa typu Snps – konštrukčné riešenia a mechanické zaťaženie pri preprave guľatiny a reziva
Stanchions of the Snps Freight Wagon – Structural Solutions and Mechanical Loading during Log and Sawn Timber Transport 25

Culek B., Schmidová E.:
Renovace jízdní plochy hlavy kolejnice navařováním plazmou
Renovation of the Rail Head Running Surface by Plasma Welding 33

Červenka Z., Byrtus M.:
Zjednodušené dynamické modely v optimalizaci vypružení, část 2.
Simplified Dynamic Models in Suspension Optimization, Part 2 41

Fridrichovský T.:
Využití systému VRUT ve výuce kolejových vozidel
Use of the VRUT System in Education of Railway Vehicles 51

Gerlici J., Lovska A., Dižo J.:
Analysis of the Strength of an Open Wagon Body When It Is Lifted to Change Bogies at a Railway Ferry Station
Analýza pevnosti otvoreného vozňa při jeho zdvihnutí za účelom výmeny podvozkov na železničnej trajektovej stanici 59

Hába A.:
Vedení tramvajového dvojkolí při průjezdu přes dvojité srdcovky
Guidance of Tram Wheelset Passing Over Obtuse Crossing 69

Hlaváč J.:
Inovace v oblasti nedestruktivního testování náprav dvojkolí železničních nákladních vozů
Innovations in Non-Destructive Testing of Railway Freight Wagon Wheelset Axles 79

Janiš O.:
Organizace údržby hnacích vozidel v podmínkách evropské leasingové společnosti
Organisation of Traction Vehicle Maintenance in the Conditions of a European Leasing Company 87

Janoš P., Kovář L., Široký J., Kotrba A.:
Analýza parametrů ovlivňujících životnost kol
Analysis of Parameters Affecting the Wheels Lifespan 95

Jeniš F., Macháček O., Michálek T., Staněk P.:
Zvýšení jízdního komfortu pomocí semiaktivně řízených tlumičů – jízdní zkoušky
Ride Comfort Increasing with Semi-Actively Controlled Dampers – Running Tests 105

Ježdík R., Lopot F., Rulc V.:
Možnosti testování čel tramvají s ohledem na kolizi s chodcem
Tram Front Ends Testing with Respect to the Collision with a Pedestrian 113

Kalivoda J., Bauer P., Novák M., Novák Z.:
Bezkontaktní systém měření úhlu náběhu dvojkolí
Contactless System for Wheelsets' Angle of Attack Measurement 121

Kohout M., Řihák D., Vaniš J.:
Vybrané problémy brzdění nákladních vozů s kotoučovou brzdou
Selected Braking Problems of Freight Wagons with Disc Brake 129

Kolář J.:
Výhody použití dvourychlostních převodovek v pohonu dvojkolí vozidel BEMU
Advantages of Using Two-Speed Gearboxes in Wheelset Drives of Rail Vehicles BEMU 139

Lieskovský A., Myslivec I.:
AVV over ETCS
AVV over ETCS 149

Malkovský Z.:
Digitální automatické spřáhlo (DAC) – informace o projektu
Digital Automatic Coupling (DAC) – Project Information 155

Mergl E., Šátek J.:
Měření aerodynamických efektů v tunelech na železniční síti ČR
The Measurements of Aerodynamic Effects in Tunnels on the Czech Railway Network 163

Michálek T., Šlapák J., Salaba V., Heřt D.:
Vybrané problémy interakce vozidla a koleje v obloucích malých poloměrů
Selected Problems of Vehicle-Track Interaction in Small-Radius Curves 171

Mlynařík L., Novák J., Sadílek O.:
Simulační ověření vlivu provozu na spotřebu dvouzdrojového kolejového vozidla
Simulation Calculations of the Effects of Operation on the Consumption of a Battery Rail Vehicle 179

Novotný O., Babka J.:
Uzavřená válečková jednotka pro nákladní vagóny s podvozkem typu Y25
Cylindrical Roller Unit for Freight Application Equipped by Bogies System Y25 189

Pejša J.:
Validace MBS modelu tramvaje
Validation of an MBS Model of a Tram 195

Phamová L.:
Vliv tunelu na vnitřní hluk železničního vozidla
Effect of a Tunnel on the Internal Noise of a Railway Vehicle 203

Piskač J., Pechar S.:
Zkušební vlakový stav DAKO
DAKO Train Test Stand 209

Pulda J., Voltr P., Culek B.:
Experimental Proof of Spin Influence on Rail-Wheel Contact Forces: Measurements Design on Roller Test Rig
Experimentální ověření vlivu spinu na síly v kontaktu kolo–kolejnice: Návrh měření na kladkovém stavu 217

Pulda J., Mrzena R., Heptner T., Moureček Z.:
Increase of Traction Forces in Head of a Train above Current Limit in the Network of Správa Železnic
Zvýšení limitu tažných sil v čele vlaku nad současný limit v síti Správy železnic 225

Raif L., Vévoda A., Komárek M., Výmola L.:
Ozubnicové výhybky systému Abt a řešení průjezdu ozubnicového vozidla
Abt Rack Railway Turnouts and Rack Railway Vehicle Passage Solutions 233

Sýkora R., Kopečný M., Černušek P.:
Zkušenosti se zahajováním provozu jednopodlažních jednotek ŠKODA
Experience with the Start of Operation of ŠKODA Single-Deck EMUs 247

Šimek P.:
Lokomotivy pro provoz v severských podmínkách
Locomotives for Operation in Nordic Conditions 255

Švéd S., Bauer P., Fridrichovský T., Havlík K., Moravčík M., Musil J., Pejša J., Pulda J., Sakalik V.:
Inovativní podvozek NP-X pro nákladní vozy
Innovative Freight Bogie NP-X 265

Vágner J., Voltr P., Šlapák J., Kohout M., Sála P., Strazhnyk V.:
On-board diagnostika dynamické odezvy kol kolejových vozidel
On-Board Diagnostics of Dynamic Response of Railway Vehicle Wheels 273

Vnenk P., Tomandl V., Fridrich K.:
Úpravy ČSN 73 4959 s důrazem na směrové a výškové požadavky na nástupní hrany nástupišť
Update of ČSN 73 4959 with Emphasis on Horizontal and Vertical Requirements on Boarding Edges of Platforms 281

Voltr P., Bílek A., Lata M.:
Adhezní podmínky s vlivem tuhého maziva na okolky – testy na kladkovém stavu
Adhesion Conditions under the Influence of Solid Flange Lubricants – Full-Scale Roller Rig Tests 289

Voltr P., Netolický J., Liberová S.:
Testování tuhých maziv pro kontakt kolo–kolejnice na dvoukotoučovém stroji – vliv přítlaku maziva
Twin-Disc Testing of Solid Lubricants for Wheel-Rail Interface – The Influence of Solid Lubricant Stick Loading 297

Vrba J., Dybala V.:
Výzkum a možnosti aplikace aktivního natáčení dvojkolí pro moderní tramvajová vozidla
The Research and Application Possibilities for the Wheelset Active Steering System for Tramcars 305

Vyhnanovský M., Nachtigall P., Křižan L., Vojtek M.:
Modern Rolling Stock as a Pillar of the Technological Triangle
Moderní vozidla jako pilíř technologického trojúhelníku 317

SOUČASNÉ PROBLÉMY V KOLEJOVÝCH VOZIDLECH

XXVII. konference s mezinárodní účastí
17.–19. září 2025, Česká Třebová

AKTUÁLNÍ STAV VÝVOJE DUÁLNÍCH LOKOMOTIV V CZ LOKO

CURRENT STATE OF DEVELOPMENT OF DUAL LOCOMOTIVES IN CZ LOKO

Michal BENICKÝ[1], Lukáš HAUPT[2]

e-ISBN: 978-80-7560-564-1
DOI: 10.46585/spkv20252697
ISSN: 3029-8342
CC BY

Abstrakt

Příspěvek pojednává o aktuálních projektech duálních lokomotiv v CZ LOKO, a.s. V první části popisuje proces vývoje, výroby, oživování, funkčních a typových zkoušek a prvotních zkušeností s provozem lokomotiv DS2000 DC (řada 190.0 / 744.5), což je varianta duální lokomotivy umožňující využití energie z trolejového vedení 3 kV DC nebo ze spalovacího motoru CAT C32. Následuje popis aktuálně projektované duální lokomotivy pro napěťové soustavy 25 kV 50 Hz a 15 kV 16,7 Hz v kombinaci se silnějším spalovacím motorem CAT C32 B. Tato lokomotiva je základem zcela nové platformy, jež by měla sloužit jako základ pro vývoj budoucích řad lokomotiv. Důraz je kladen zejména na vývoj hlavního rámu a kabiny, které musí být nově vyvinuty zejména z důvodu obtíží s rozmístěním všech potřebných komponent při zachování hmotnostních a rozměrových parametrů lokomotivy.

Klíčová slova

duální lokomotiva, DualShunter, vývoj, ladění, zkoušky, klimatická neutralita

Abstract

The paper describes current projects of dual locomotives in CZ LOKO, a.s. In the first part it describes the process of development, production, setting up, functional and type tests and initial experience with operation of DS2000 DC locomotives (190.0 / 744.5 series), which is a variant of the dual locomotive enabling the use of energy from the 3 kV DC overhead line or from the CAT C32 internal combustion engine. The following is a description of the currently designed dual locomotive for the 25 kV 50 Hz and 15 kV 16.7 Hz voltage systems in combination with the more powerful CAT C32 B internal combustion engine. This locomotive is the basis of a completely new platform that should serve as the basis for the development of future locomotive series. Emphasis is placed on the development of the main frame and cab, which have to be redesigned, particularly because of the difficulty of accommodating all the necessary components while maintaining the weight and dimensions of the locomotive.

Keywords

dual locomotive, DualShunter, development, debugging, testing, climate neutrality

[1] **Ing. Michal Benický**. CZ LOKO, a.s. Semanínská 580, 560 02 Česká Třebová, Česká republika, tel.: +420 727 969 769, e-mail: michal.benicky@czloko.cz

[2] **Ing. Lukáš Haupt**, 0009-0002-1972-4554. CZ LOKO, a.s. Semanínská 580, 560 02 Česká Třebová, Česká republika, tel.: +420 702 275 508, e-mail: lukas.haupt@czloko.cz

1 ÚVOD

CZ LOKO, a.s. jako tradiční výrobce motorových lokomotiv se rozhodlo reagovat již před několika lety na situaci související se snahami Evropské unie o dosažení klimatické neutrality v rámci Zelené dohody pro Evropu (tzv. Green deal) [1]. Prvním krůčkem byl vývoj hybridních lokomotiv, jejichž hlavním zdrojem elektrické energie je akumulátorová baterie doplněná záložním zdrojem ve formě motorgenerátoru. V této kategorii lokomotiv došlo v CZ LOKO k realizaci prototypu HybridShunter 400, testovaném v roce 2021.

Již koncem roku 2020 byl v CZ LOKO, a.s., jakožto reakce na požadavky trhu, odsouhlasen projektový záměr na vývoj a stavbu dvou prototypů duální lokomotivy. Jde o lokomotivu s kombinací energie odebírané z trolejového vedení (závislá trakce) a z motorgenerátoru (nezávislá trakce). Jako první zástupce duálních lokomotiv byl představen DualShunter 2000 DC (zkráceně DS2000 DC), který se aktuálně nachází ve fázi schvalování v destinaci konečného zákazníka. V konstrukčních kancelářích CZ LOKO, a.s. probíhají přípravné práce na dalším zástupci duálních lokomotiv DualShunter 2000 AC, potažmo DualShunter 2000 AC/DC.

Dá se konstatovat, že CZ LOKO, a.s. se tak za posledních pět let proměnilo z výrobce čistě motorových lokomotiv na výrobce jak motorových, tak i elektrických lokomotiv, reprezentovaných duálními lokomotivami. Duální lokomotiva totiž není, jak by se mohlo na první pohled zdát, motorová lokomotiva s dosazeným sběračem proudu. Jedná se o plnohodnotnou elektrickou a plnohodnotnou motorovou lokomotivu v jedné, odtud název *duální*. [2]

2 DUALSHUNTER 2000 DC

Vývoji první duální lokomotivy v historii CZ LOKO, a.s. předcházelo odsouhlasení projektového záměru závěrem roku 2020 a v první polovině roku 2021 pak podpis smlouvy o dodávce těchto lokomotiv s italským zákazníkem. Jedná se o zákazníka, který má bohaté a dlouholeté zkušenosti s motorovými lokomotivami EffiShunter 1000 (řadového označení v ČR 744.1) z produkce CZ LOKO, a.s. Ty využívá v kontejnerových překladištích, ale do značné míry i na tratích elektrifikovaných systémem 3 kV DC. Tak vznikla prvotní myšlenka duální lokomotivy s konkrétním použitím u konkrétního zákazníka – posun v kontejnerovém překladišti a následně přeprava kontejnerového vlaku po elektrifikované trati. Tím byla dána specifikace a do určité míry i zadání nové duální lokomotivy CZ LOKO, DualShunter 2000 DC (v ČR označené řadou 190.0, v Itálii řadou 744.5). Z pohledu údržby a vybavenosti zákazníka náhradními díly byl kladen důraz na unifikaci (zejména mechanické části) s motorovými lokomotivami EffiShunter 1000. Pro obsluhu je pak výhodná unifikace stanovišť strojvedoucího. [3]

2.1 Vývoj a výroba prototypu

Projekt nové duální lokomotivy byl v CZ LOKO, a.s. zahájen začátkem roku 2021 vytipováním hlavních komponent a celků a tvorbou výkresové dokumentace. V průběhu roku byly postupně objednány a zasmluvněny základní celky jako např. prvky trakční výzbroje, EDB, tlumivka, střešní výzbroj, hlavní rám atd. Na jejich vývoji CZ LOKO, a.s. spolupracovalo s některými klíčovými dodavateli již dávno před zahájením projektu. Výkresová dokumentace byla dokončována na přelomu let 2021 a 2022, což vyvrcholilo přístavbou hlavního rámu v únoru 2022 do Jihlavského závodu CZ LOKO, a.s. Po tom, co se svět pomalu začínal vzpamatovávat z přísných karanténních opatření souvisejících s pandemií COVID-19 (následky pandemie jsou citelné do dnešních dnů), byl oznámen ve čtvrtek 24. února 2022 vpád ruských vojsk na území Ukrajiny. Důsledkem těchto událostí začal projekt, a tedy i samotná stavba prototypu DS2000 DC (190.001 dle ČR systému značení resp. 744.501 dle italského systému značení) nabírat zpoždění. Největšími komplikacemi při stavbě prototypu tak byl dodavatelský řetězec a příslušné typové zkoušky jednotlivých celků a případné operativní řešení modifikací. [3]

Po necelém roce se podařilo postavit prototyp lokomotivy DS2000 DC a mohly tak začít v lednu 2023 interní zkoušky. Jejich obsahem je kontrola elektrických obvodů, zkoušky funkčních celků, zkouška ochranného pospojování atd. Na ně navázaly další zkoušky, nastavování a oživování systémů jako je spalovací motor (Zeppelin CZ s.r.o.), zabezpečovací zařízení BL3 (Progress Rail Signalling S.p.A.), řídicí

systém vozidla (MSV elektronika s.r.o.), řízení pohonu a pomocných pohonů (INELTECH s.r.o.), hasicí zařízení (ISE S.r.l.) atd. V té době již pozvolna probíhala stavba druhého prototypu DS2000 DC s číslem 190.002, resp. 744.502 dle italského systému značení. Začátkem července 2023 bylo vydáno Drážním úřadem (DÚ) rozhodnutí o povolení zkušebního provozu duálních lokomotiv 190.001 a 190.002 na vlečkách CZ Logistics, s.r.o. a SD – Kolejová doprava, a.s. Zároveň na začátku července 2023 došlo k završení oživovacích prací a to revizí elektrického zařízení hnacího kolejového vozidla a dokončením všech administrativních a kontrolních kroků potřebných pro zkušební provoz vozidla.

2.2 Zkoušky a ladění

Historicky první jízda první duální lokomotivy CZ LOKO, a.s. byla uskutečněna 12. 7. 2023 na vlečce Pávov, prozatím však pouze v dieselovém režimu. Tomuto historickému milníku přihlížela akumulátorová lokomotiva 704.201 z produkce ČKD. Tu bylo nutné využít k posunu po síti Správy železnic (SŽ), kde musejí být lokomotivy DS2000 DC pouze taženy jako nečinné, jak vyplývá z rozhodnutí DÚ. Zároveň posloužila pro simulování zátěže při prvních jízdních zkouškách výrobce CZ LOKO, a.s. Na přelomu července a srpna 2023 navázala první zkouška trolejového režimu za využití topného alternátoru lokomotivy 750.163 pro napájení. První jízdní zkoušky a testování trakčních obvodů lokomotivy poodkryly problematiku související s elektromagnetickým ovlivňováním elektrických obvodů a komunikačních linek lokomotivy. Srpen 2023 se tak nesl v duchu měření elektromagnetické kompatibility zářením (EMC) a prověřování technických řešení, které bylo částečně aplikováno i na druhý prototyp 190.002, který se tou dobou nacházel ve výrobním procesu. Po finální kontrole a nastavení sběrače proudu byl prototyp 190.001 přepraven do vysokonapěťové zkušebny v České Třebové v tamním depu kolejových vozidel. Dne 5. 9. 2023 tak mohlo dojít k historicky prvnímu zvednutí sběrače a připojení k trolejové síti. Tím došlo k ověření připravenosti prototypu na první jízdu v trolejovém režimu.

V trolejovém režimu se uskutečnila historicky první jízda dne 25. 9. 2023 v Tušimicích na síti SD – Kolejová doprava, a.s. Jízdní zkoušky za účelem ladění řídicího systému lokomotivy a algoritmů řízení pohonu pokračovaly až do poloviny listopadu 2023. Zkoušek se zúčastnili i zástupci dodavatele zabezpečovacího zařízení (Progress Rail Signalling S.p.A.) za účelem finálního nastavení, dodavatele sběrače proudu pro provedení prvotních náměrů chování sběrače při jízdě (Faiveley Transport Czech a.s.), notifikované osoby CERTIFER ITALIA Srlu a zástupce koncového zákazníka. Po návratu prototypu do jihlavského výrobního závodu došlo v průběhu zimního období k různým modifikacím souvisejícím zejména s elektromagnetickým rušením vozidlových sítí.



Obr. 1 Historicky první jízda prototypu DS2000 DC (190.001) vlastní silou v dieselovém režimu

2.3 Schvalovací proces

Po provedených modifikacích prototypu 190.001 a následných nutných kontrolách a revizích bylo možné od února 2024 opět pokračovat ve zkouškách a ladění. Za termín zahájení typových zkoušek se

dá považovat pondělí 12. 2. 2024, kdy byly prováděny zkoušky pro stanovení mechanických parametrů vozidla. Konkrétně byl stanoven součinitele poddajnosti vozidla, tzv. kvazistatickou zkouška stanovení součinitele náklonu a zkouška bezpečnosti proti vykolejení na zborcené koleji. Následovaly opět zkoušky za účelem ladění zejména jízdních vlastností vozidla a tedy návrat na již dobře známou vlečku do Tušimic. Toto zkoušení, občasně krátkodobě přerušené různými opravami zejména v oblasti trakční výzbroje bylo ukončeno v polovině května 2024. Prototyp 190.001 prošel pravidelnou údržbou, procesem kompletního vyčištění, došlo k výměně hlavy sběrače (v Itálii je používán sběrač s úzkou hlavou) a začátkem června 2024 byl přepraven do Itálie. V Itálii byly provedeny základní zkoušky v dieselovém režimu a byl zahájen proces schválení v posunovací službě v dieselovém režimu. Díky příbuznosti s čistě motorovým typem EffiShunter 1000 se jednalo o relativně krátký zkušební proces. Povolení provozu v tomto režimu bylo vydáno ke dni 26. 9. 2024.

Další ladění vozidla tak muselo počkat na dokončení druhého prototypu 190.002, vystaveného jak na Rail Business Days, tak na světovém veletrhu INNOTRANS v Berlíně. V tomto období byla dokončena v pořadí již třetí lokomotiva 190.003, která taktéž krátkodobě zasáhla do procesu zkoušek a ladění. Ty se naplno rozběhly od září 2024. Dalším historickým milníkem je středa 29. 10. 2024, kdy byl poprvé zkoušen provoz duálních lokomotiv ve dvojčlenném řízení. Konkrétně se jednalo o lokomotivy 190.002 a 190.003. Vlečka v Tušimicích poskytovala pro zkoušky za účelem ladění pohonu vhodné podmínky, zejména pak v podzimních obdobích se sníženou adhezí. Pro účely zkoušek byla využívána různá vozidla od 750.308 až po elektrické lokomotivy různých řad, nejčastěji 365.0 nebo 184.5 vyznačující se dokonalými (nejen) adhezními vlastnostmi. Přesto však začaly postupně být tyto podmínky nedostačující. Proto bylo nutné se občasně vydat do Zkušebního centra VUZ Velim. Na konci roku 2024 byla koncovému zákazníkovi dodána v pořadí čtvrtá lokomotiva 190.004.

Typové zkoušky se naplno rozběhly 3. 2. 2025 s prototypem 190.002 a to rovnou trakčními zkouškami, které prověřovaly trakční charakteristiku lokomotivy jak v jízdním režimu na dieselový, tak elektrický pohon a samozřejmě také v režimu rekuperace elektrické energie nebo maření energie v odporníku (EDB). Následovala sada dalších zkoušek jako například zkouška brzdy a funkční zkouška protismyku, měření osvětlení, hluku, aerodynamického chování sběrače proudu, zkouška změnami napájecího napětí atd. Zásadním byl potom soubor zkoušek EMC, jehož obsahem bylo měření elektromagnetického rušení šířeného zářením, měření magnetického pole, měření ovlivnění detektorů kol a měření zpětných trakčních proudů. Jde o velmi rozsáhlou problematiku, jíž se podařilo díky úzké spolupráci všech zainteresovaných vyřešit a typové zkoušky tak byly završeny poslední zkouškou 7. 4. 2025. Typových zkoušek se částečně zúčastnil i dual 190.003, odeslaný koncovému zákazníkovi 26. 3. 2025. Dne 29. 5. 2025 pak opustila Českou republiku poslední duální lokomotiva 190.[4]

V současnosti jsou tak všechny doposud vyrobené duální lokomotivy v provozu v Itálii u koncového zákazníka pod řadovým označením 744.5 v posunovací službě v dieselovém režimu. Zároveň byl zahájen proces schvalování dle italských norem a předpisů, v rámci kterého nás bude zajisté čekat mnoho dalších výzev, mimo jiné dosazení ETCS. Předpoklad plnohodnotného schválení pro traťovou službu v obou režimech pohonu je v polovině roku 2026.



Obr. 2 Historicky první oživení trakčních obvodů DS2000 DC v trolejovém režimu za pomoci 750.163

3 DUALSHUNTER 2000 AC

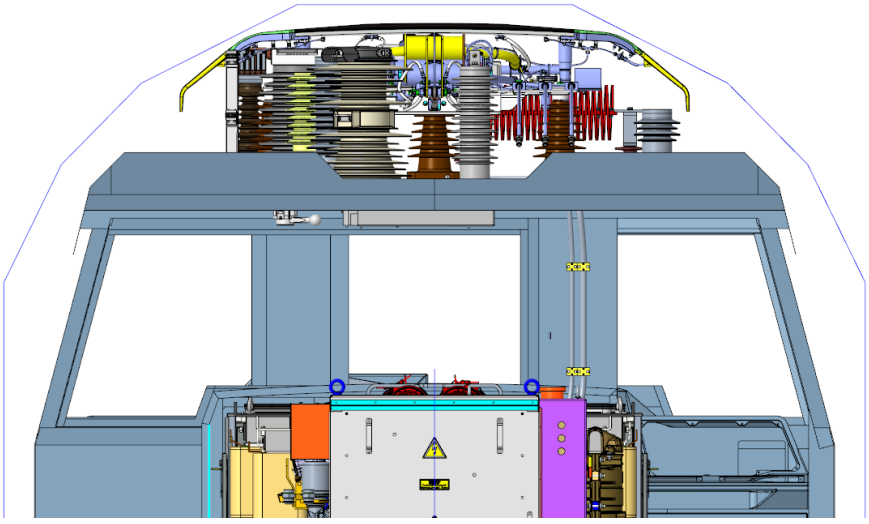
Na lokomotivu DualShunter 2000 DC navazuje lokomotiva modifikovaná pro provoz v závislé trakci na napěťových soustavách se střídavým systémem. Jedná se o lokomotivu řady DS2000 AC, jež je opět určena pro středně těžkou posunovací a traťovou službu na vlečkách a tratích o rozchodu 1435 mm při rychlosti do 120 km/h v klimatických podmínkách dle teplotních tříd T2 a T3 (dle EN 50125-1) a nadmořské výšce třídy A1 (dle EN 50125-1). Tato lokomotiva je v současné době ve fázi projektu a je snahou aplikovat všechny draze nabyté zkušenosti a vyvarovat se problémových uzlů, které se podařilo během zkoušek stejnosměrné verze duální lokomotivy identifikovat. [5]

Lokomotiva je projektována variantně jako dvoufrekvenční pro provoz na elektrifikovaných tratích se systémem 25 kV 50 Hz a 15 kV 16,7Hz AC nebo jako dvousystémová pro provoz na sítích 3 kV DC a 25 kV 50 H, vždy v kombinaci se spalovacím motorem Caterpillar C32B EU stage V o výkonu až 1190 kW pro provoz v nezávislé trakci (s možnou náhradou akumulátorovými bateriemi). Lokomotivu lze vybavit pro zásobování vlaku energií pro topení/klimatizaci, ovšem pouze v závislé trakci, neboť výkon spalovacího motoru se nejeví jako dostatečný pro zásobování vlaku v nezávislé trakci.

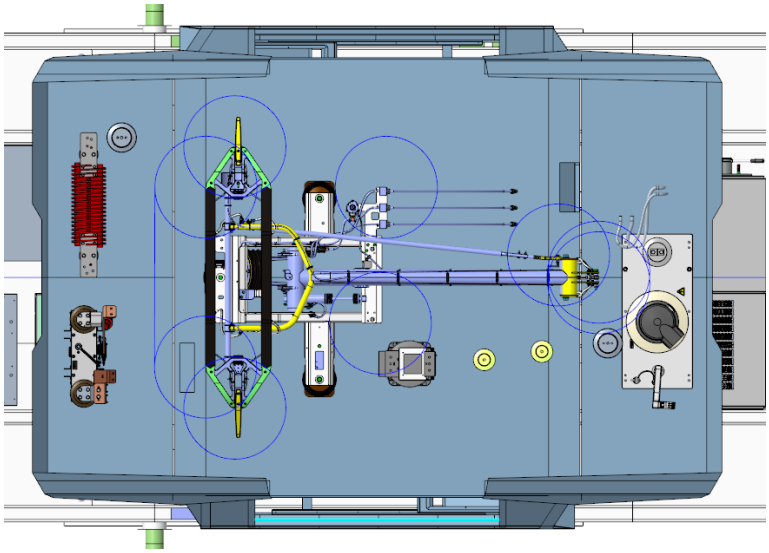
Základní myšlenkou byla maximální možná unifikace se stejnosměrnou verzí a s existující platformou lokomotiv. Tato cesta se bohužel z důvodu provozu na síti s napětím v troleji 25 kV ukázala jako nereálná, neboť střešní výzbroj vyžaduje výrazně větší izolační vzdálenosti (izolátory jsou vyšší o více než 200 mm) a je tedy nutno pro zachování obrysu vozidla G1 umístit kabinu strojvedoucího výrazně níže než u stejnosměrné verze. Snížení umístění kabiny umožňuje její rozšíření v horní části, čímž vzniká větší půdorysná plocha stropu kabiny pro instalaci potřebných komponent a zároveň se zvětšuje vnitřní prostor kabiny, což přispívá k většímu pohodlí obsluhy. [6]

Kabina celkově doznala značných změn a bylo třeba opustit typizovanou kostru jednotnou pro lokomotivy motorové a stejnosměrné duální. Budou dosazena také nová boční okna, pracujeme na zlepšení distribuce vzduchu v kabině s ohledem na ofukování skel. Stejně tak bude třeba vytvořit nové prvky interiéru, tedy řídicí pult, skříňky.

Velkou výzvou je vhodné rozmístění střešní výzbroje, u věžové kabiny není na střeše mnoho prostoru a protože se jedná o lokomotivu kombinující dva trakční systémy, je třeba rozmístit značné množství komponent. Na následujícím obrázku je vidět, kolik komponent je třeba rozmístit pro dvousystémovou verzi lokomotivy při respektování přeskokových vzdáleností nejen vůči střeše, ale také mezi přístroji, které se nesmí nacházet na stejném potenciálu. Přístup k nouzovým ručním ovládacím prvkům odpojovačů/zkratovačů se snažíme realizovat přístupem z ochozu z důvodu lepšího manipulačního prostoru a podchozí výšky v kabině. Z tohoto důvodu jsou dané komponenty umístěny na „kšilty“ kabiny.



Obr. 3 Kabina lokomotivy DS2000 AC vs vztažný obrys G1



Obr. 4 Uspořádání střechy kabiny DS2000 AC (var. 25 kV 50 Hz a 3 kV DC)

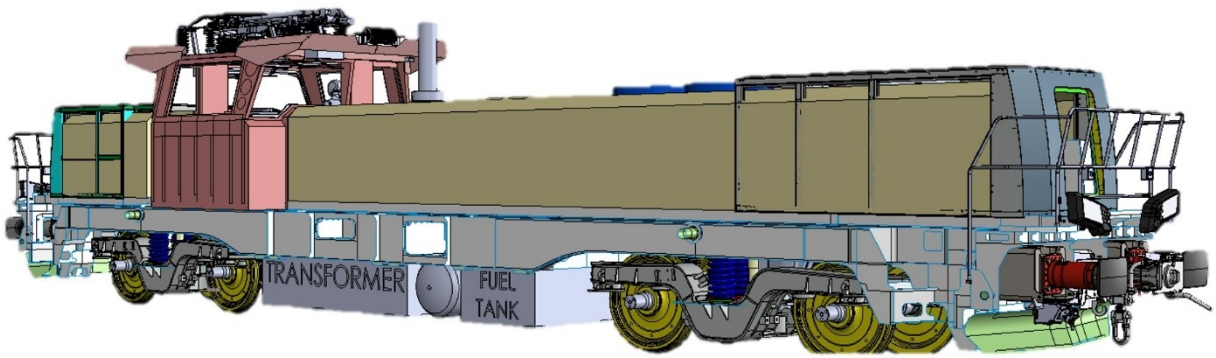
Protože je třeba zachovat dobré rozhledové poměry z kabiny, je třeba omezit oproti stávajícímu provedení výšku kapot. To při zachování požadavků na objem pro veškeré nezbytné komponenty (trakční výzbroj, spalovací motor, chladicí blok, pneumatická výzbroj, kompresor atd.) znamená nutné prodloužení hlavního rámu.

Délka lokomotivy přes nárazníky je 18 500 mm, což oproti stejnosměrné verzi činí o 2 100 mm více při vzdálenosti otočných čepů podvozků prodloužené z důvodu prostoru pro instalaci naftové nádrže, vzduchojemu a zejména trakčního transformátoru o 1500 mm na 10 000 mm. Takovéto prodloužení hlavního rámu při současném požadavku na snížení hmotnosti vyžaduje vytvoření zcela nové koncepce svařence.

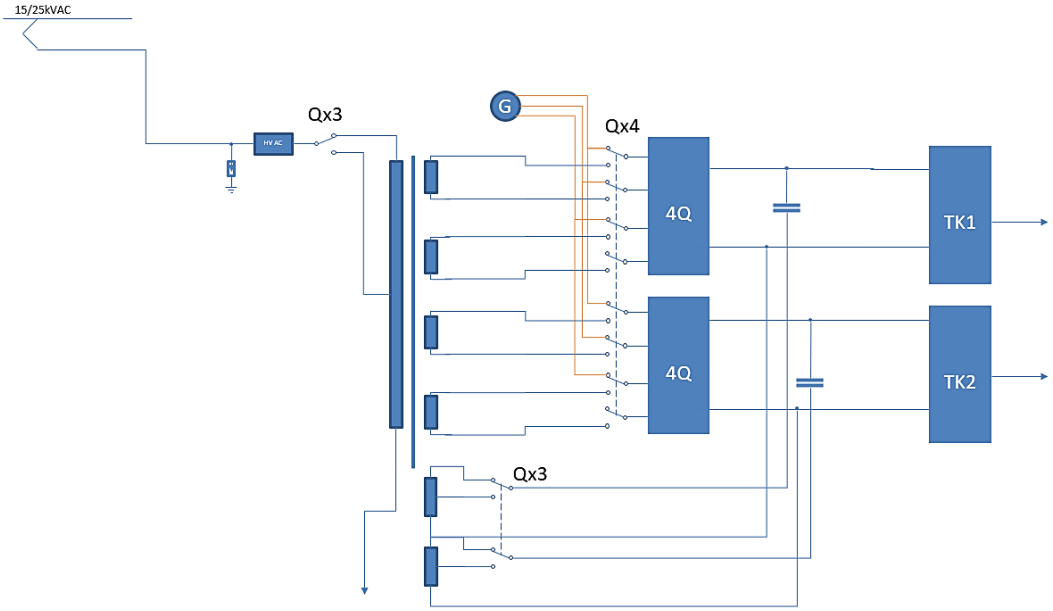
Pro nový hlavní rám byla zvolena koncepce s nosnými bočnicemi, které budou tvořit charakteristickou siluetu nové konstrukce. Důležitá je také příprava prostupů pro kabelové trasy, kterých je třeba po rámu umístit značné množství. Kromě toho jsou na nový hlavní rám kladeny nové nároky například v podobě možnosti instalace digitálního automatického spřáhla. Do této nové konstrukce se také promítají aktuální požadavky norem a provozní i výrobní zkušenosti se současnými rámy. [7]

Další modifikace se pak dotknou podvozků, kde je snaha o upgrade trakčních motorů (pravděpodobně v kombinaci s nápravovou převodovkou) a také výměna brzdové výzbroje oproti stávajícímu provedení. Všechny provedené úpravy by měly zvýšit výkon, zlepšit spolehlivost a zajistit také splnění spodního obrysu GI1.

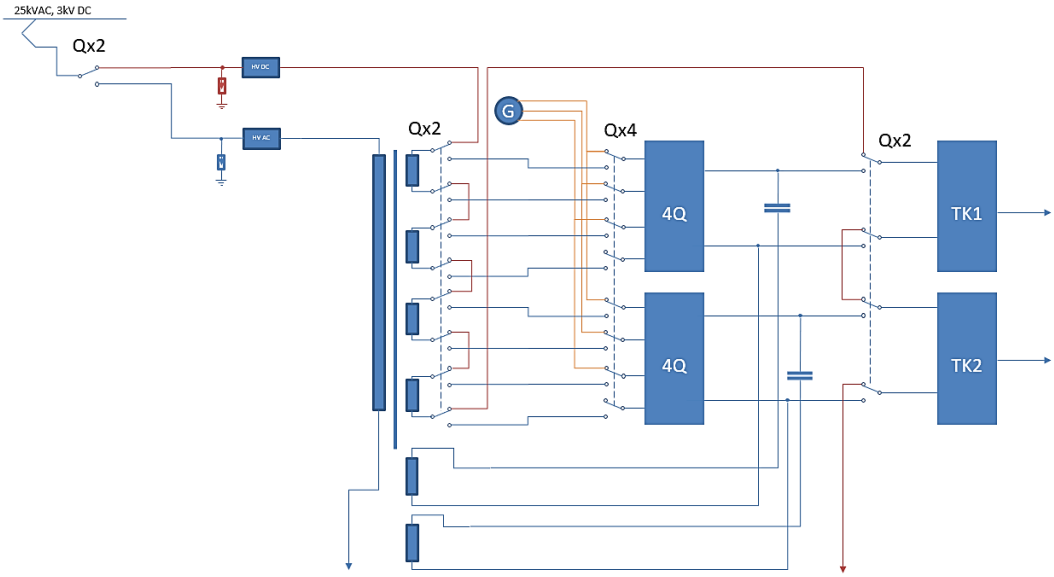
Z hlediska unifikace tedy nakonec uvažujeme pouze částečné využití trakční výzbroje (konkrétně trakčních střídačů a rozváděče pomocných pohonů) z DS2000 DC. Zcela nově vyvinuty budou čtyřkvadrantové měniče (pro splnění požadavku na rekuperaci na střídavém systému), jež tvoří zároveň usměrňovač alternátoru v DE režimu a zcela zásadním novým prvkem je trakční transformátor ve dvou provedeních dle určení pro dousystémovou nebo dvoufrekvenční verzi lokomotivy.



Obr. 5 Studie lokomotivy DS2000 AC (dvousystémová verze 25 kV 50 Hz + 3 kV DC)



Obr. 6 Blokové schéma DS2000 AC (dvoufrekvenční verze 25 kV 50 Hz + 15 kV 16,7 Hz)



Obr. 7 Blokové schéma DS2000 AC (dvousystémová verze 25 kV 50 Hz + 3 kV DC)

4 ZÁVĚR

Příspěvek v první části představuje postup vývoje a následné výroby první duální lokomotivy CZ LOKO, a.s. DS2000 DC včetně následných zkoušek prototypu, které jsou završeny schvalovacím řízením. Jak je patrné, jedná se o velmi zdlouhavý a náročný proces, vyžadující plné nasazení všech zúčastněných. Velký obdiv a poděkování tak patří nejen pracovníkům CZ LOKO, a.s., ale i úzce spolupracujícím dodavatelům zejména v oblasti řídicího systému a systému řízení pohonu, v oblasti střešní výzbroje, stejně tak všem, kteří přispěli svojí prací nebo poskytnutím zázemí a podmínek pro zkoušky a ladění duální lokomotivy.

Druhá část příspěvku obsahuje technický popis aktuálně vyvíjené duální lokomotivy DS2000 AC, které by v budoucnosti měla navázat na stejnosměrnou duální lokomotivu. Detailněji jsou popsány hlavní celky, které budou oproti stejnosměrné verzi upraveny a vytvoří tak základ zcela nové platformy lokomotiv CZ LOKO, a.s.



Obr. 8 Ladění dvojčlenného řízení lokomotiv DS2000 DC (190.002 + 190.004)

◆◆

Literatura

[1] Evropská komise. *Zelená dohoda pro Evropu.* Online. Dostupné z: https://www.consilium.europa.eu/cs/policies/european-green-deal/. [citováno 2025-06-24]

[2] BENICKÝ, M., KASALA, M., KOPAL, J., PÁCHA, M. Duální a hybridní lokomotivy CZ LOKO. In: *Současné problémy v kolejových vozidlech: XXV. konference s mezinárodní účastí, sborník příspěvků.* Pardubice: DFJP Univerzity Pardubice, 2021, s. 15–25. ISBN 978-80-7560-377-7.

[3] KOPAL, J., BENICKÝ, M. Vývoj duálních lokomotiv CZ LOKO. In: *Súčasné problémy v koľajových vozidlách – PRORAIL 2023: XXVI. medzinárodná konferencia, zborník prednášok, diel I.* Žilina: VTS pri ŽU v Žiline, 2023, s. 265–273. ISBN 978-80-89276-61-5.

[4] KUČERA, P., SVOBODA, M. *EMC Tests with Track Circuit.* Test report POZ 108/2025. Praha: Výzkumný Ústav Železniční, a.s., 2025.

[5] MICHÁLEK, T., VÁGNER, J., KOHOUT, M., ŠLAPÁK, J. *Simulační výpočty jízdy kolejového vozidla DS2000 AC*. Zpráva DP-06-23. Česká Třebová: Dislokované pracoviště DFJP Univerzity Pardubice, 2023.

[6] ČSN EN 15273-2+A1:2017. *Železniční aplikace – Průjezdné průřezy tratí a obrysy vozidel – Část 2: Obrysy vozidel.*

[7] ČSN EN 12663-1+A2:2024. *Železniční aplikace – Pevnostní požadavky na konstrukce skříní kolejových vozidel – Část 1: Lokomotivy a vozidla osobní dopravy (alternativní metoda pro nákladní vozy).*

Zasláno / received: 25. 06. 2025, přijato / accepted: 11. 07. 2025, publikováno / published: 17. 09. 2025.

Příspěvek recenzovali / The paper was reviewed by: Ing. Alois Kotrba, Ph.D. (České dráhy, a.s.), doc. Ing. Michael Lata, PhD. (Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera).

SOUČASNÉ PROBLÉMY V KOLEJOVÝCH VOZIDLECH

XXVII. konference s mezinárodní účastí
17.–19. září 2025, Česká Třebová

PROVOZ A ÚDRŽBA ELEKTRICKÝCH JEDNOTEK S TRAKČNÍ BATERIÍ

OPERATION AND MAINTENANCE OF THE ELECTRIC MULTIPLE UNITS WITH TRACTION BATTERY

Adam BÍLEK[1], Martin ELSTNER[2], Vojtěch RITTER[3]

e-ISBN: 978-80-7560-564-1
DOI: 10.46585/spkv20252672
ISSN: 3029-8342
CC BY

Abstrakt

Příspěvek popisuje první provozní koncept elektrických jednotek s trakčními bateriemi v ČR po jejich uvedení do zkušebního provozu, stejně jako přípravy k provozu dalších jednotek z již objednané série do Moravskoslezského kraje. Dále uvádí změny a režimová opatření v místě údržby pro zajištění bezpečnosti a spolehlivosti vozidel vybavených bateriemi. V další části se příspěvek věnuje potřebám údržby pojezdů elektrických jednotek, provozovaných nově i na regionálních tratích s velmi malými poloměry oblouků. Pro zmírnění účinku tratě na dvojkolí jsou nebo budou přijata různá opatření jak v údržbě vozidel, tak u správce infrastruktury. Z pohledu nákladů na životní cyklus je zásadní životnost baterií. Pro její prodloužení je nutné dosáhnout optimálního režimu nabíjení a vybíjení vzhledem k požadavkům na optimální provoz vozidel. To je jistou výzvou pro změny v procesu sběru dat o provozu jednotek a aktuální úrovni nabití. Článek popisuje současný stav a navrhuje změny diagnostického systému pro možnou optimalizaci.

Klíčová slova

vozidla vybavená bateriemi, trakční baterie, opotřebení dvojkolí, údržba BEMU

Abstract

The paper describes the initial operational concept of electric multiple units with traction batteries in the Czech Republic following their introduction into trial operation as well as preparations for the deployment of additional units from the already ordered series for the Moravian-Silesian Region. Furthermore, it outlines the changes and operational measures implemented at the maintenance site to ensure the safety and reliability of battery-equipped vehicles. The next part of the paper focuses on the maintenance requirements of the running gear of electric units, which are now also operated on regional lines with very small curve radii. To mitigate the effect of track geometry on the wheelsets, various measures are or will be implemented by vehicle maintenance and by the infrastructure manager.

Keywords

electric multiple units with traction battery, traction batteries, wheelset wear, maintenance of BEMU

[1] **Ing. Adam Bílek**, 0009-0009-7085-2034. České dráhy a.s., Generální ředitelství – O12. Nábřeží Ludvíka Svobody 1222/12, 110 15 Praha 1, Česká republika, tel.: +420 720 847 745, e-mail: adam.bilek@cd.cz

[2] **Ing. Martin Elstner, Ph.D.** České dráhy a.s., Oblastní centrum údržby Východ. Kulkova 948/1, 614 00 Brno, Česká republika, tel.: +420 604 464 591, e-mail: martin.elstner@cd.cz

[3] **Ing. Vojtěch Ritter**. České dráhy a.s., Oblastní centrum údržby Východ, Středisko údržby Bohumín. Ad. Mickiewicze, 735 31 Bohumín, Česká republika, tel.: +420 720 857 346, e-mail: vojtech.ritter@cd.cz

1 PRVNÍ ELEKTRICKÉ JEDNOTKY S TRAKČNÍMI BATERIEMI DOPRAVCE ČD

První elektrické jednotky s trakčními bateriemi (dále jen „BEMU“) v samostatné historii Českých drah, a.s., byly vyrobeny společností Škoda Transportation a.s. jako tovární typ 15Ev3. Drážní úřad BEMU přidělil řadové označení 690 resp. 691. BEMU vychází z koncepce vícesystémových jednotek RegioPanterů typů 7Ev a 15Ev, je však doplněno o trakční baterie. Vozidla jsou objednána primárně pro pokrytí vozby v Moravskoslezském kraji, který požadoval toto řešení jako první z objednavatelů veřejné osobní železniční dopravy v ČR. V tomto příspěvku budou blíže představeny některé provozní, technické i údržbové rozdíly, které významným způsobem mění či upravují přístup k BEMU oproti variantám se zdrojem elektrické energie z trolejového vedení.

Tab. 1 Základní technické parametry BEMU

Parametr	Jednotky	Velikost
rozchod	[mm]	1 435
hmotnost obsazené BEMU	[t]	115,4
délka BEMU	[mm]	52 900
šířka skříně	[mm]	2 820
výška vozu	[mm]	4 260
výška nástupní hrany od TK	[mm]	580
počet sedadel (z toho první třída)	[-]	140 (8)
celkový počet cestujících	[-]	323
počet míst pro ortopedické vozíky	[-]	2
počet míst pro jízdní kola/kočárky	[-]	9/4
typ článku baterie	[-]	Li-ion – LTO
dojezd BEMU	[km]	80
maximální rychlost	[km/h]	160 – trolejový režim 120 – bateriový režim
jmenovité napětí troleje	[kV]	3 kV DC 25 kV 50 Hz

2 PROVOZNÍ KONCEPCE JEDNOTEK S TRAKČNÍMI BATERIEMI

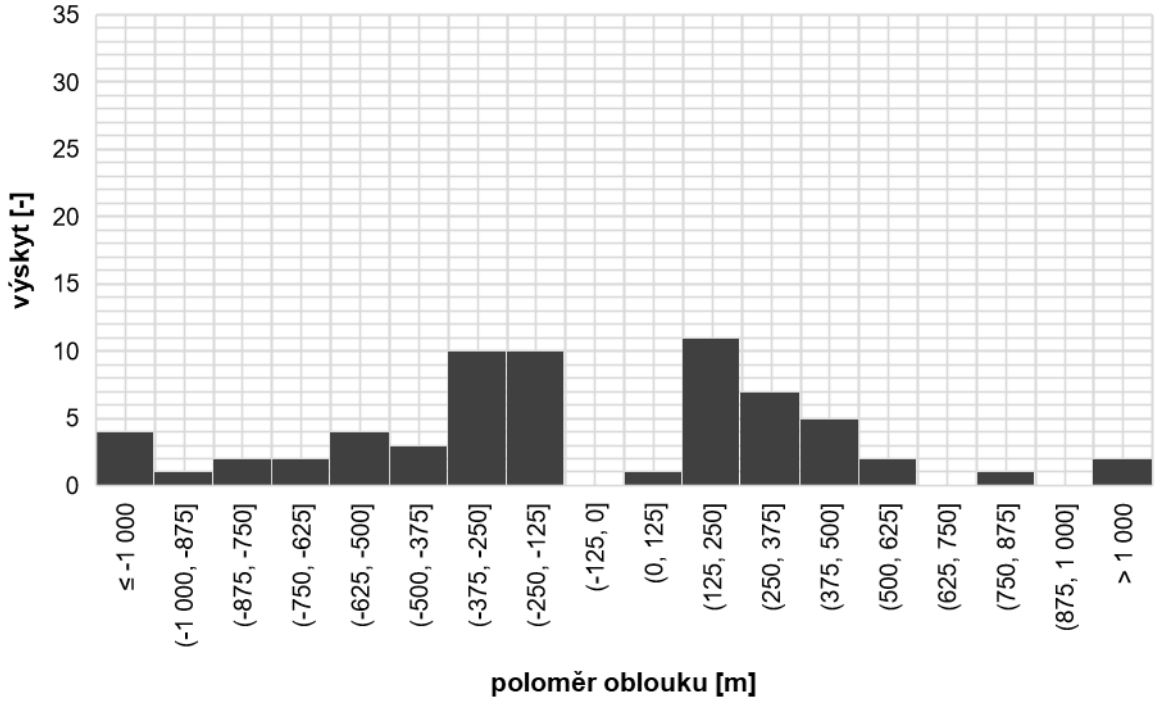
Moravskoslezký kraj zvolil pro BEMU jako první dopravní linku relaci Ostrava – Studénka – Kopřivnice – Štramberk – Veřovice (linka S8). Výběr této relace není náhodný – hlavní motivací pro zahájení provozu BEMU je pozitivní trend v počtu přepravených cestujících i vzhledem k turisticky zajímavé oblasti, úspora přestupu mezi dvěma spoji a ve výsledku i výrazná úspora času v jízdní době mezi podbeskydskými městy a krajským městem Ostrava. Dopravní obslužnost stanice Veřovice ze směru Ostrava totiž v předchozím období byla možná výhradně s přestupem ve stanici Studénka. Cestující se dříve v první části trati přesunuli elektrickou jednotkou po koridorové trati a následně přestoupili na motorový vůz, který je dále přepravil po regionální trati.

2.1 Specifika provozu na regionálních tratích

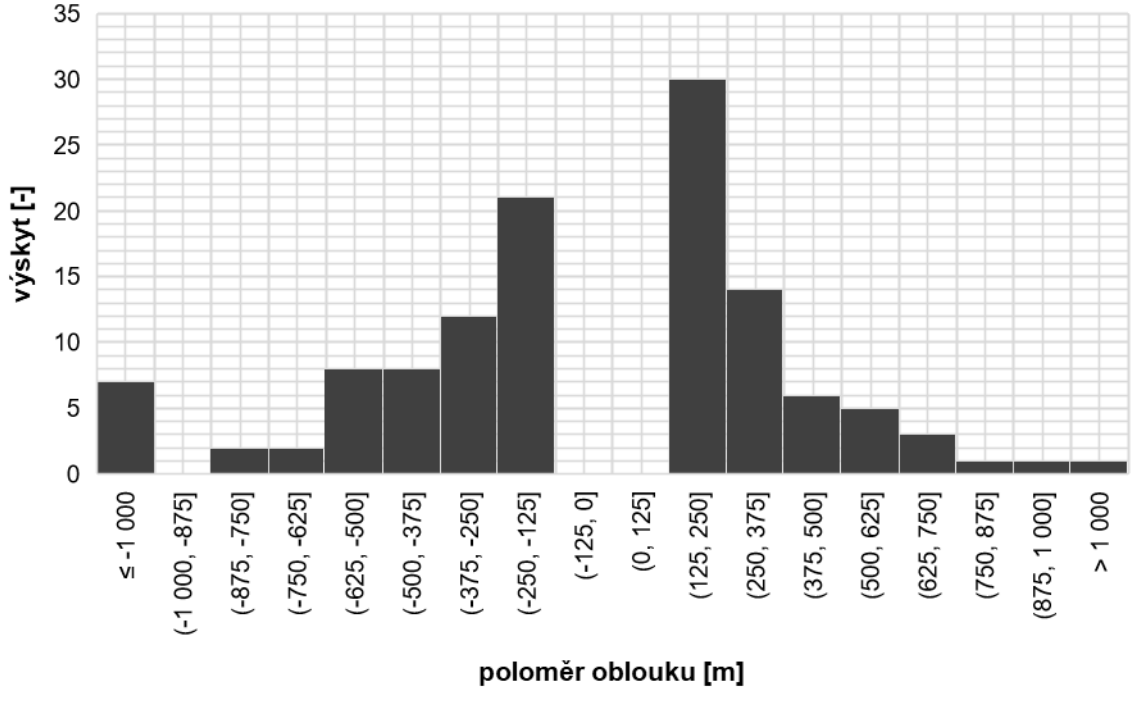
Četnosti spojů osobní i nákladní dopravy, které danou trať obsluhují, obvykle odpovídá i důraz na kvalitu železniční trati. Nejedná se pouze o typ zabezpečení, jenž značně ovlivňuje kapacitu dráhy, ale jde i o parametry železničního svršku včetně jeho udržovatelnosti.

Na regionálních tratích se dosud využívala starší vozidla s menším rozvorem středů podvozků. Tyto parametry vozidel jsou přívětivější jak z pohledu opotřebení železniční trati, tak i samotného vozidla, především pak s ohledem na průjezd vozidel oblouky malých poloměrů. U vozidel nových, včetně BEMU, má například parametr odporu proti natočení podvozků a vzdálenost rozvoru otočných středů podvozků značný dopad na interakci kola a kolejnice při průjezdu obloukу.

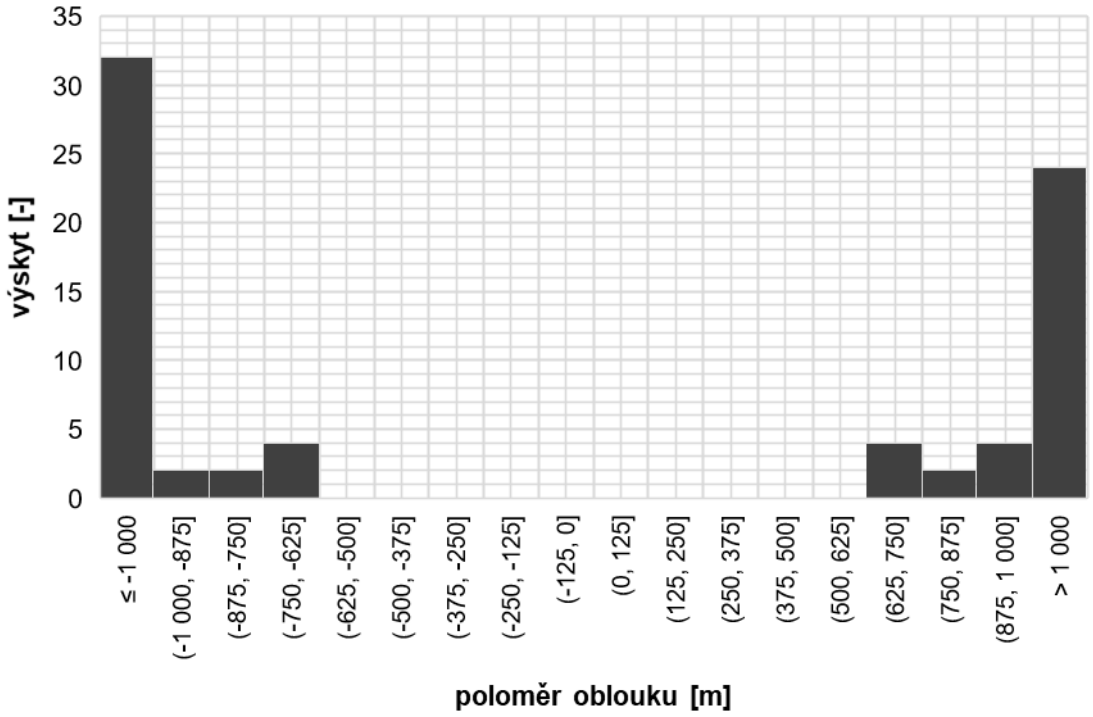
Pro jednoduchou představu o rozložení a četnosti výskytu poloměrů a směru poloměrů oblouku jsou pomocí histogramu v obr. 1 a obr. 2 znázorněny regionální tratě, kde již provoz BEMU probíhá či je plánován. U obou tratí je znatelná převaha oblouků malých a velmi malých poloměrů. U obr. 3 je pro porovnání uveden histogram z koridorového úseku 2. tranzitního koridoru. U zmíněných histogramů je číslem se zápornou hodnotou myšlena velikost poloměru oblouku vlevo, naproti tomu kladným číslem velikost poloměru oblouku vpravo.



Obr. 1 Histogram poloměrů oblouků regionální trati (Studénka – Veřovice) [1]



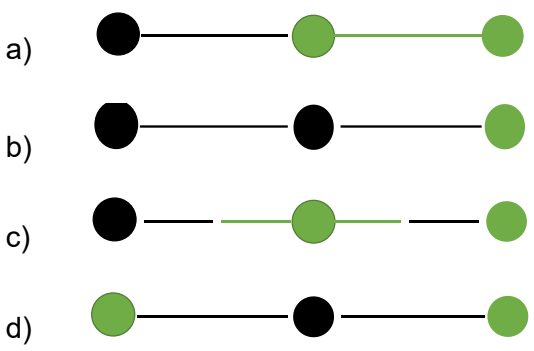
Obr. 2 Histogram poloměrů oblouků regionální trati (Suchdol n. Odrou – Budišov n. Budišovkou) [1]



Obr. 3 Histogram poloměrů oblouků koridorové trati (Bělotín – Bohumín) [1]

Jedním ze specifik provozu jednotek zkonstruovaných na vyšší rychlosti s požadavky vyšší stability jízdy je i výrazná změna ve směrových poměrech tratí, po kterých vozidla jezdí. Začátkem provozu BEMU došlo oproti dříve používaným motorovým vozům k nárůstu hmotnosti. Tento nárůst však nepřesahuje stanovené limity, neboť většina regionálních tratí zamýšlená pro provoz BEMU je schopna odolat nejvyšší dovolené traťové třídě zatížení B2 (18 t/náprava a 6,4 t/na metr délky) [2], čemuž jednotky vyhovují. Kritickým parametrem opotřebení je však vzájemná geometrie v kontaktu kola a kolejnice, pro účely tohoto článku se zaměřením výhradně na průjezd vozidla obloukem malých poloměrů.

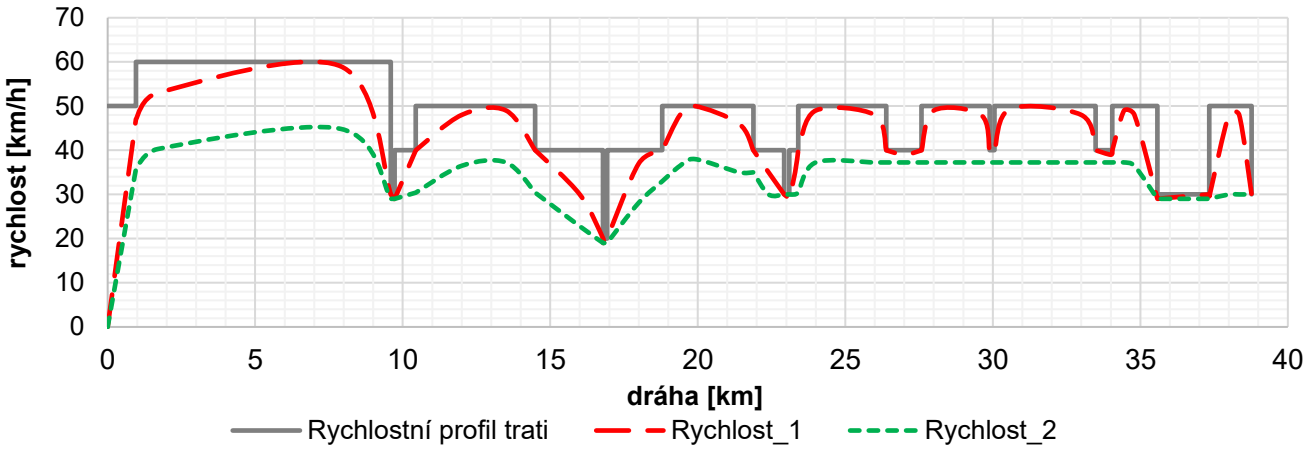
S vědomím fyzikálních úskalí je zásadní i efektivní stanovení provozní koncepce. A jaké možné provozní úskalí tkví v nasazení BEMU? U elektrických jednotek je vlastně jakékoliv zbrojení, či dobíjení nepotřebné, oproti tomu jednotky se spalovacím motorem jsou odkázány na kapacitu nádrže pohonných hmot. BEMU je naopak závislé na době pobytu pod trolejovým vedením. A to kvůli tomu, aby bylo dosaženo požadované kapacity nabití trakční baterie. Míra potřebné kapacity se však může lišit s ohledem na provozní určení. V případech, kdy je provoz realizován úvratí ve stanici bez trolejového vedení a na opačné straně úvratí pod trolejovým vedením, je řešení poměrně efektivní. (vizte obr. 4 a). Dalšími možnostmi, jak znázornit model provozu BEMU, je na obr. 4 b), c) a d). S ohledem na uvedené pak můžeme za zbrojení považovat dobu stání vozidla za účelem nabití.



Obr. 4 Varianty provozních konceptů BEMU (zelená = elektrifikace, černá = bez elektrifikace)

2.2 Plán provozního nasazení a spotřeba elektrické energie

Provozní nasazení vozidel má dopad na okamžitou spotřebu energie, ale i na výslednou životnost trakční baterie. Mluvíme-li o životnosti trakční baterie, je dobré uvědomit si dopad cyklického zatěžování včetně míry velikosti jednotlivých cyklů. Názornou ukázkou provozu je obr. 5 představující ilustraci možného jízdního řádu a jízdy BEMU v úseku bez trakčního vedení. Ve zvoleném úseku je vykreslen smyšlený rychlostní profil, na němž jsou variantně prezentovány dva režimy jízdy – režim s ohledem na spotřebu trakční energie (Rychlost_2) a režim jízdy při zpoždění (Rychlost_1).



Obr. 5 Ilustrační rychlostní profil trati se dvěma rychlostními záznamy průjezdu BEMU

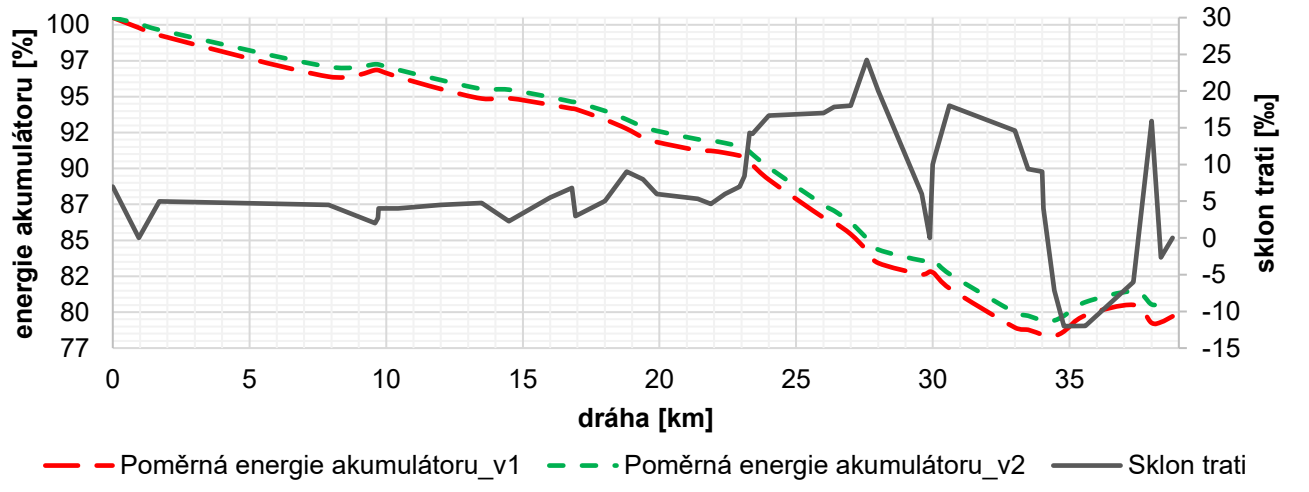
Tab. 2 Virtuální hodnoty pro výpočet energie jízdy BEMU

Parametr	Jednotky	Velikost
měrná hustota vzduchu	[kg/m^3]	1,225
součinitel odporu vzduchu	[-]	0,9
plocha čela BEMU	[m^2]	10

V ilustraci na obr. 5 jsou znázorněny oba průjezdy BEMU. Pro obecné výsledné vyjádření energetické náročnosti E_{celk} každého průjezdu zvlášť využijeme rovnice (1) s využitím parametrů v tab. 1 a 2:

$$E_{\mathrm{celk}} = E_{\mathrm{aku}} - E_{\mathrm{kin}} - E_{\mathrm{pot}} - E_{\mathrm{odp}}, \tag{1}$$

kde E_{celk} je aktuální energie trakčního akumulátoru po odečtení působících složek energie v každém diferencovaném úseku, kde E_{kin} je energie kinetická, E_{pot} energie potenciální a E_{odp} energie zmařená překonáním odporu proti pohybu který vozidlo za jízdy klade.



Obr. 6 Možný vývoj kapacity energie trakční baterie za jízdy vlaku

Výsledná poměrná hodnota energie trakční baterie na obr. 6 po proběhlém provozním cyklu významně souvisí s ukazatelem provozní spolehlivosti BEMU (požadavek na rezervu kapacity) a s životností baterie. Provozní parametry BEMU potom ovlivní i rychlost nabití trakční baterie, typ bateriového článku, požadovaná rezerva kapacity energie či omezení dané doporučením výrobce k maximalizaci životnosti baterie. Jednou z výhod použití vozidla s bateriemi je i možnost ukládání energie z rekuperačního brzdění. Ilustrace možného účinku rekuperace je zřejmá na obr. 6. K efektivnímu provoznímu nasazení je také důležité spotřebu energie sledovat. Jako vhodný způsob při posuzování spotřeby nových vozidel se jeví metodika dle ČSN EN 50591 [3].
U vozidel s elektrickým přenosem výkonu a s rozdílným zdrojem energie (spalovací motor / baterie) se může výsledná účinnost přenosu výkonu lišit až o desítky procent. V kombinaci úspor za nerealizovanou výstavbu a udržování trolejového vedení, spolu s náhradou motorových vozů se tedy skutečně v některých případech provoz BEMU jeví jako dlouhodobě udržitelná a efektivní varianta. V následujících letech dojde, k již zasmluvněnému rozšíření počtu BEMU, konkrétně potom ve spolupráci Českých drah, a. s., a Moravskoslezského kraje (nově typ 15Ev5).

2.3 Život a optimální využití trakční baterie

Mezi již diskutované parametry patří životnost trakční baterie. Ta je posuzována jednak podle počtu cyklů, které vydrží, ale zároveň také podle jejich rozsahu. Pro účinné optimální využití trakční baterie je nutné vyhledat odpovídající provozní model, resp. použití baterie podle provozního modelu optimalizovat a najít vhodný typ bateriového článku. Zároveň je také baterii potřeba udržovat v energeticky a klimaticky požadovaném pásmu, a to především v okamžiku, kdy je na bateriové články kladen požadavek, „výdeje“ nebo „příjmu“ energie. V opačném případě je velmi pravděpodobné, že dojde k nemalé degradaci garantovaných vlastností baterie, včetně nárůstu její amortizace.

Vzhledem k faktu, že BEMU jsou v reálném provozu krátkou dobu, bude velmi užitečné sledovat zmíněné parametry baterie jako celku i jednotlivých článků.

3 PÉČE O DVOJKOLÍ V PROVOZU PO HLAVNÍCH I REGIONÁLNÍCH TRATÍCH

Jak již bylo uvedeno v kapitole 2.1, opotřebení kol vyžaduje zvýšenou pozornost. Jako prvotní možnost odhadu míry opotřebení je posouzení geometrie kontaktní dvojice kolo-kolejnice. V tomto článku je pozornost zaměřena na opotřebení v oblasti okolku železničního kola. Toto opotřebení je primárně charakterizováno změnou parametrů S_d (šířka okolku) a S_h (výška okolku).

Na trati v úseku Studénka – Veřovice je dnes provozována kombinace jízdního obrysu kola UIC ORE a kolejnice tvaru S49 s úklonem 1:20. Tato kombinace připouští příčný pohyb dvojkolí až do samotného nalehnutí okolku na kolejnici bez jakéhokoliv předchozího silového působení. Nalehnutím okolku na kolejnici pak dochází ke vzniku opotřebení kolejnice i okolku kola.

Možností, jak pečovat o kontakt okolku s kolejnicí, je více. Nákladnější, zato však více smysluplnou úlohou je odstranění příčiny problému, a to změnou geometrie buď jízdního obrysu kola, či úpravou úklonu kolejnic (například přebroušením v kritických obloucích malých poloměrů). Eliminační metodou, podstatně levnější, avšak neřešící příčinu, je aplikace maziv (kapalných i pevných) do místa okolku železničního kola či na místo zakřivení kolejnice stacionárně přímo na železničním svršku.

4 ÚDRŽBA JEDNOTEK S TRAKČNÍMI BATERIEMI

Instalovaná a skladovaná energie v BEMU odpovídá ekvivalentu tepelné energie přibližně 500 litrů nafty. Této ekvivalentní hodnoty, reprezentující srovnatelné množství uvolněné energie, se užívá pro představitelnější vyjádření. Pro exaktnější popis rizika, vč. možných důsledků, je však dnes problematika baterií z pohledu legislativy neúplně řešena. U vozidel je v rámci prevence nutné počítat s rizikem vzniku požáru, podobně jako se touto otázkou zabýváme například u vozidel s nádrží pohonných hmot.

4.1 Požadavky na zázemí k provádění údržby

Z pohledu zajištění údržby může být určitým vodítkem norma ČSN 73 0834 [5] pro posuzování změn staveb. Tato norma uvádí, že změnou užívání objektu, prostoru nebo provozu pouze změna, pro kterou platí:

$$(p_{\mathrm{n}} \cdot a_{\mathrm{n}} \cdot c) < 15\ \mathrm{kg} \cdot \mathrm{m}^{-2}, \tag{2}$$

kde p_n představuje nahodilé požární zatížení, tedy normové množství dřeva, jehož výhřevnost je ekvivalentní se všemi hořlavými látkami, které se za normálních podmínek vyskytují v požárním úseku ($\mathrm{kg} \cdot \mathrm{m}^{-2}$), a_{n} koeficient podle ČSN 73 0802 [6] a c součinitel vyjadřující požárně bezpečnostní zařízení nebo opatření.

Současně nesmí při používání objektu dojít ke zvýšení počtu osob na kterékoliv únikové komunikaci o 20 %. Dále nesmí dojít k záměně funkce objektu ve vztahu na příslušné projektové normy, při tom jsou změnami užívání i změny, kterými se upravují stavební objekty, prostory nebo provozy. Nesmí dojít ani ke změně stavby nástavbou, vestavbou nebo k jiným podstatným stavebním změnám.

Z pohledu požárního rizika je zásadní množství elektrického náboje, jež aktuálně jímá baterie elektrických článků. I když není možné baterii před započetím údržby zcela vybít, lze projevy případného hoření výrazně snížit snížením úrovně jejího nabití.

Jisté riziko představuje požár bateriového článku. Vzhledem k tomu, že požár Li-ion (LTO) elektrických článků se obtížně hasí, je konstrukce kontejneru s trakční baterií konstruována tak, aby po stanovenou dobu požáru odolala. To vytváří časový prostor pro případnou evakuaci cestujících, v případě údržby pro vysunutí jednotky mimo halu do prostoru umožňující přístup hasičské techniky.

4.2 Prvotní úpravy a režimová opatření pro pracoviště údržby

Změny na pracovišti údržby oprav-pantografových jednotek (dále „OPJ“) Bohumín, kde nyní dochází k provádění servisu BEMU, se týkají zejména prostředků a mechanismů rychlé reakce na problémy související s rizikem požáru. Dalším významným faktorem je fakt, že na vozidle je v kontejnerech trakčních baterií trvale přítomný elektrický náboj. Minimální nutné podmínky vedoucí k provádění servisu na BEMU jsou:

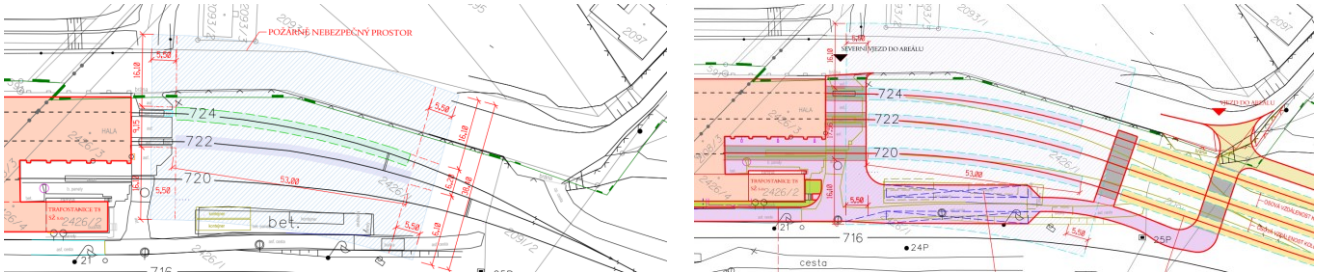
- vyškolení pracovníků údržby pro práci pod napětím a údržba dle ČSN EN 50110-1 [7],
- vjezd do haly údržby výběhem, s uvedením maximální rychlosti,
- výjezd z haly za pomoci posunovadla,
- stanovení maximálního počtu vozidel v hale údržby,
- míra vybití trakční baterie před jejím servisem,
- umístění dobíjecí armatury do trolejového vedení pro rychlé vybití trakční baterie,
- komunikace a spolupráce se složkami záchranného integrovaného systému a drážními hasiči.

4.3 Plánované úpravy pracoviště pro rozšíření kapacit BEMU

Pro zajištění využití 100 % kapacit haly OPJ a dalšího zvýšení bezpečnosti, byla vypracována studie proveditelnosti. Na základě interního posouzení byly navrženy další úpravy OPJ. Ve výčtu jsou některé z nich uvedeny:

- samostatné vjezdy a výjezdy z haly,
- možnosti dobíjení trakčních baterií přímo na hale údržby,
- sofistikovaný systém elektrické požární signalizace (EPS) včetně dálkové komunikace,
- odstranění okolních rizikových faktorů (vedení plynu, trolej s možností lokálního vypnutí apod.).

Na obr. 7 je uveden situační plán zázemí OPJ v Bohumíně s detailem stavu stávajícího a plánovaného izolačního prostoru pro složky integrovaného záchranného systému.



Obr. 7 Situační plán haly OPJ v Bohumíně ve stávajícím provedení, s omezeným izolačním prostorem (vlevo) a v provedení s rozšířeným izolačním prostorem (vpravo)

5 SOUHRNNÉ ZKUŠENOSTI S BEMU

Po prvních měsících provozu BEMU existuje řada nových zkušeností jak na straně provádění údržby, provozního nasazení, tak na straně míry interakce vozidla na regionální trať (primárně dopad opotřebení). Zároveň je s příchodem BEMU i řada nových výzev. Mezi ty hlavní patří zcela nový přístup k požární bezpečnosti (primárně v zázemí servisu), jiný charakter opotřebení vzniklých provozem na rychlých rovných tratích a zároveň na regionálních obloukových tratích. S ohledem na verifikaci zavedených procesů včetně jejich optimalizace, dochází ke vzniku nového standardu a pravidel právě pro všechny činnosti s BEMU související.

◆◆

Literatura

[1] SPRÁVA ŽELEZNIC, s. o. *Nákresný přehled železničního svršku železničních tratí Studénka – Veřovice, Suchdol n. Odrou – Budišov n. Budišovkou a Bělotín – Bohumín*. 2025.
[2] SPRÁVA ŽELEZNIC, s. o. *Dovolené traťové třídy zatížení*. Online. Portál provozování dráhy. 30. 04. 2025. Dostupné z: https://provoz.spravazeleznic.cz/Portal/. [citováno 2025-06-13]
[3] ČSN EN 50591:2019. *Drážní zařízení – Drážní vozidla – Specifikace a verifikace spotřeby energie*.
[4] BATTERY UNIVERSITY. *BU-205: Types of Lithium-ion*. Online. Dostupné z: https://batteryuniversity.com/article/bu-205-types-of-lithium-ion. [citováno 2025-06-13]
[5] ČSN 73 0834:2011. *Požární bezpečnost staveb – Změny staveb*.
[6] ČSN 73 0802:2023 ed. 2. *Požární bezpečnost staveb. Nevýrobní objekty*.
[7] ČSN EN 50110-1:2025 ed. 3. *Obsluha a práce na elektrických zařízeních – Část 1: Obecné požadavky.*

Zasláno / received: 19. 06. 2025, přijato / accepted: 23. 07. 2025, publikováno / published: 17. 09. 2025.

Příspěvek recenzovali / The paper was reviewed by: Ing. Michal Barták (Die Länderbahn GmbH DLB), Ing. Stanislava Liberová, Ph.D. (Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera).

SOUČASNÉ PROBLÉMY V KOLEJOVÝCH VOZIDLECH

XXVII. konference s mezinárodní účastí
17.–19. září 2025, Česká Třebová

KLANICE NÁKLADNÉHO VOZŇA TYPU SNPS – KONŠTRUKČNÉ RIEŠENIA A MECHANICKÉ ZAŤAŽENIE PRI PREPRAVE GUĽATINY A REZIVA

STANCHIONS OF THE SNPS FREIGHT WAGON – STRUCTURAL SOLUTIONS AND MECHANICAL LOADING DURING LOG AND SAWN TIMBER TRANSPORT

Matej BÚRY[1], Marián MORAVČÍK[2]

e-ISBN: 978-80-7560-564-1
DOI: 10.46585/spkv20252659
ISSN: 3029-8342
CC BY

Abstrakt

Článok pojednáva o klanicovom systéme plošinových vozňov. Obsahuje prehľad štandardizovaných riešení, ktorý je doplnený o špecifické riešenia známe z prevádzky. Článok si nekladie za cieľ urobiť detailný prehľad všetkých riešení. Hlavný dôraz sa kladie na konštrukčné riešenie a optimalizáciu klanicového systému na vozni Snps. Ten zabezpečuje bezpečnú prepravu guľatiny vrátane reziva bez toho, aby došlo ku poškodeniu jeho hrán pri preprave.

Klíčová slova

preprava reziva a drevnej guľatiny, klanica, vozeň Snps

Abstract

The article discusses the stanchion system of platform wagons. It contains an overview of standardized solutions, which is supplemented by specific solutions known from operation. The article does not aim to provide a detailed overview of all solutions. The main emphasis is placed on the design solution and optimization of the stanchion system on the Snps wagon. It ensures the safe transport of logs, including sawn timber without damaging its edges during transport.

Keywords

log and sawn timber transport, stanchions, Snps wagon

1 ÚVOD

Klanicové systémy sú kľúčové komponenty nákladných železničných vozidiel používané na zabezpečenie a upevnenie nákladu, najmä pri preprave dreva, oceľových výrobkov a iných dlhých materiálov. Výber vhodného klanicového systému závisí od:

- Typu prepravovaného materiálu
- Požiadaviek na nosnosť
- Typu vozňa a jeho nakladacieho profilu

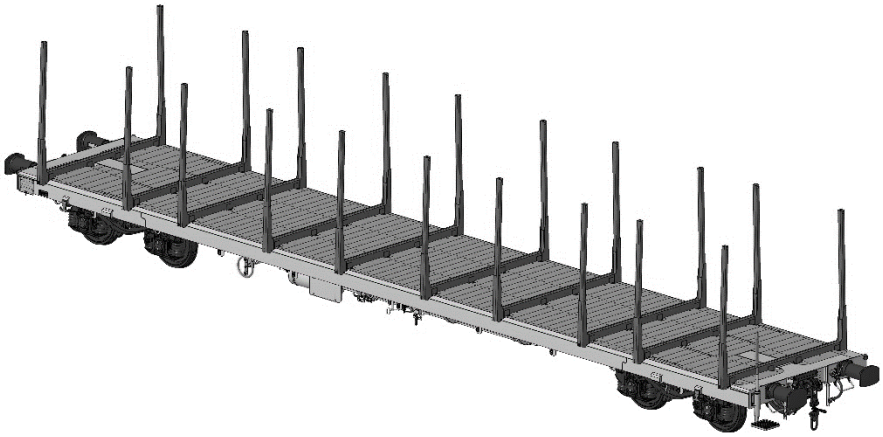
[1] **Ing. Matej Búry**. Tatravagónka a.s. Štefánikova 887/53, 058 01 Poprad, Slovenská republika, tel.: +421 52 711 2301, e-mail: matej.bury@tatravagonka.sk

[2] **Ing. Marián Moravčík, Ph.D.** Tatravagónka a.s. Štefánikova 887/53, 058 01 Poprad, Slovenská republika, tel.: +421 52 711 2821, e-mail: marian.moravcik@tatravagonka.sk

- Prevádzkových požiadaviek
- Klimatických požiadaviek

2 POPIS VOZŇA SNPS

Vozeň Snps je dvojpodvozkový, štvornápravový vozeň určený na prepravu guľatiny a reziva. Je schopný prevádzky na tratiach rozchodu 1435mm a je navrhnutý na klimatické podmienky teplôt v rozsahu od -25°C do 40°C v súlade s požiadavkami TSI na teplotnú triedu T1.



Obr. 1 Vozeň Snps, obrázok z 3D modelu

TATRAVAGÓNKA pri vývoji tohto vozňa zúročila cenné informácie a skúsenosti spoločnosti SETG nadobudnuté počas dlhodobej prevádzky vozňov na prepravu dreva. „DAC ready“ vozeň s nápravovým zaťažením 22,5 tony prináša optimalizovaný ložný prierez vozňa v kinematickom obryse G2/GI1, čo umožňuje efektívnejšiu prepravu drevenej guľatiny dĺžok 2.5 m, 3 m, 4 m a 5 m a balíkov reziva. Vozeň bol navrhnutý s prihliadnutím na hrubé zaobchádzanie pri manipulácii (nakládke / vykládke) drevenej guľatiny. Konštrukcia vozňa je z pohľadu pevnosti dimenzovaná pre nápravové zaťaženie 25 ton. Vozeň je vybavený drevenou podlahou o hrúbke 70 mm a nakladacou hranou, ktorá chráni podlahu vozňa voči poškodeniu. Podlaha vyžaduje nenáročnú údržbu. Všetky ovládacie prvky sú umiestnené pod krajným pozdĺžnikom, čím sa zabezpečí ich ochrana voči neželanému poškodeniu pri manipulácii s nákladom.

Tab. 1 Technická špecifikácia vozňa

		Parameter			**Parameter**
Dĺžka vozňa	[mm]	18440	Výška nakl. roviny od T.K.	[mm]	1260
Ložná dĺžka	[mm]	17200	Výška osi A.S. od T.K	[mm]	1005
Vzdialenosť otoč. čapov	[mm]	12900	Vlastná hmotnosť	[t]	22
Max. rýchlosť	[km/h]	120	Max. hmotnosť nákladu	[t]	68
Max. nápr. zaťaženie	[t]	22.5	Max. hmotnosť	[t]	90

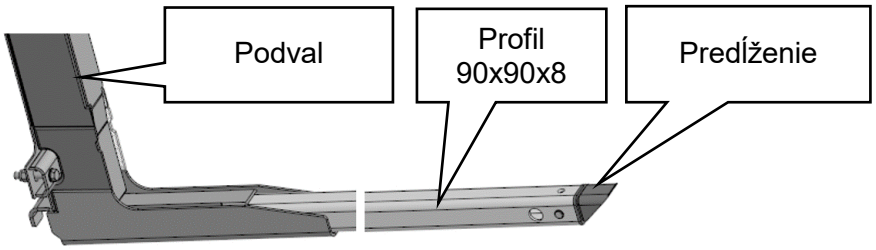
Najväčším benefitom vozňa je optimalizovaný klanicový systém, ktorý umožňuje:

- jednoduchú obsluhu, údržbu a výmenu
- kompletnú demontáž systému
- prepravu balíkov reziva
- pootočenie o 90° z dôvodu vhodne zvoleného štvorcového prierezu klanice
- zvýšenie ložného prierezu na maximálnu hodnotu 8,8 m² prostredníctvom špeciálneho adaptéra

3 KLANICOVÉ SYSTÉMY

3.1 Požiadavky kladené na klanice

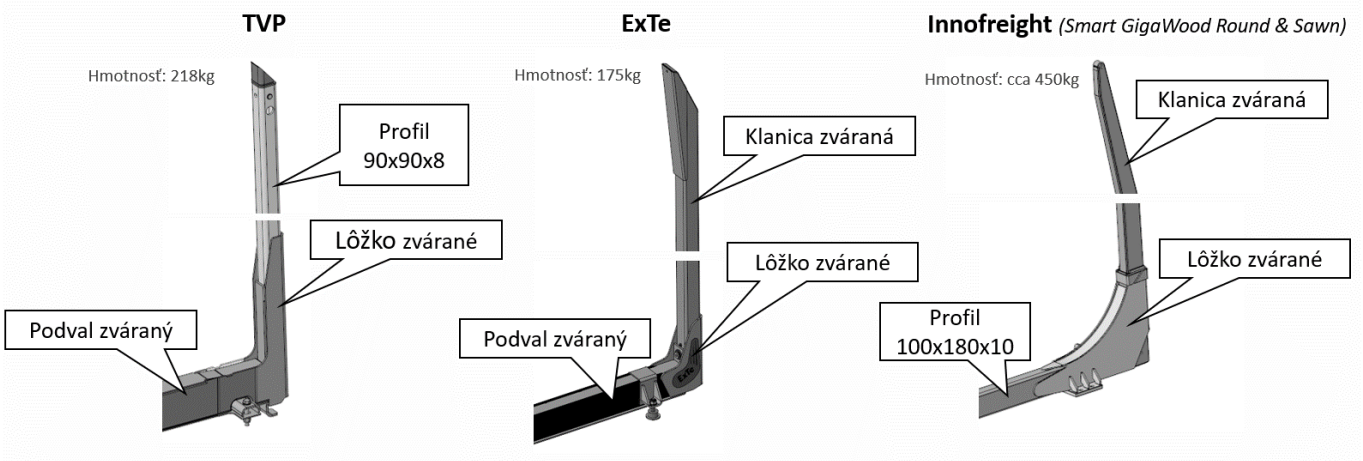
Hlavnou úlohou klanicového systému je udržanie nákladu v definovanom priestore. Klanice sa konštrukčne odlišujú podľa typu vozňa. U vozňov na prepravu zvitkov plechov sú klanice posuvné a otočné, u plošinových vozňov ich delíme na bočné a čelné pričom môžu byť sklopné a odnímateľné. V minulosti, kvôli vymeniteľnosti, sa používali štandardné sklopné klanice prípadne podľa konkrétnej požiadavky zákazníka sa prispôsobovali druhu a povahe prepravy. V poslednom období je trendom použitie štandardizovaných riešení od etablovaných dodávateľov klaníc.



Obr. 2 Základné časti klanice vozňa Snps

3.2 Známe riešenia

Na trhu nákladných vozňov existuje niekoľko známych dodávateľov, ktorý sa zameriavajú na dodávky klaníc. Na obrázku 3 je porovnanie niektorých z nich.



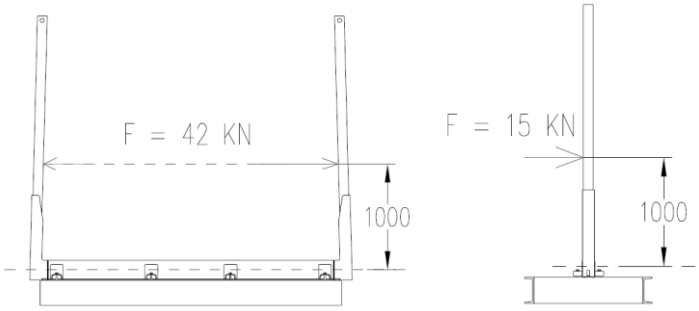
Obr. 3 Porovnanie klaníc od firiem Tatravagónka – ExTe – Innofreight

3.3 Pevnosť klaníc

Pri skúškach nesmú byť na klaniciach alebo na ich upevnení prekročené hodnoty dovolených napätí podľa bodu 6.2.2. [1] a naviac sa po skúške nesmú vyskytovať zbytkové pnutia alebo významné trvalé deformácie. To sa týka klaníc vyrobených z bežnej ocele triedy S355 ako aj vysokopevných materiálov napr. S700MC.

Pevnosť bočných klaníc

Pevnosť bočných klaníc je definovaná v kap. 7.10.2 [1]. Pre vysokopevné klanice je predpísané statické zaťaženie ohybovým momentom 42 kNm v priečnom smere a 15 kNm v pozdĺžnom smere.



Obr. 4 Spôsob zavedenia síl na klanice

Únavová pevnosť klaníc

Únavová pevnosť klaníc nie je normou definovaná a ani spôsob akým má byť zaťažovaná počas únavovej skúšky. Preto sa ako najvhodnejšie riešenie javí vykonanie merania na prototypovom vozni počas jazdnej pevnostnej skúšky. Jedná sa o skúšku, počas ktorej vozeň jazdí v rôznych prevádzkových podmienkach, za súčasného merania napätí. Namerané hodnoty amplitúd sa následne vyhodnotia a porovnajú s limitnými hodnotami.

4 NÁVRH, DIMENZOVANIE A SKÚŠKY

4.1 Návrh a dimenzovanie

Klanice predstavujú nosný prvok pri zabezpečení nákladu drevnej guľatiny a reziva počas prepravy. Správny návrh klanicového systému priamo ovplyvňuje bezpečnosť pri manipulácii s nákladom a stabilnú prepravu tovaru počas jazdy vozňa. Cieľom návrhu je splniť všetky legislatívne podmienky predpísané normou [1] a zároveň implementovať všetky empirické skúsenosti zákazníka do konečného výrobku.

Hlavným kritériom pri návrhu klanicového systému je splniť pevnostné kritéria definované normou [1]. Počas návrhu klanicového systému boli optimalizované nasledujúce veličiny:

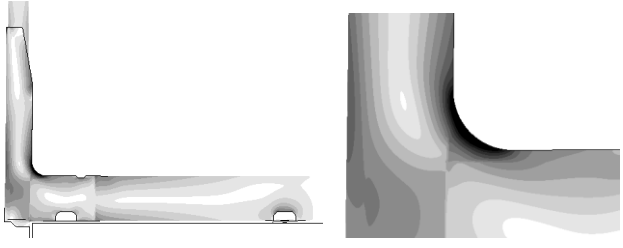
- Napätosť na podvale a klanici
- Deformácia klanice v priečnom smere

Deformácia klanice je dôležitá pre plnenie obrysu vozňa. Po zaťažení klanice nemôže žiadna časť vozňa (podvalu alebo klanice) presahovať cez obálku vozňa definovaná obrysom G2/GI1.

Návrh klanice pozostával z nasledujúcich krokov:

- Konštrukčný návrh klanice rešpektujúci konštrukciu vozňa a požiadavky zákazníka
- Pevnostný statický výpočet pomocou metódy konečných prvkov
- Identifikácia kritických miest na klanici
- Optimalizácia
- Výroba vzorky na statické a únavové skúšky

Odolnosť klanicového systému bola optimalizovaná pomocou numerických výpočtov. Optimalizácia spočívala v dosiahnutí napätosti na konštrukcii klanice pod dovolenou hodnotou napätí. Pomocou numerických výpočtov bolo identifikované kritické miesto na podvale a klanici, ktoré bolo následne konštrukčne optimalizované.



Obr. 5 Kritické miesto klanicového systému

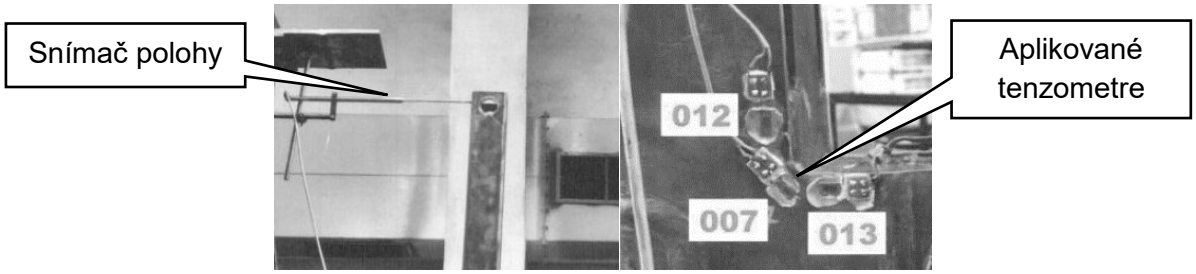
4.2 Skúšky

Po skončení konštrukčného návrhu a optimalizácii klanicového systému bolo nevyhnutné overiť správnosť výpočtov pomocou pevnostných skúšok.

Pevnostné skúšky môžeme rozdeliť na:

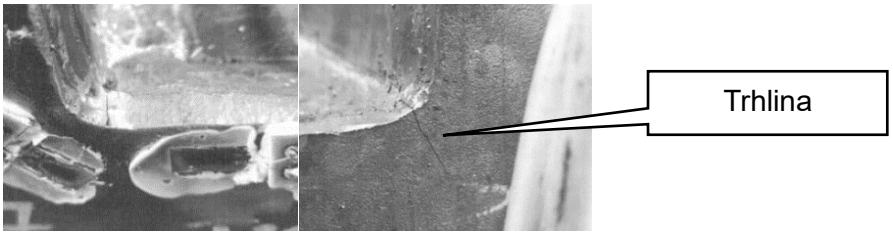
- Statické skúšky podľa normy [1]
- Únavová skúška klanice v priečnom smere

Na vzorke klanicového systému boli na základe výsledkov numerickej analýzy identifikované miesta s lokálne zvýšenou koncentráciou napätí. Do týchto oblastí boli umiestnené tenzometrické snímače, ktoré umožnili presné meranie stavu napätosti v konštrukcii počas zaťažovania. Okrem toho bola vzorka vybavená snímačom polohy, slúžiacim na sledovanie priebehu deformácie v priečnom smere počas aplikácie zaťažovacích síl.



Obr. 6 Aplikovaný snímač polohy a nalepené tenzometre

Pevnostné skúšky odhalili nedostatky v pôvodnom návrhu klanice, a to najmä v oblasti kritického miesta. Počas únavovej skúšky došlo k iniciácii a rastu trhliny v oblasti podvalu vzorky, čo potvrdilo nevhodné napäťové pomery v danej časti konštrukcie.

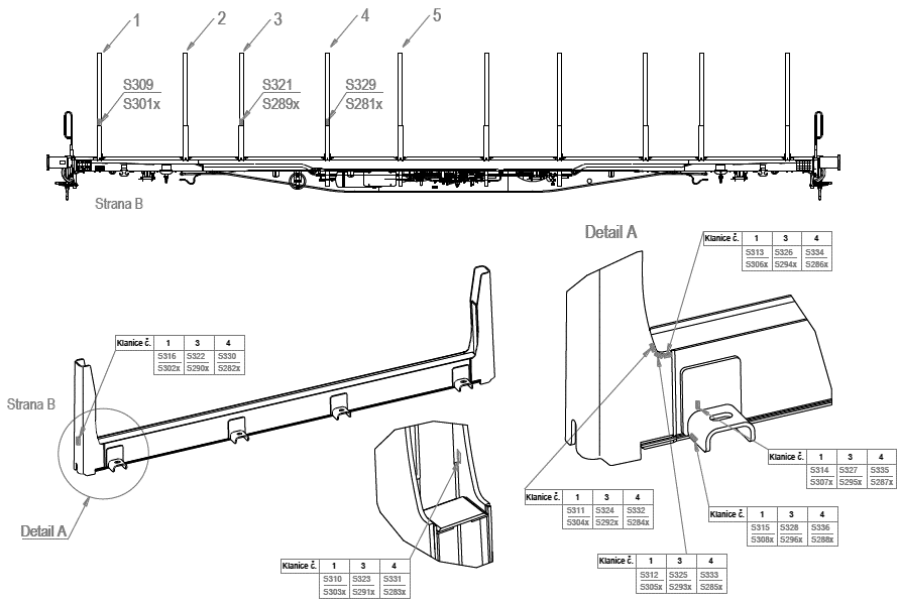


Obr. 7 Identifikovaná trhlina pri únavovej skúške

Na základe výsledkov meraní a identifikácie kritického miesta so zvýšenou koncentráciou napätí, kde došlo ku vzniku trhliny, boli následne realizované opatrenia na optimalizáciu s cieľom zníženia napätí v kritickej oblasti. Toto miesto bolo tvarovo upravené a lokálne zosilnené s cieľom zníženia koncentrácie napätí. Zároveň bola upravená technológia výroby a následného opracovania tohto miesta. Optimalizáciou technologického postupu sa zabezpečila vyššia kvalita povrchu a presnosť výroby, čo má priamy vplyv na zvýšenie pevnosti a únavovej životnosti kritického miesta.

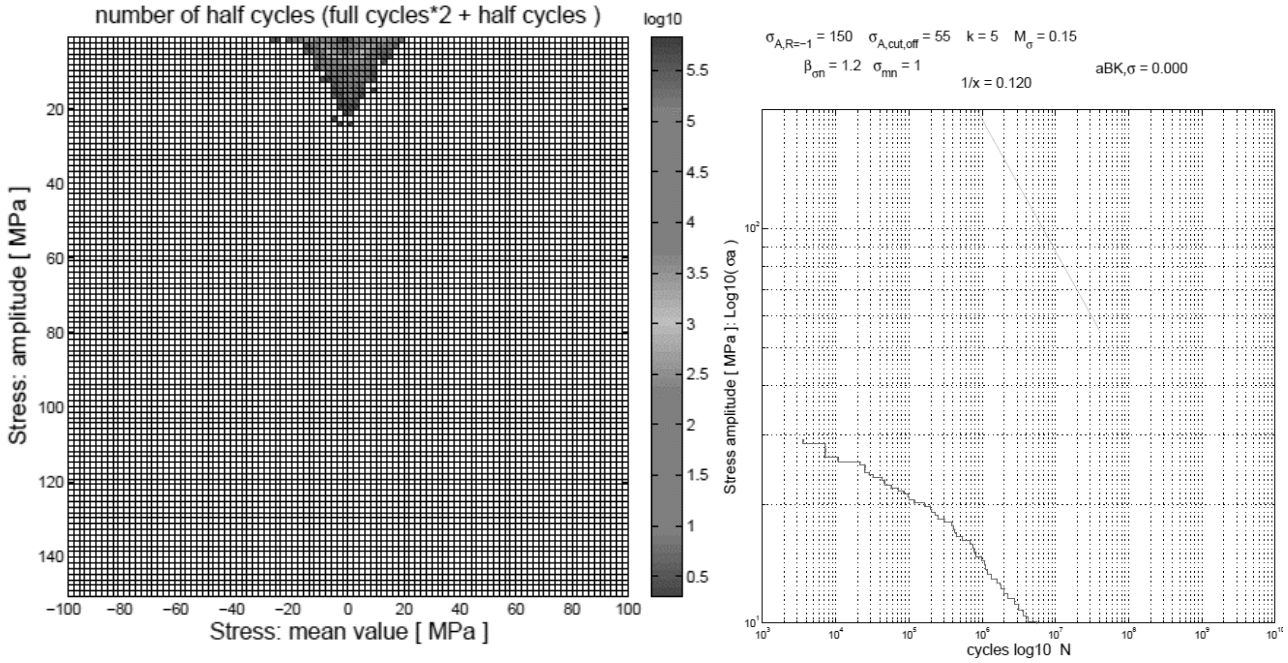
Po realizácii úprav prebehli pevnostné skúšky bez výskytu trhlín a bez prekročenia dovolených hodnôt napätí stanovených výpočtom a normami. Uskutočnené opatrenia tak preukázali svoju účinnosť z hľadiska zvýšenia pevnosti a spoľahlivosti klanicového systému.

Pre potvrdenie týchto záverov bol prototypový vozeň osadený tenzometrami pre jazdnú pevnostnú skúšku, konkrétne viď obrázok 8. Najlepšie výsledky predstavujú práve závery z prevádzkového merania.



Obr. 8 Tenzometrické snímače počas jazdnej pevnostnej skúšky [5]

Pre vyhodnotenie boli z normy zvolené dva postupy hodnotenia: metóda kumulácie poškodenia konceptom vrubových napätí podľa FKM Guideline 6th Edition 2012 [4] a metóda kumulácie nominálnych napätí podľa DVS 1612 [3]. Tieto postupy sú v súlade s normou EN 12663-1+A1 [2] a so súčasným stavom techniky. Stupeň využitia materiálu bol počítaný pre životnosť vozidla 30 rokov v kilometrickom priebehu pre jeden rok 100 000 km v loženom stave.



Obr. 9 Príklad vyhodnotenia výsledkov – tenzometer umiestnený na klanici

5 SKÚSENOSTI Z PREVÁDZKY

Nebýva bežným zvykom, že by sa zákazník s výrobcom delil o skúsenosti z prevádzky vozňov. V tomto prípade však po ročnej prevádzke zdieľal všeobecnú veľkú spokojnosť, ktorá sa dá heslovite zhrnúť nasledovne:

- Klanicový systém je výborný. Odolnosť samotnej klanice je nad očakávania.
- V prevádzke došlo aj ku poškodeniu podvalu, čo bolo spôsobené úderom od nakladača, vozne sú štandardne vykladané aj nakladané veľkým drapákom, ktorý dokáže vyložiť guľatinu na jeden krát
- Odolnosť vozňa je tiež nad očakávania. Doposiaľ nedošlo ku žiadnemu poškodeniu výstroje
- Veľkou výhodou oproti existujúcim vozňom Snps v prevádzke je efektivita a využiteľnosť. Vozne sú prepravované z pohľadu naloženia maximálne efektívne, cesta tam guľatina / cesta späť rezivo. Guľatina je naložená kopcovito (do koruny), ani v jednom prípade sa vozeň nepodarilo preťažiť.



Obr. 10 Naloženie vozňa „do koruny“ počas skúšok vo VÚKV

- Koncový zákazníci si vozeň veľmi pochvaľujú pre jednoduchosť manipulácie, odolnosť vozňa a štíhly dizajn klanicového systému
- Drevená podlaha na vozni je plne vyhovujúca a pre tento spôsob prepravy dreva predstavuje najodolnejší materiál. Zákazník uvítal jednoduchosť a nízke náklady na opravu.
- Oproti existujúcim vozňom Snps je vozeň v prevádzke o 20% úspornejší z pohľadu trakcie. To je z dôvodu použitia chrbtičníkovej konštrukcia vozňa a ďalej jeho tuhosťou. Existujúce vozne Snps v prevádzke výrazne kmitajú, čo zapríčiňuje zvýšený odpor pri ich ťahaní. Vozne sú prevádzkované v Rumunsku, Slovinsku a inde na nekvalitných tratiach, a tam sa výrazne prejavuje kmitanie týchto vozňov. Vozne Snps z produkcie Tatravagónky takýto problém nemajú.
- https://youtube.com/watch?v=cj49X-EH4OA&feature=shared - cca od 50sek.
- Ďalším negatívnym sprievodným javom od kmitania je nežiadúci pohyb reziva na podvaloch počas prepravy. Je bežné, že balíky reziva sa musia často naprávať čo vedia ku výrazným viac nákladom. U nového vozňa Snps sa to nedeje.

6 ZÁVER

V článku bol v krátkosti popísaný vozeň Snps, ktorý má v porovnaní s existujúcimi vozňami niekoľko zásadných výhod. Zameriava sa na klanicový systém vozňa, ktorého riešenie je porovnané s vybranými konkurenčnými riešeniami. Nasledujú požiadavky pre návrh a dimenzovanie klaníc. Podrobne sú popísané vykonané skúšky a v samostatnej kapitole sa autori podelili aj so skúsenosťami zákazníka z prevádzky.

◆◆

Literatura

[1] ČSN EN 12663-2+A1:2024. *Železniční aplikace – Pevnostní požadavky na konstrukce skříní kolejových vozidel – Část 2: Nákladní vozy*.

[2] ČSN EN 12663-1+A1:2024. *Železniční aplikace – Pevnostní požadavky na konstrukce skříní kolejových vozidel – Část 1: Lokomotivy a vozidla osobní dopravy (a alternativní metoda pro nákladní vozy)*.

[3] DVS 1612:2014. *Design and endurance strength analysis of steel welded joints in rail-vehicle construction.*
[4] FKM Guidline. *Analytical strength assessment of components made of steel, cast iron and aluminum materials in mechanical engineering.* 6th revised edition, 2012.
[5] VÚKV a. s. *Čtyřnápravový plošinový vůz řady Snps, typ N-251-00, Jízdní pevnostní zkouška*. Protokol VÚKV 22-P 063. 2022.

Zasláno / received: 12. 06. 2025, přijato / accepted: 28. 06. 2025, publikováno / published: 17. 09. 2025.

Příspěvek recenzovali / The paper was reviewed by: prof. Ing. Bohumil Culek, CSc. (Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera), Ing. Zdeněk Malkovský, Ph.D. (VÚKV a.s.).

SOUČASNÉ PROBLÉMY V KOLEJOVÝCH VOZIDLECH

XXVII. konference s mezinárodní účastí
17.–19. září 2025, Česká Třebová

RENOVACE JÍZDNÍ PLOCHY HLAVY KOLEJNICE NAVAŘOVÁNÍM PLAZMOU

RENOVATION OF THE RAIL HEAD RUNNING SURFACE BY PLASMA WELDING

Bohumil CULEK[1], Eva SCHMIDOVÁ[2]

e-ISBN: 978-80-7560-564-1
DOI: 10.46585/spkv20252666
ISSN: 3029-8342
CC BY

Abstrakt

Příspěvek prezentuje výsledky analýz návaru kontaktní vrstvy kolejnic vytvořené technologií plazmového navařování, s cílem zvýšení kontaktně-únavové odolnosti dynamicky namáhaných úseků tratě, popř. oprav v rámci prediktivní údržby. Ověřeny byly možnosti aplikace vysocelegované austenitické oceli, s definovanou geometrií navařované vrstvy pro zkoušky mechanické odezvy svarového kovu i tepelně ovlivněných vrstev. Experimentálně byla ověřena možnost použití technologie plasmového navařování bez předehřevu při použití reálného profilu standardní vysoceuhlíkové kolejnicové oceli. Výsledky experimentálních analýz potvrzují potlačení nežádoucích strukturních změn na hranici ztavení i v tepelně ovlivněné zóně v závislosti na postupu formování vrstev. Uveden je experimentální postup ověřování návaru (jeho soudržnost se základním materiálem, odolnost proti opotřebení a vzniku kontaktně únavového poškození).

Klíčová slova

hlava kolejnice, renovace, navařování plazmou

Abstract

The contribution presents the results of cladded contact layers analyses on rails produced using plasma welding technology. The aim is to enhance the contact fatigue resistance of dynamically loaded rail sections or local repairs within the framework of predictive maintenance. The study investigates the applicability of highly alloyed austenitic steel, employing a defined cladding layer geometry to evaluate the mechanical response of the weld metal and heat-affected zones. The plasma welding technology without preheating was experimentally validated using a real profile of standard high-carbon rail steel. The results of the experimental analyses confirm the suppression of undesirable structural changes at the fusion boundary and within the heat-affected zone. The article describes the experimental procedure for evaluating the cladding, including its adhesion to the base material, resistance to wear, and susceptibility to contact fatigue damage.

Keywords

rail head, renovation, plasma welding

[1] **prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.**, 0000-0002-0098-9934. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, Katedra dopravních prostředků a diagnostiky. Studentská 95, 532 10 Pardubice, Česká republika, tel.: +420 466 038 167, e-mail: bohumil.culek@upce.cz

[2] **prof. Ing. Eva Schmidová, Ph.D.**, 0000-0002-9149-7504. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, Výukové a výzkumné centrum v dopravě. Doubravice 41, 533 53 Pardubice, Česká republika, tel.: +420 466 038 507, e-mail: eva.schmidova@upce.cz

1 ÚVOD

V rámci řešeného projektu „Prediktivní údržba kolejové dopravní cesty“ bylo jedním z výstupů navrhnout, vyrobit a provozně ověřit kontaktní plochu kolejnic, která bude odolnější proti opotřebení a také odolnější proti vzniku trhlin v důsledku kontaktní únavy odehrávající se ve styku kol kolejových vozidel s kolejnicemi. Současná prevence limitujícího poškozování kontaktních ploch kolejnic je založena na průběžné nedestruktivní kontrole, přičemž přesné stanovení mezních hodnot poškození dle normativně stanovených přístupů lomové mechaniky není, vzhledem ke komplexnosti provozního zatížení, reálné. Při indikaci kritického rozsahu poškození kontaktních ploch kolejnic podle zavedené kategorizace a přípustnosti jednotlivých typů degradace kolejnicových profilů [1] je předepisováno rychlostní omezení, oprava nebo kompletní výměna daného úseku kolejnic, což je ve všech situacích spojeno se značnými finančními nároky a omezením provozu.

Vytvoření odolnější kontaktní vrstvy kolejnic při zachování optimálního vlivu kontaktu kolo-kolejnice na degradaci kol kolejových vozidel by tyto náklady radikálně snížilo. Přitom by byla zvýšena bezpečnost provozu na železnici, protože odolnější kontaktní vrstva by výrazně snížila pravděpodobnost vzniku únavových lomů kolejnic, které se v současné době v provozu stále vyskytují. Vytvoření fázového rozhraní, může efektivně zabránit příčnému rozvoji povrchově iniciovaných trhlin; což je rozhodující z hlediska bezpečnosti proti náhlému lomu. V zahraničí je výzkum tvorby strukturně heterogenních kontaktních vrstev v procesu kontaktu kolo-kolejnice v současnosti orientován převážně na aplikaci technologie laserového navařování. Při zvážení možností a požadavků pro aplikaci v reálných podmínkách, rovněž posouzení možností navařování bez předehřevu, byl presentovaný výzkum zaměřen na plasmové navařování. Tato technologie poskytuje možnosti plné automatizace, minimální zónu natavení u chemicky heterogenních rozhraní při vyšší výtěžnosti svarového kovu a podstatně menších nárocích na realizaci v provozních podmínkách.

2 NAVAŘOVÁNÍ KONTAKTNÍ PLOCHY PLAZMOU

2.1 Podstata navařování

Záměrem je vytvoření povrchové vrstvy v kontaktní ploše kolejnice (viz obr.1) z materiálu o vyšší odolnosti proti adhesivně-abrazivnímu opotřebení a s vyšší odolností této vrstvy proti kontaktě-únavovému poškozování. Potlačení radiálního větvení povrchově iniciovaných trhlin je možné zvýšením dosahu plastické deformace, což de facto u standardních kolejnicových materiálů znamená pokles únavové odolnosti. Výzkum se proto zaměřil na materiály s přirozenou kapacitou k dynamickému zpevnění, které současně přináší schopnost nesrovnatelně vyšší energetické náročnosti do lomu.

Dále presentovaný materiál kontaktní vrstvy je z vysocelegované austenitické oceli a je aplikován ve stavu kolejnice před provozním nasazením, respektive uvažovaný variantně při opravách již provozovaných kolejnic s indikací iniciace kontaktně-únavového poškození. Cílem je prevence následného intenzivního provozního poškozování jízdní plochy extrémně dynamicky zatěžovaných úseků kolejnice. V obou případech se jedná o zvýšení životnosti kolejnic, a tedy úsporu finančních nákladů a ve svém důsledku o snížení počtu provozních poruch kolejnic, a tedy zvýšení bezpečnosti provozu.

Pro tvorbu strukturně a chemicky kontrastní povrchové vrstvy oproti základnímu materiálu kolejnice je použita technologie pulzního navařování plazmou, která zabezpečuje minimalizaci promíšení materiálu kontaktní vrstvy s uhlíkovou kolejnicovou ocelí. Provedena byla sada experimentů, zaměřena na upřesnění vlivu geometrie a postupu tvorby vrstev na mikrostrukturu návarů a tepelně ovlivněných zón. Tyto práce souhrnně směrovaly k realizaci provozních zkoušek, tj. k vyhotovení referenčního vzorku kolejnice o požadovaných rozměrech.

Do komplexu experimentů byly postupně zařazeny variantní materiály odlišné strukturní báze:

- SZW 5049 jako varianta pro kontaktní vrstvu, v prezentovaném případě bylo použito provedení přídavného materiálu v podobě prášku, variantně CORODUR 250K A;

- SKWAM-P, OK Aristrod 13.08 v roli případné mezivrstvy pro zabezpečení plynulého gradientu v geometricky problematických oblastech apod.

Chemické složení přídavného materiálů v zde prezentovaných analýzách a výsledek spektrální analýzy použité kolejnice pro experimenty jsou uvedeny v tab. 1. Do posouzení dosažených výsledků jednotlivých kroků v optimalizaci tvorby vrstvy bylo navíc nutno zahrnout potřebu výchozího zpevnění kontaktní plochy v případě použití této austenitické varianty. Uvedené zpevnění je rozhodujícím efektem zejména v případě zvýšené adhesivně-abrazivní složky zatížení, kdy nelze uvažovat „přirozené“ dynamické zpevnění v kontaktu a je potřeba zamezit zvýšenému opotřebení v prvních etapách provozního zatížení.

Tab. 1 Chemické složení aplikovaných materiálů u prezentované varianty návaru

	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	V	Co
SZW 5049	0,5	0,5	15	-	-	14	0,4	1	0,2	
substrát	0,73	0,335	0,9	0,0092	0,0041	0,049	0,0064	-	-	-

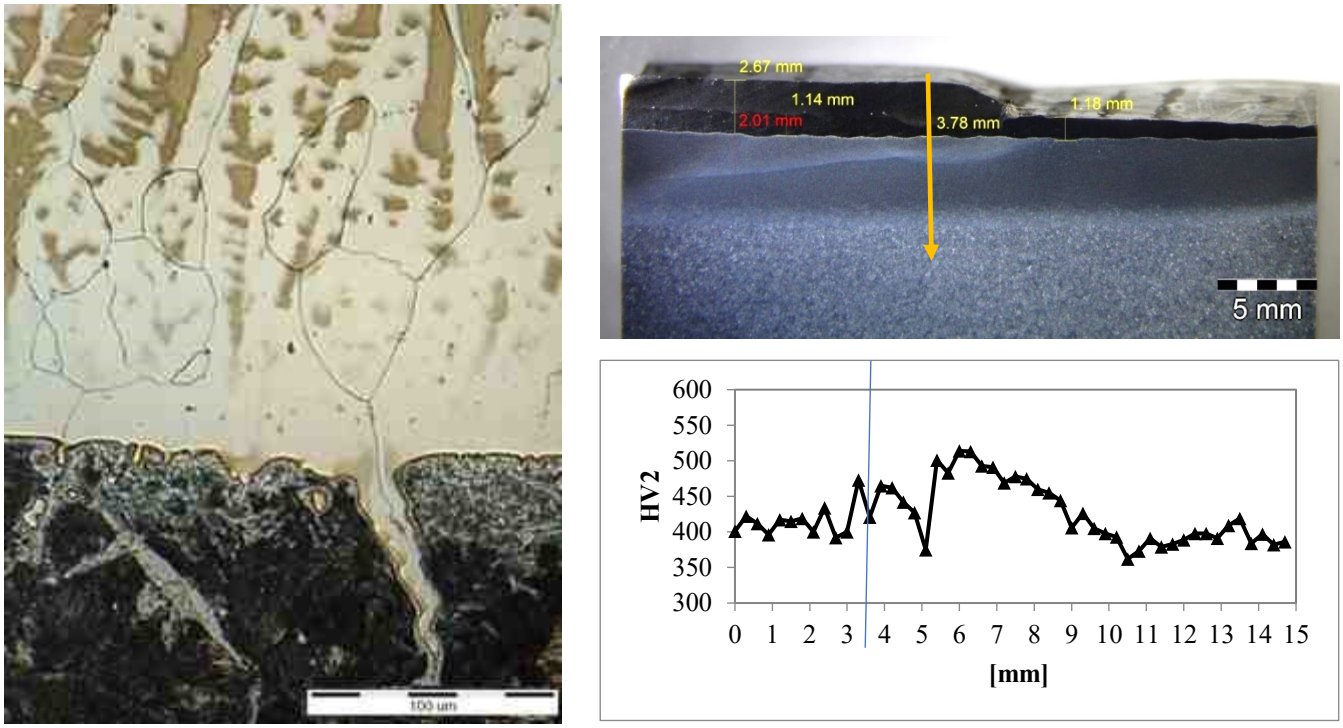


Obr. 1 Vytvořená povrchová vrstva v kontaktní ploše kolejnice

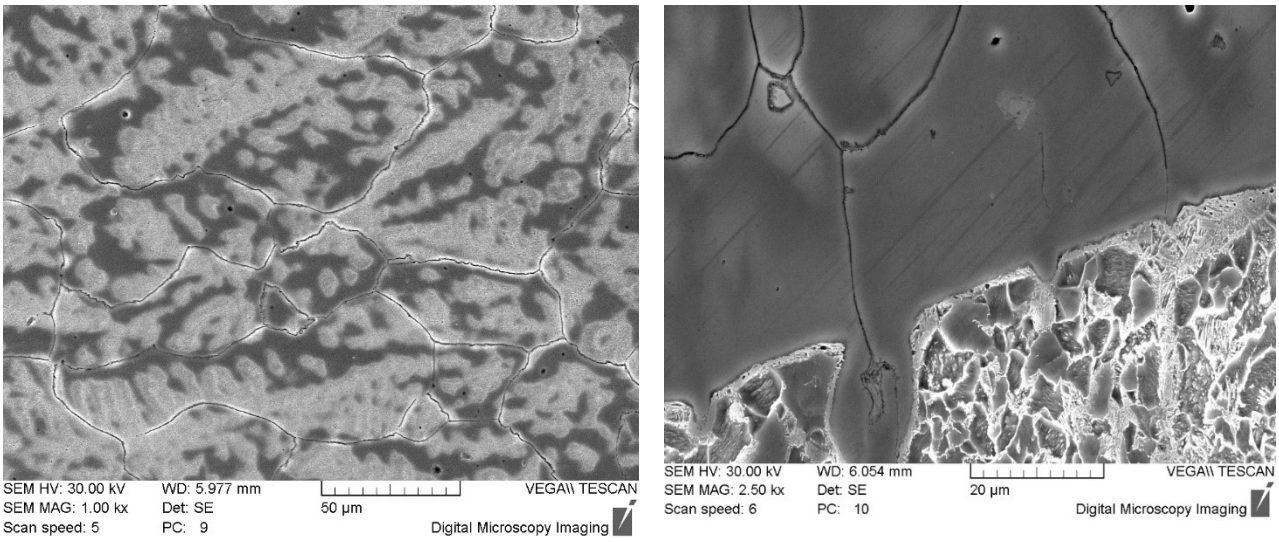
Materiál SZW 5049, uvažovaný jako přednostní varianta kontaktní vrstvy, je typický kombinací dynamické odolnosti a odolnosti proti opotřebení. Limitující je zjištěná citlivost tohoto materiálu na tepelný příkon. Pro eliminaci tohoto vlivu byla po celou dobu navařování kontrolována interpass teplota, stanovena pro všechny varianty tvorby vrstev na 140°C.

Jedním z klíčových výsledků dané sady experimentů bylo zjištění, že za jisté kombinace postupu kladení jednotlivých housenek lze i při minimalizaci teplotního příkonu potlačit tvorbu vysokouhlíkového martenzitu v tepelně ovlivněné oblasti perlitické kolejnicové oceli – obr. 2. V provedení jednovrstvého návaru je vyhovující stav podnávarové zóny zabezpečen opakovanou austenitizací trapézovou geometrií formování vrstvy.

Dalším zásadním výsledkem materiálových analýz dané experimentální sady bylo zjištění limitů z hlediska homogenity austenických vrstev. Podél hranice ztavení byla zjištěna pouze nesouvislá precipitace karbidů po hranicích zrn (obr. 3).



Obr. 2 Stav hranice ztavení a podnávarové zóny u jedno- vs. dvouvrstvého návaru



Obr. 3 Strukturní stav návaru podél fúzní zóny

2.2 Tvorba kontaktní vrstvy

Tvorba kontaktní vrstvy pro ověřování sestává z následujících kroků:

- Příprava povrchu kolejnice v závislosti na stavu kontaktního povrchu původní kolejnice.
- Vytvoření drážky frézováním, popř. broušením kontaktní plochy kolejnice do hloubky 3,5–5 mm (viz obr. 4*)*. Hloubka odstraněné vrstvy, vytvořené drážky musí být stejnoměrná v šířce 20-30 mm od pojezdové hrany kolejnice. Výběh frézování drážky do původního povrchu kolejnice pod úhlem 30-45°, po celém obvodu drážky. Kontrola stavu povrchu drážky, v případě výskytu nespojitostí tyto nutno předem odstranit zavařením v souladu se schválenými technologickými postupy oprav navařováním pro daný materiál.
- Navaření vrstvy trapézovou geometrií použitím vysocelegovaného materiálu ve dvou chemicky odlišných vrstvách.

- V případě přesahu celkové výšky návaru nad úroveň původní kontaktní plochy kolejnice následuje broušení povrchu na předepsaný profil kolejnice. V případě použití austenitické oceli pro návar horní vrstvy lze ponechat přesah do 0,2 mm nad úroveň původní kontaktní plochy kolejnice, reliéf povrchu po plazmovém navařování nevyžaduje broušení.



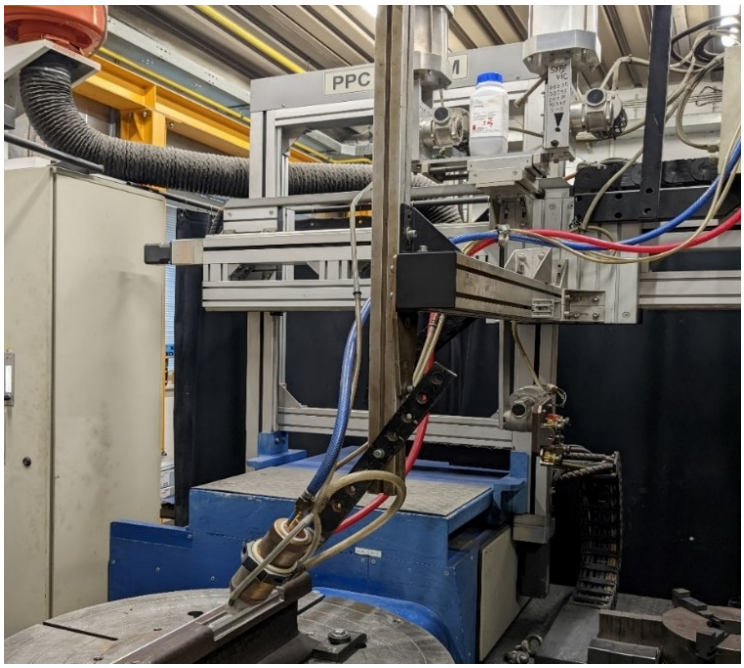
Obr. 4 Vytvořená drážka pro navařování plazmou



Obr. 5 Detail kontaktní vrstvy navařené plazmou

2.3 Použitá zařízení pro navařování plazmou

- Plazmový navařovací automat (např. Plazmový navařovací automat firmy KSK Česká Třebová – viz obr. 6) konstrukčně upravený i pro navařování na kolejnicích v provozované koleji**.** Pro presentované experimenty byl konkrétně použit Plazmový navařovací automat PPC 250GMR, se čtyřosým řízením hořáku (parametry navařování – podélný posuv 1,7 mm/s; 180–200 A).
- Ovládací SW (např. SW plazmového navařovacího automatu KSK, programovatelný v dialogu).
- Termokamera pro měření a záznam teploty kolejnice v průběhu navařování kontaktní povrchové vrstvy kolejnice (např. Termokamera Testo 875-2).



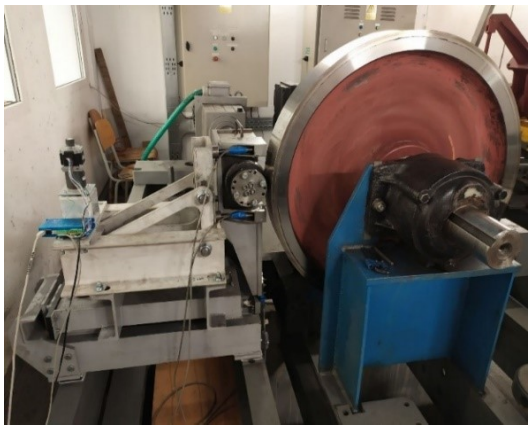
Obr. 6 Plazmový navařovací automat KSK

3 POSTUP OVĚŘOVÁNÍ NÁVARU

K ověření návaru byl vyroben funkční vzorek (FV) metrového segmentu kolejnice R65 ze standardní perlitické kolejnicové ocele kategorie R260, který byl vložen do koleje (viz obr. 7). Výchozím krokem pro výrobu FV bylo vyhotovení experimentálního kotouče s kontaktní vrstvou na obvodu kotouče použitím plasmového navařování práškem. Kotouč představoval specifický vzorek pro laboratorní zkoušky vyvíjené technologie tvorby kontaktní vrstvy z hlediska kontaktně-únavové odolnosti a odolnosti proti opotřebení. Uvedené zkoušky v laboratorních podmínkách na Testovacím zařízení VDP (viz obr. 8) předcházely provozním zkouškám s předmětným FV.



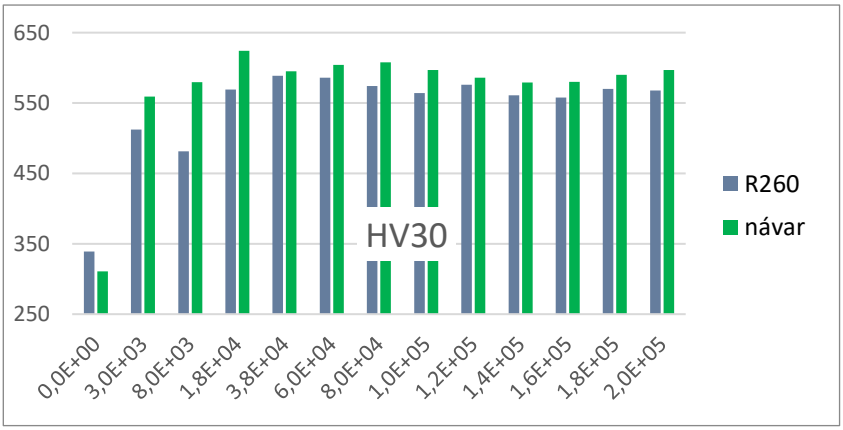
Obr. 7 Funkční vzorek v provozované koleji



Obr. 8 Testovací zařízení VDP

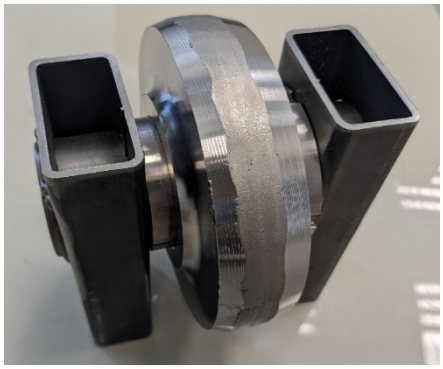
Zkušební kotouč byl vyhotoven z kolejnicové oceli stejné kategorie jako FV; tvar a rozměry kotouče odpovídaly požadavkům certifikované metodiky *„Kontaktně-únavová zkouška materiálů v kontaktu kolo–kolejnice“* (osvědčení uděleno v rámci projektu č.TE01020038 „Centrum kompetence drážních vozidel 2015). Povrch kotouče byl upraven na rádius 60 mm, pro zabezpečení kontaktní geometrie standardní kolejnice. Použité parametry zkoušek: kontaktní tlak 1150 MPa, příčný skluz 0,5 %; podélný skluz 1 %. V definovaných etapách zatěžování byly testované kotouče vyjmuty z testovacího zařízení a podrobeny vyhodnocení stavu kontaktního povrchu a intenzity opotřebení. Hodnocené parametry: intenzita opotřebení měřením hmotnostních úbytků (s přesností 0,01 g); sledování stavu povrchu se zaměřením na případnou iniciaci trhlin; tvrdost kontaktního povrchu (metoda měření HV30, 3 měření v každé etapě zatěžování); měření meze kluzu cyklickou indentací (použitím kuličkového indentoru o průměru 1 mm, celkem 15 zatěžovacích cyklů s rozsahem zatížení 60–400 N dle ISO 6506-1 a ISO/TR 29381).

Průměrné hodnoty měřených parametrů v odpovídajících si segmentech po obvodu testovacích kotoučů ve srovnání testovaných materiálových variant prezentuje obr. 9. Nutno uvést, že výchozí tvrdost, při zkoušce kontaktně-únavové odezvy byla částečně ovlivněna zpevněním při opracování povrchu soustružením; u materiálu typu Hadfieldovy oceli je tento efekt výraznější.



Obr. 9 Vývoj zpevnění při testovaném kontaktním zatížení

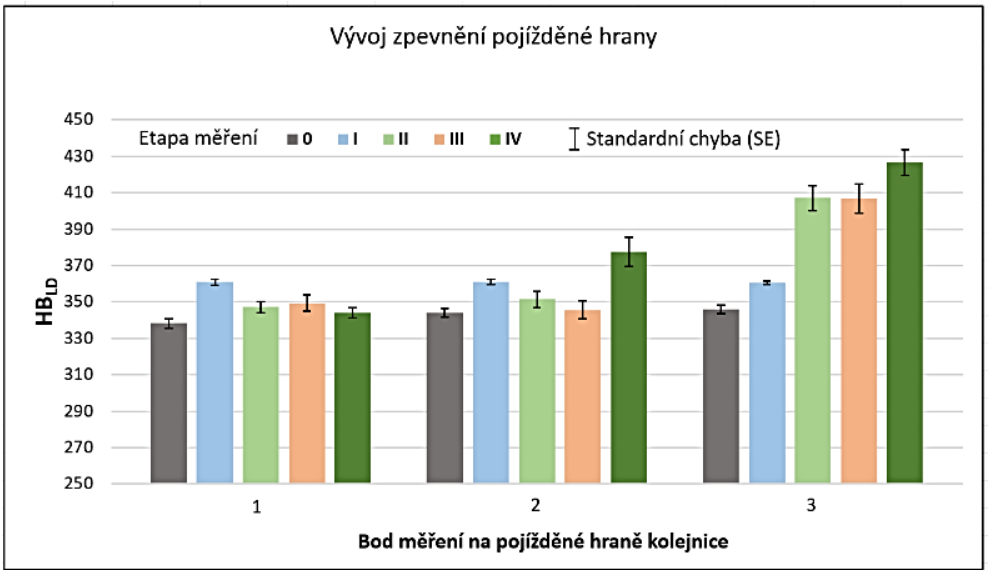
Stav kotouče např. po 450 tis cyklech (viz obr. 10) – kotouč nevykazoval známky porušení typu kontaktní únavy ani po 2 mil. cyklech. Opotřebení kontrolované váhovým úbytkem kotouče bylo oproti klasickému materiálu kolejnic 2,1krát nižší. FV v koleji byl a je v pravidelných (z počátku 3 měsíčních – nyní půlročních) intervalech kontrolován na vznik únavových poruch, změnu tvrdosti a opotřebení plazmou navařené vrstvy. Na obr. 11 jsou uvedeny hodnoty tvrdosti, které ukazují počáteční zpevňování navařené vrstvy (hlavně pojížděné hrany) až do docílení stabilního stavu tvrdosti. Dokumentuje to vývoj zpevnění separátně v měřených pozicích zatěžované oblasti navařené kontaktní plochy (v průměrných hodnotách tvrdosti z jedenácti míst podél FV).



Obr. 10 Testovací kotouč v průběhu kontaktně-únavových zkoušek na VDP (v nosiči pro průběžné měření tvrdosti)

Rozdíly hodnot v jednotlivých etapách měření jsou částečně ovlivněny rozptylem hodnot, což souvisí s metodou měření. Výsledky ale jednoznačně ukazují na postupný nárůst tvrdosti na pojížděné hraně kolejnice s navařenou kontaktní vrstvou (pozice měření č. 3, obr. 12), u posledního provedeného měření (3/2025) byla zjištěna hodnota tvrdosti nad 430 HB.

Z hlediska cíleného vlivu na životnost úseku je podstatné, že na nejvíce zatěžované části kontaktní plochy dochází k postupnému nárůstu tvrdosti, bez tvorby povrchových šupin nebo jiných známek poškození provozně zpevňované kontaktní plochy. U posledního měření je zřejmý nárůst tvrdosti v pozici měření č. 2, obr. 12, což svědčí o přenosu zatížení od pojížděné hrany částečně směrem k temenu kolejnice.



Obr. 11 Hodnoty tvrdosti navařené kontaktní vrstvy



Obr. 12 Měřená místa tvrdosti

4 ZÁVĚR

Souhrnně z výsledků vyplynuly následující poznatky směrem k navazujícímu výzkumu:

- potvrzena byla možnost dosažení vyhovujícího stavu tepelně ovlivněné vrstvy u 1vrstvého návaru i při kontinuální tvorbě vrstvy – v režimu „trapez“;
- pro budoucí praktickou aplikaci je potřeba řešit ukončení vrstev na přechodu do neupravené části kolejnice (zabezpečit opakovanou austenitizaci);
- použitý režim tvorby vrstev zabezpečil kompaktnost vrstev i propojení se základním materiálem;
- došlo ke zvýšení precipitace karbidů, akceptovatelnost intenzity tohoto procesu nutno ověřit dynamickými zkouškami (proces není reálné kvantifikovat, rovněž není k dispozici normativ z hlediska limitů pro danou aplikaci).

Výsledky v příspěvku prezentovaného výzkumu ukazují, že vyvinutá (v laboratoři ověřená a v provozu sledovaná) technologie navařování kontaktní vrstvy kolejnice plazmou vykazuje výrazně lepší vlastnosti jak v kontaktní únavové odolnosti, tak i v opotřebení. Přitom testy na Testovacím zařízení VDP ukázaly, že mechanické vlastnosti kontaktní vrstvy nezpůsobují nadměrné opotřebení a celkovou degradaci v kontaktu jsoucího kola VDP, které je z klasického materiálu R8 běžného železničního kola. Kdybychom vzali v úvahu všechny přednosti představené technologie a zavedli ji do praxe, znamenalo by to jednak velké úspory v podobě snížení potřeby nových kolejnic a také nemalou úsporu v objemu oprav a údržby provozovaných kolejí jak na železnici, tak v městské kolejové dopravě.

Výzkum byl realizován v rámci projektu TAČR č. CK02000177 „Prediktivní údržba kolejové dopravní cesty“ v rámci programu DOPRAVA 2020+.

◆◆

Literatura

[1] SŽ S3/7. *Vady a lomy pojížděných součástí železničního svršku*. Správa železnic, s. o., Odbor traťového hospodářství, 2022.

[2] P-NA-M-04/2021. *Navařování srdcovek výhybek s nadměrným opotřebením poloautomatem plněnou elektrodou*. Správa železnic, s. o., 2021.

[3] SCHMIDOVÁ, E., CULEK, B., DADKHAH, A., KLEJCH, F. Pokročilé technologie tvorby heterogenních svarových rozhraní. In: *PROMATTEN 2023 – Odborná konference o progresivních materiálech a technologiích, sborník příspěvků*. Ostrava: VŠB-TUO, 2023.

[4] CULEK, B., SCHMIDOVÁ, E., MALINSKÝ, J., CULEK, B., Jr., PULDA, J. Experimentální výzkum materiálů kol a kolejnic na stendu VDP Univerzity Pardubice. In: *Súčasné problémy v koľajových vozidlách – PRORAIL 2023: XXVI. medzinárodná konferencia, zborník prednášok, diel I*. Žilina: VTS pri ŽU v Žiline, 2023, s. 53–60. ISBN 978-80-89276-61-5.

Zasláno / received: 16. 06. 2025, přijato / accepted: 17. 07. 2025, publikováno / published: 17. 09. 2025.

Příspěvek recenzovali / The paper was reviewed by: prof. Ing. Pavel Hutař, Ph.D. (Akademie věd České republiky, v.v.i., Ústav fyziky materiálů), Ing. Libor Dvořák a Richard Chvátal (Správa železnic, státní organizace, Centrum techniky a diagnostiky).

SOUČASNÉ PROBLÉMY V KOLEJOVÝCH VOZIDLECH

XXVII. konference s mezinárodní účastí
17.–19. září 2025, Česká Třebová

ZJEDNODUŠENÉ DYNAMICKÉ MODELY V OPTIMALIZACI VYPRUŽENÍ, ČÁST 2.

SIMPLIFIED DYNAMIC MODELS IN SUSPENSION OPTIMIZATION, PART 2

Zdeněk ČERVENKA[1], Miroslav BYRTUS[2]

e-ISBN: 978-80-7560-564-1
DOI: 10.46585/spkv20252661
ISSN: 3029-8342
CC BY

Abstrakt

Příspěvek se zabývá praktickým použitím zjednodušených dvouhmotových a tříhmotových tlumených dynamických modelů v optimalizaci návrhu vypružení kolejového vozidla. Text navazuje na předchozí příspěvek přednesený na XXVI. mezinárodní konferenci PRORAIL 2023 v Žilině.

Příspěvek se zabývá simulací jízdy dvouhmotového a tříhmotového tlumeného modelu na reálných nerovnostech s vyhodnocením různých ukazatelů známek komfortu na skříni a optimalizací charakteristik tuhosti i tlumení v sekundárním vypružení. V příspěvku jsou vyčísleny následující známky komfortu: standardní metoda středního pohodlí N_{MV}, úplná metoda středního pohodlí N_{VD} a trvalé pohodlí Cc_z dle EN 12299. Na závěr příspěvek uvádí srovnání výsledků optimalizací hodnot tuhostí i tlumení sekundárního vypružení pro jednotlivé známky komfortu a pro různé nerovnosti trati i rychlosti jízdy.

Klíčová slova

zjednodušený dynamický model kolejového vozidla, komfort pro cestující

Abstract

The paper deals with the practical use of simplified 2-mass and 3-mass damped dynamic models in the optimization of suspension design of a rail vehicle. The text follows previous paper presented at the XXVI. International Conference PRORAIL 2023 in Žilina.

The paper deals with the simulation of the travel of a 2-mass and 3-mass damped model on real measured track irregularities with the evaluation of various indicators of comfort on the carbody and the optimization of stiffness and damping characteristics in the secondary suspension. The paper calculates the following comfort indexes: the standard method of mean comfort N_{MV}, the complete method of mean comfort N_{VD} and the permanent comfort C_{Cz} according to EN 12299. Finally, paper presents a comparison of the optimization results of the characteristics of secondary dampers for individual comfort indexes for various track irregularities and running speeds.

Keywords

simplified dynamic model of rail vehicle, passenger comfort

[1] **Ing. Zdeněk Červenka**. ŠKODA TRANSPORTATION a.s. Emila Škody 2922/1, 301 00 Plzeň, Česká republika, tel.: +420 378 186 067, e-mail: zdenek.cervenka@skoda.cz

[2] **doc. Ing. Miroslav Byrtus, Ph.D.** ZČU v Plzni, Fakulta aplikovaných věd, Katedra mechaniky. Technická 8, 301 00 Plzeň, Česká republika, e-mail: mbyrtus@kme.zcu.cz

1 ÚVOD

Hlavní motivací pro použití zjednodušených modelů při návrhu a optimalizaci svislého vypružení kolejového vozidla je možnost rychle v úvodní fázi projektu navrhnout parametry tuhostí a tlumení vzhledem k projektovaným hmotnostem skříně i podvozku a ověřit základní vlastnosti vypružení (např. vlastní frekvence, velikosti zrychlení a komfortu). V dalších fázích projektu umožňují tyto modely provedení nezávislé jednoduché kontroly a usnadňují interpretaci výsledků získaných z komplexních, multi-parametrických MBS výpočtových modelů.

Zjednodušené modely kmitání byly v souvislosti s analýzou dynamického chování kolejových vozidel využívány u nás od 30. let 20. století. O tuto oblast se u nás zasadili zejména pánové prof. Ing. Ladislav Freibauer a jeho škola: prof. Ing. Ladislav Rus, DrSc., prof. Ing. Daniel Kalinčák, PhD.

Dále prof. Ing. Robert Nejepsa, DrSc. a jeho škola: prof. Ing. Jaroslav Šíba, DrSc., prof. Ing. Jiří Izer, CSc., doc. Jaromír Zelenka, Ph.D., Ing. Ivo Pelant, CSc., Ing. Miloslav Mohyla, CSc., Ing. Vojtěch Štajer CSc. Dalšími osobnostmi z této oblasti byli z VÚKV Ing. Zdeněk Reinhardt, z VÚŽ Ing. Luděk Pilmann, Ing. Arnošt Suske, CSc., Mgr. Antonín Vaněček a ve Škodových závodech Ing. Jiří Vohradský a Ing. Aleš Tuček.

V začátcích se jednalo o svislé jedno-, dvou- a tříhmotové netlumené/tlumené analyticky řešené modely s vynucenými kmity. V osmdesátých letech 20. století to už byly optimalizační úlohy na dvou- a tří-hmotových tlumených modelech numericky řešených na sálových počítačích.

V předchozím příspěvku [1] byly představeny možnosti využití 2-hmotových tlumených modelů realizovaných jak ve frekvenční oblasti buzených výkonovou spektrální hustotou trati, tak i modelů realizovaných v časové oblasti jedoucích po reálných změřených nerovnostech. Zejména bylo představeno srovnání dvou klasických optimalizačních metod pro nalezení optimálních hodnot vypružení, popsaných dříve v literatuře [2], kapitola 2.3.2, str. 47:

A) metoda minimalizace rozptylu zrychlení na skříni vozidla,

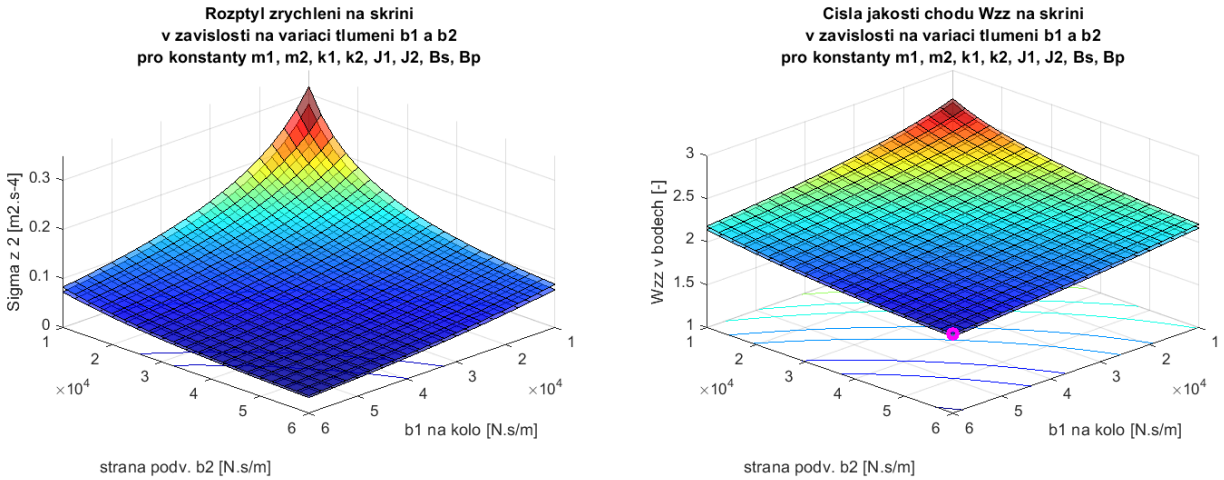
B) metoda minimalizace frekvenčního přenosu vypružení vozidla.

Jako ilustrační příklad byl použit čtyřnápravový podvozkový osobní vůz s dvoustupňovým vypružením a tlumením s parametry uvedenými v [2]. V předchozím příspěvku bylo ukázáno, že **jak metoda založená na minimalizaci rozptylu zrychlení, tak i metoda minimalizace frekvenčních přenosů dávají dobré hodnoty konstant sekundárních tlumičů. U hodnot primárních tlumičů, ale obě metody selhávají, protože ve výsledku se primární vypružení dostává na hodnoty kritického útlumu.** Dále bylo ukázáno srovnání mnoha typů vozidel na těchto modelech ve frekvenční i časové oblasti, z čehož bylo patrné, že i tyto zjednodušené modely mají cennou vypovídající hodnotu.

Tento příspěvek se nyní zaměřuje na **optimalizaci parametrů tuhosti a tlumení v sekundárním vypružení na konkrétní známky komfortu na skříni dle standardu EN 12299 při použití dvouhmotových a tříhmotových modelů svislého kmitání vozidla**. Modely jsou sestaveny v časové oblasti a jsou buzeny reálnými svislými změřenými nerovnostmi koleje při různých rychlostech jízdy, algoritmizace je provedena v programovém prostředí Matlab firmy MathWorks.

2 VOLBA PARAMETRŮ OPTIMALIZACE

Jak bylo ukázáno v předchozím příspěvku [1], a je patrné na obr. 1, zvolíme-li prostor pro optimalizaci komfortu na skříni **parametry tlumení b1 v primárním a b2 v sekundárním vypružení,** nelze získat prakticky použitelný výsledek, protože bude s rostoucím primárním tlumením b1 komfort na skříni stále klesat (zlepšovat se) a to i v případě, že už se hodnoty primárního tlumení budou dostávat na kritický útlum a tedy pohyb primárního vypružení už nebude periodický. Jak je konstatováno v [2], tak ***„pohyb vozidla při houpání musí být vždy periodický, tj. tlumení musí být podkritické.“***



Obr. 1 Optimalizace rozptylu zrychlení na skříni a čísla jakosti chodu Wz v závislosti na tlumení b1 a b2 (v primárním a v sekundárním vypružení), tříhmotový tlumený model ve frekvenční oblasti.

Metoda optimalizace vypružení popsaná v tomto příspěvku spočívá ve změně parametrů, které do optimalizace komfortu na skříni vstupují oproti parametrům zvoleným v literatuře [4], str. 49. Tlumení v primárním vypružení b1 je z optimalizace vyloučeno (tedy vstupuje do výpočtu pouze jako konstanta) a jsou zvoleny parametry optimalizace komfortu na skříni následující:

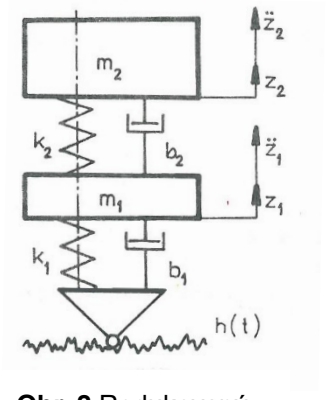
1) **Tuhost sekundárního vypružení k2**
2) **Tlumení sekundárního vypružení b2**

U hodnoty tlumení primárního vypružení u kolejového vozidla navíc platí, že plní také další funkce, jako zejména tlumení pohybu kývání a kolébání rámu podvozku. Další úvahy v příspěvku jsou vedeny tedy v prostoru hodnot k2, b2.

3 PARAMETRY ZJEDNODUŠENÝCH (REDUKOVANÝCH) MODELŮ

3.1 Dvouhmotový model svislého kmitání vozidla se 2 stupni volnosti v časové oblasti

Kolejové vozidlo je v tomto modelu redukováno na 2 hmoty a 2 stupně vypružení reprezentující polovinu hmoty skříně, hmotnost vypružených hmot podvozku a tuhosti i tlumení mezi nimi. Parametry jsou převzaty z [2] a představují náhradu čtyřnápravového podvozkového osobního vozu s dvoustupňovým vypružením. Model je vytvořen v časové oblasti a je buzený reálnými svislými změřenými nerovnostmi koleje.



Obr. 2 Redukovaný dvouhmotový tlumený model dle [2]

Tab. 1 Parametry dvouhmotového tlumeného modelu dle [2], kapitola 4.6.4. str. 212

m_1 – hmotnost 1x vypružených hmot podvozku	**3 050**	kg
m_2 – hmotnost 2x vypružených hmot ½ skříně	**13 100**	kg
k_1 – tuhost primárního vypružení na podvozek	4 · 832,8 · 1000 = **3 331 500**	$N.m^{-1}$
k_2 – tuhost sekundárního vypružení na podvozek	2 · 804,5 · 1000 = **1 609 000**	$N.m^{-1}$
b_1 – tlumení primárního vypružení na podvozek	4 · 10 · 1000 = **40 000**	$N.s.m^{-1}$
b_2 – tlumení sekundárního vypružení na podvozek	2 · 40 · 1000 = **80 000**	$N.s.m^{-1}$

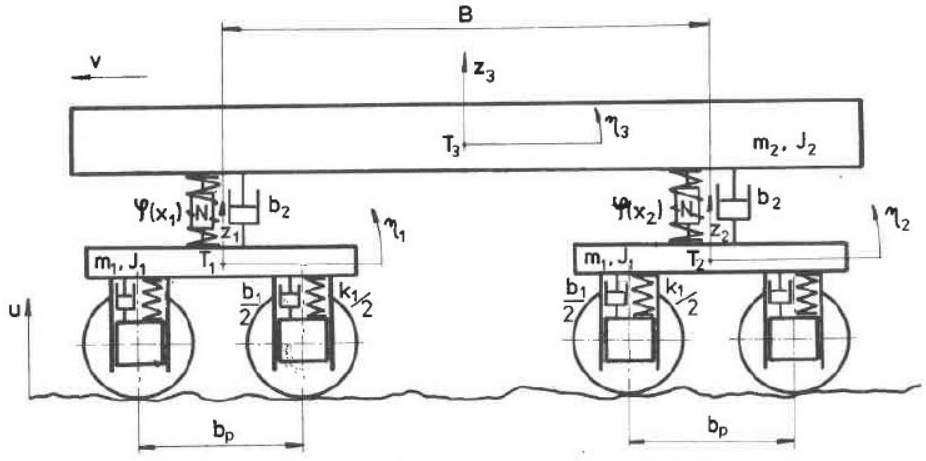
3.2 Tříhmotový model svislého kmitání vozidla se 6 stupni volnosti v časové oblasti

Kolejové vozidlo je v tomto modelu redukováno na 3 hmoty a 2 stupně vypružení reprezentující hmotu skříně, obě vypružené hmoty podvozků a tuhosti i tlumení mezi nimi. Parametry jsou převzaty z [3] a představují náhradu čtyřnápravového podvozkového osobního vozu s dvoustupňovým vypružením. Tento model má 6 stupňů volnosti, tzn. uplatní se zde jak houpání, tak i kývání všech 3 náhradních hmot vozidla. Do modelu vstupuje vzdálenost otočných čepů podvozků, rozvor náprav podvozků i momenty setrvačnosti všech hmot.

Model je vytvořen v časové oblasti a je buzený reálnými svislými změřenými nerovnostmi koleje.

Tab. 2 Parametry tříhmotového tlumeného modelu dle [3], kapitola 3.4.1 str. 90

m_1 – hmotnost 1x vypružených hmot podvozku	**2 000**	kg
m_2 – hmotnost 2x vypružených hmot skříně	**24 000**	kg
k_1 – tuhost primárního vypružení na podvozek	4 · 1042,5 · 1000 = **4 170 000**	$N.m^{-1}$
k_2 – tuhost sekundárního vypružení na podvozek	2 · 1160,0 · 1000 = **2 320 000**	$N.m^{-1}$
b_1 – tlumení primárního vypružení na podvozek	4 · 10 · 1000 = **40 000**	$N.s.m^{-1}$
b_2 – tlumení sekundárního vypružení na podvozek	2 · 40 · 1000 = **80 000**	$N.s.m^{-1}$
η_1 – moment setrvačnosti 1x vypružených hmot podvozku	**1 200**	$kg.m^2$
η_2 – moment setrvačnosti 2x vypružených hmot skříně	**1,7 . 10^6**	$kg.m^2$
B – vzdálenost otočných čepů podvozků	**19,0**	m
b_p – rozvor podvozků	**2,6**	m



Obr. 3 Redukovaný tříhmotový tlumený model dle [3]

4 ZPŮSOBY HODNOCENÍ KOMFORTU NA SKŘÍNI DLE EN 12299 A JEJICH ALGORITMIZACE

Hodnocení jízdního pohodlí bylo provedeno dle metodiky uvedené v EN 12299, která pro stanovení středního jízdního pohodlí definuje dvě metody. Standardní metoda zohledňuje vibrace na rozhraní podlahy vozu, zatímco úplná metoda uvažuje vibrace na rozhraních sedadlo anebo podlaha. Úplná metoda tedy není relevantní v případě výše uvedeného zjednodušeného modelu, neboť představené modely lze využít pro simulaci chování vozidla pouze ve svislém směru.

Stanovení ukazatelů pohodlí je založeno na následujícím postupu. Model je využit pro simulaci jízdy vozidla po reálných změřených traťových nerovnostech. Vstupní data jsou pro danou rychlost vozidla upravena tak, aby bylo možné souvisle provést simulaci jízdy po 60 úsecích tratě v délce trvání 5 s. Ze získané časové odezvy v referenčních bodech vozidla jsou pro tyto body zrekonstruovány odpovídající časové průběhy zrychlení. Ty jsou pak pro každý úsek převedeny pomocí Fourierovy transformace do frekvenční oblasti. Tato spektra zrychlení jsou pak dále filtrována dle EN 12299.

4.1 Standardní metoda středního pohodlí N_{MV} dle EN 12299

Pro stanovení tohoto ukazatele jsou uvažována pouze vážená zrychlení z každého úseku ve svislém směru (osa z, index Z) a jsou určeny tzv. efektivní hodnoty (RMS). Získané efektivní hodnoty jsou seřazeny dle velikosti vzestupně a do následujícího vztahu pak vstupuje hodnota odpovídající 95% percentilu (index P95).

$$N_{\mathrm{MV}} = 6 \cdot \sqrt{\left(a_{\mathrm{XP95}}^{w_d}\right)^2 + \left(a_{\mathrm{YP95}}^{w_d}\right)^2 + \left(a_{\mathrm{ZP95}}^{w_b}\right)^2} \tag{1}$$

4.2 Úplná metoda středního pohodlí N_{VD} dle EN 12299

Tento ukazatel je určen stejným postupem jako ukazatel N_{MV} s tím rozdílem, že je uvažován 50 % percentil efektivní hodnoty zrychlení ve svislém směru (ZP50).

$$N_{\mathrm{VD}} = 3 \cdot \sqrt{16 \cdot \left(a_{\mathrm{XP50}}^{w_d}\right)^2 + 4 \cdot \left(a_{\mathrm{YP50}}^{w_d}\right)^2 + \left(a_{\mathrm{ZP50}}^{w_b}\right)^2} + 5 \cdot \left(a_{\mathrm{YP95}}^{W_d}\right) \tag{2}$$

4.3 Trvalé pohodlí C_{Cz} dle EN 12299

Obecně je tento ukazatel definován jako klouzavá efektivní hodnota váženého zrychlení na přes časový úsek délky T. Zde jsou nejdříve stanoveny hodnoty trvalého pohodlí (jako efektivní hodnota váženého zrychlení) pro každý úsek délky T = 5 s z uvažovaných 60 úseků. Výsledná hodnota ukazatele je pak stanovena jako střední hodnota dílčích hodnot trvalého pohodlí.

$$C_{\mathrm{Cz}}\left(t\right) = a_{\mathrm{ZP}}^{W_b}\left(t\right) \tag{3}$$

5 VÝSLEDKY

Na obou redukovaných modelech s parametry definovanými v kapitolách 3.1 a 3.2 byly provedeny simulační jízdy na změřených nerovnostech trati 2 typů. Jednak na koridorové trati s rychlostí 160 km/h a také na regionální trati s rychlostí 100 km/h. **Každá simulace byla provedena pro cca 1000 průjezdů daným úsekem s variací hodnot tuhosti sekundárního vypružení k2 a tlumení sekundárního vypružení b2.**

5.1 Dvouhmotový model svislého kmitání vozidla se 2 stupni volnosti

Na obr. 4 až 7 níže jsou patrné výsledné 3D plochy komfortu na skříni v závislosti na variaci parametrů k2 a b2:

1) svislé efektivní zrychlení Az $_{RMS}$ na skříni, viz obr. 4 a 6

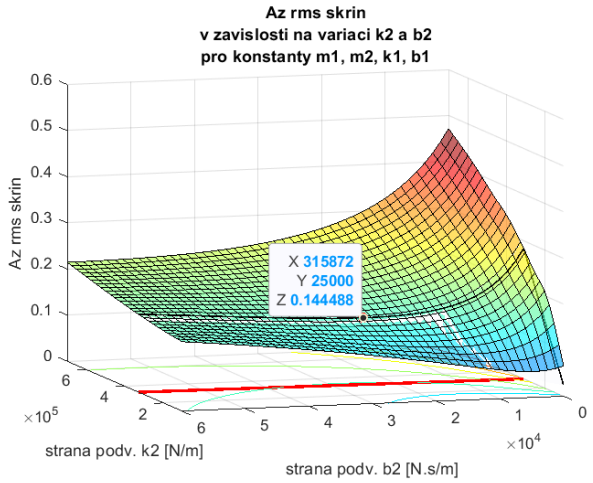
2) svislá složka indexu N_{MV} dle EN 12299 na skříni, viz obr. 5 a 7

Po získání tvaru ploch ovšem vyvstává otázka, jak na nich určit optimální parametry sekundárního vypružení. Platí, že s klesající hodnotou tuhosti sekundárního vypružení, klesá i index komfortu na skříni k nule. Byla proto dále provedena modální analýza a vypočítána plocha 1. vlastní frekvence (houpání skříně) v závislosti na k2, b2, viz obr. 8. Na této ploše byl udělán řez vybranou frekvencí houpání, např. 1 Hz (což je frekvence příjemná lidskému organismu). Průsečnice je promítnuta do horizontální roviny XY, čímž vznikne křivka konstantní frekvence houpání. Křivka reprezentuje kombinaci parametrů k2, b2 potřebných pro dosažení frekvence houpání na skříni 1 Hz. Tato křivka je následně promítnuta na plochy Az $_{RMS}$ v obr. 4 a 6 a také na plochy N_{MV} dle EN 12299 v obr. 5 a 7.

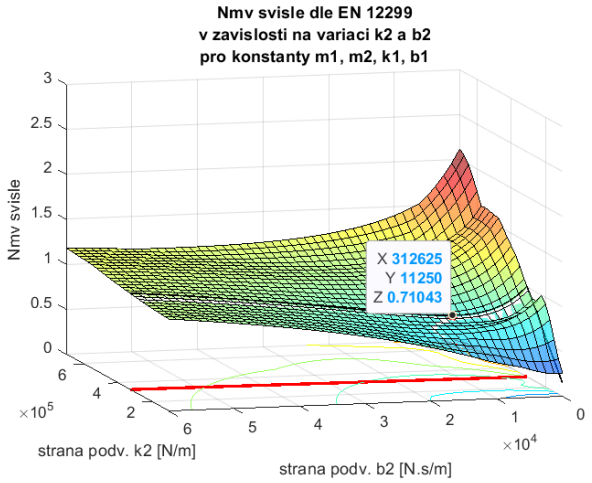
Na této křivce je následně určeno minimum, které představuje nejlepší možnou hodnotu známky komfortu na skříni, kterého lze teoreticky dosáhnout, pokud je zvolena konkrétní cílová frekvence houpání.

- Na obr. 4 je patrná optimální hodnota tlumení **b2 = 25 kNs/m** a tuhost **k2 = 316 N/mm.**
- Na obr. 5 je patrná optimální hodnota tlumení **b2 = 11,3 kNs/m** a tuhost **k2 = 311 N/mm.**
- Na obr. 6 je patrná optimální hodnota tlumení **b2 = 18,8 kNs/m** a tuhost **k2 = 314 N/mm.**
- Na obr. 7 je patrná optimální hodnota tlumení **b2 = 15 kNs/m** a tuhost **k2 = 311 N/mm.**

Koridorová trať, rychlost 160 km/h

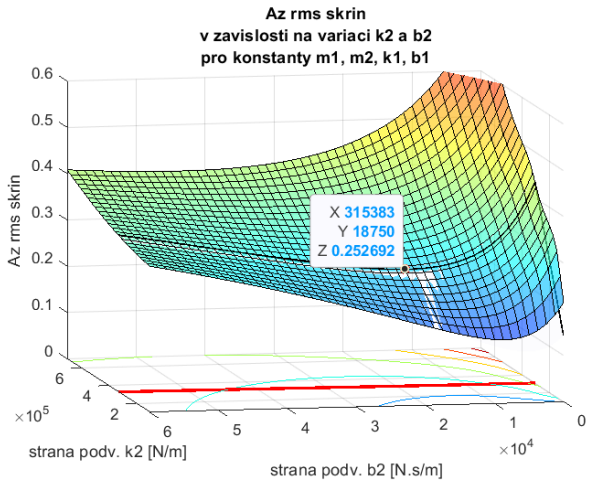


Obr. 4 Az RMS v závislosti na variaci k2, b2

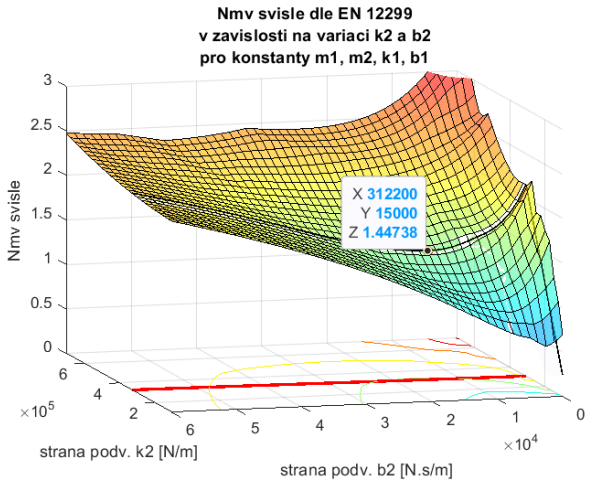


Obr. 5 Nmv dle EN 12299 v závislosti na variaci k2, b2

Regionální trať, rychlost 100 km/h

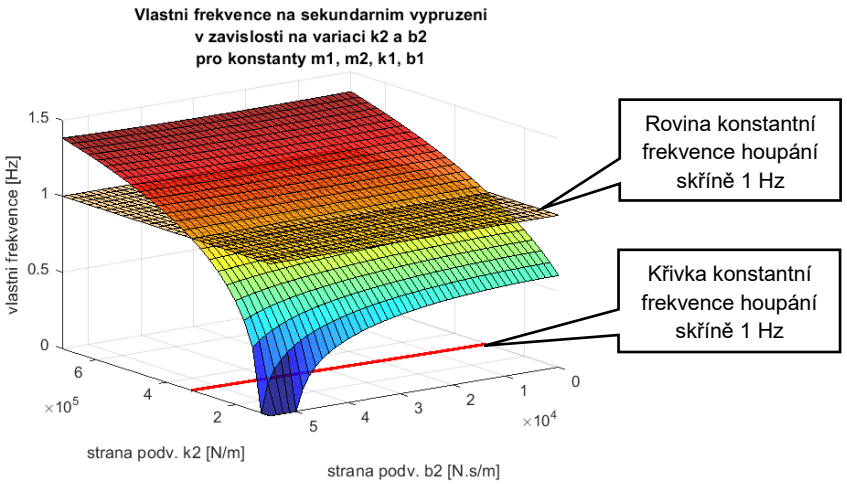


Obr. 6 Az RMS v závislosti na variaci k2, b2



Obr. 7 Nmv dle EN 12299 v závislosti na variaci k2, b2

Průběh první vlastní frekvence skříně (houpání) v závislosti na parametrech k2, b2



Obr. 8 Průběh 1.vlastní frekvence v závislosti na variaci k2, b2. Horizontální plocha představuje řez na frekvenci o hodnotě 1 Hz

5.2 Tříhmotový model svislého kmitání vozidla se 6 stupni volnosti

Na obr. 9 až 13 níže jsou patrné výsledné 3D plochy komfortu na skříni v závislosti na variaci parametrů k2 a b2:

1) index N_{MV} dle EN 12299 na skříni, viz obr. 9
2) index N_{VD} dle EN 12299 na skříni, viz obr. 10
3) index C_{Cz} dle EN 12299 na skříni, viz obr. 11
4) efektivní zrychlení Az_{RMS} na skříni, viz obr. 12
5) rozptyl zrychlení Sigma Z na skříni (integrální veličina FFT), viz obr. 13

Po získání tvaru ploch ovšem vyvstává opět otázka jako v předchozí kapitole, jak na nich určit optimální parametry sekundárního vypružení, tj. kde hledat minimum. Platí, že s klesající hodnotou tuhosti sekundárního vypružení, opět klesá i index komfortu na skříni k nule. U toho modelu byly zvoleny dva přístupy:

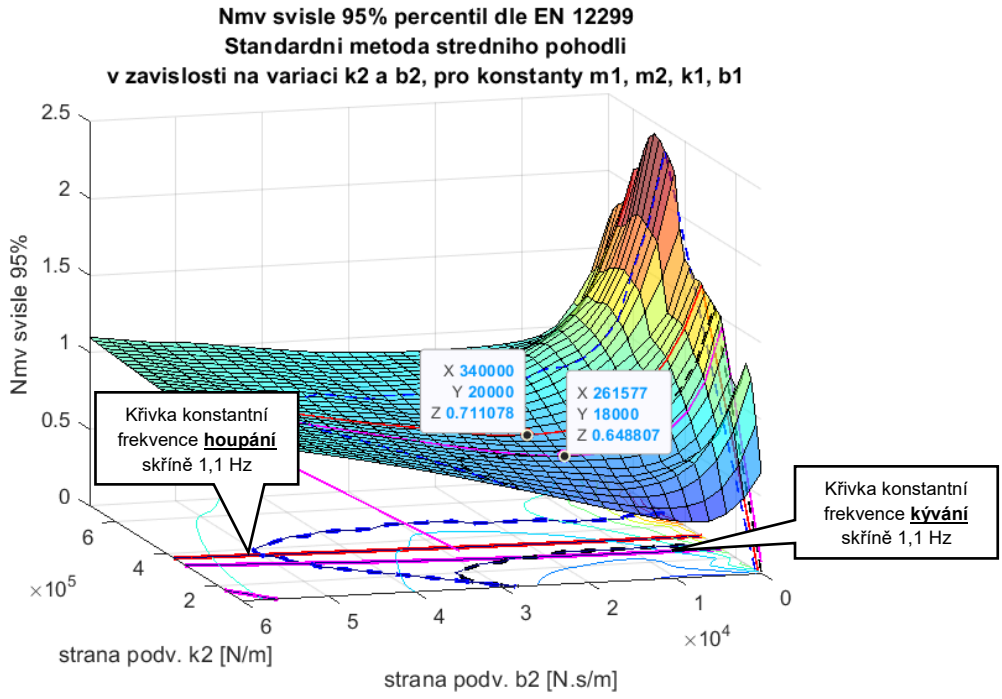
a) Modální analýza (z modelu ve frekvenční oblasti)
b) FFT analýza zrychlení (z modelu v časové oblasti)

Výsledky modální analýzy jsou patrné na obr. 14 a obr. 15, kde jsou vykresleny plochy 1. a 2. vlastní frekvence (houpání a kývání) skříně a jejich útlumy. Analogicky jako v kapitole 5.1 na těchto plochách byl udělán řez vybranou frekvencí houpání, např. zde 1,1 Hz (což je frekvence příjemná lidskému organismu). Průsečnice jsou promítnuty do horizontální roviny XY, čímž vzniknou křivky konstantní frekvence houpání a kývání. Křivky reprezentují kombinaci parametrů k2, b2 potřebných pro dosažení frekvence houpání a kývání na skříni 1,1 Hz. Tyto křivky jsou následně promítnuty na plochy v obr. 9, 10, 11, 12 a 13.

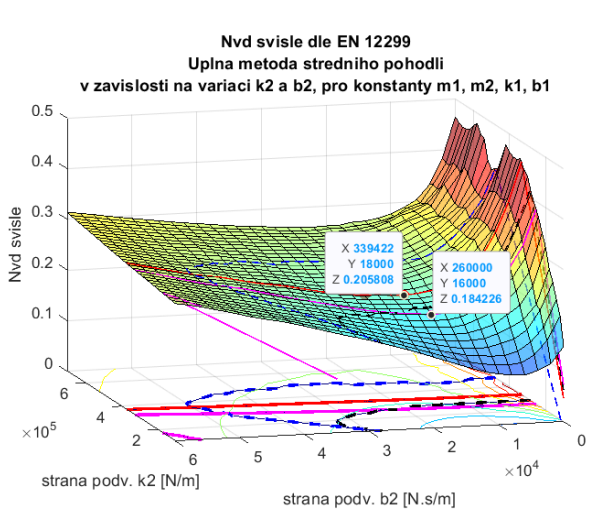
Na těchto promítnutých křivkách jsou následně určena **minima, která představují nejlepší možné hodnoty známek komfortu na skříni, kterých lze teoreticky dosáhnout**, pokud jsou zvoleny konkrétní cílové frekvence houpání nebo kývání.

Simulace byly provedeny pro varianty jak koridorové trati, tak i regionální trati. Numerické výsledky jsou uvedeny v tab. 3 v závěru příspěvku. Výsledné grafy na obr. 9 až 13 jsou zde pro nedostatek místa zobrazeny pouze pro variantu koridorové trati. U regionální trati obecně dojde k posunu celé plochy k vyšším hodnotám známky komfortu (nižší komfort) a „údolí“ se mírně prohloubí a jeho minimum se posune k nižším hodnotám tlumení.

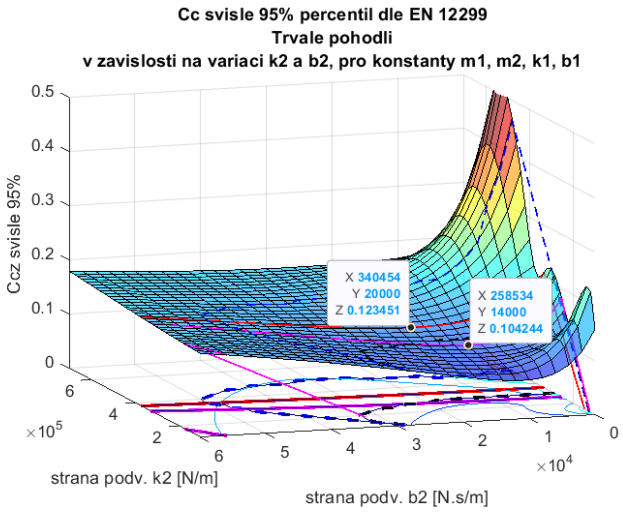
Koridorová trať, rychlost 160 km/h



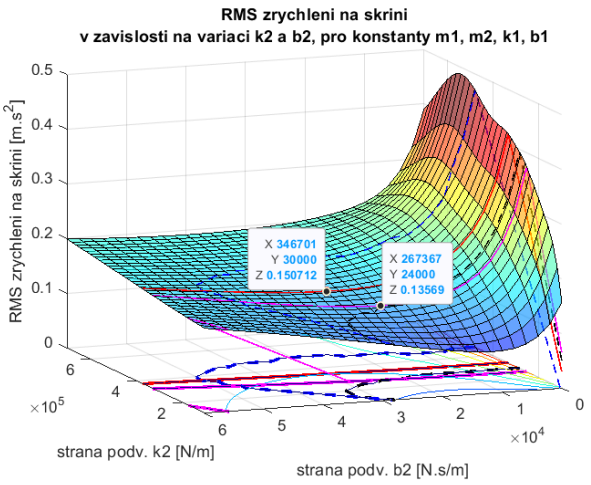
Obr. 9 Průběh N_{MV} dle EN 12299



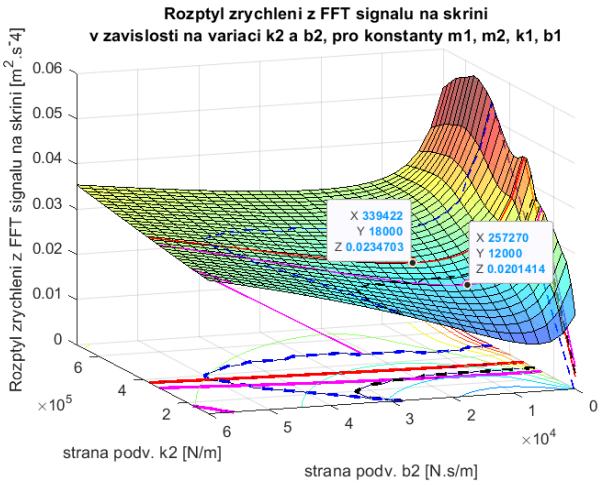
Obr. 10 Průběh NVD dle EN 12299



Obr. 11 Průběh CCZ dle EN 12299

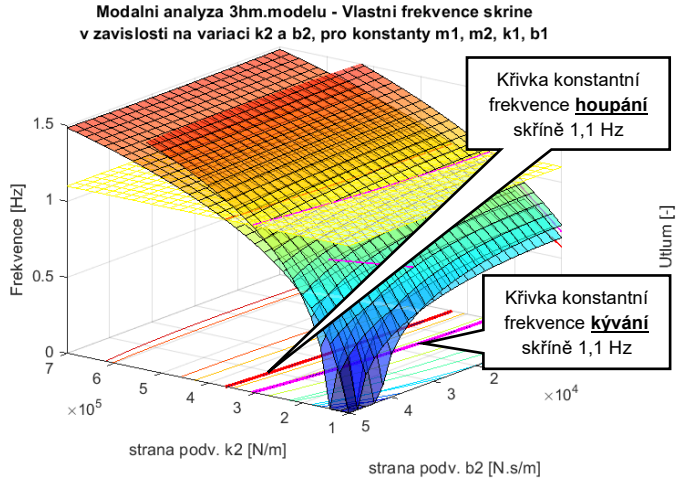


Obr. 12 Průběh Az_{RMS} na skříni

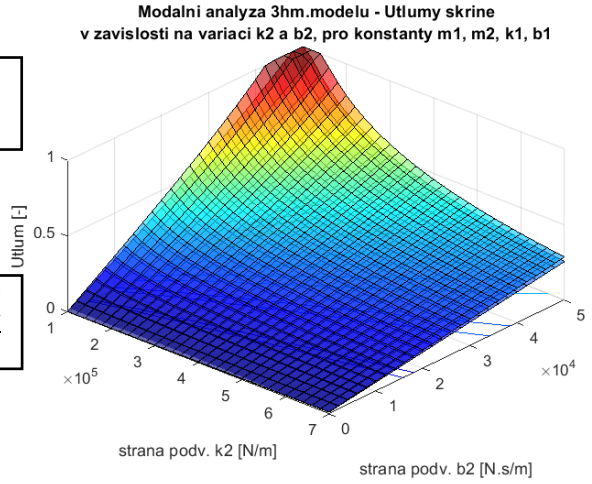


Obr. 13 Průběh rozptylu zrychlení na skříni

Průběh první a druhé vlastní frekvence (houpání, kývání) skříně a útlumu v závislosti na parametrech k2, b2

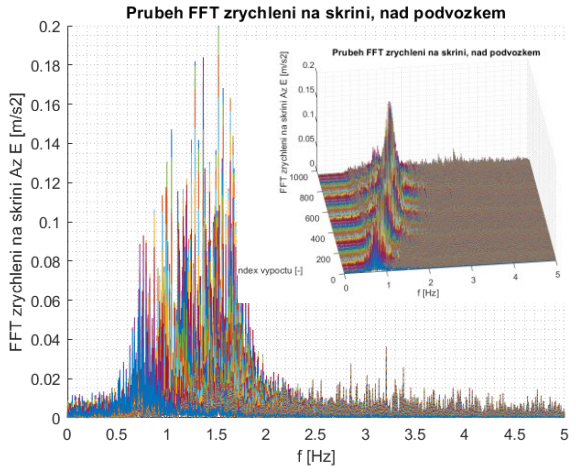


Obr. 14 Průběh frekvencí houpání a kývání skříně

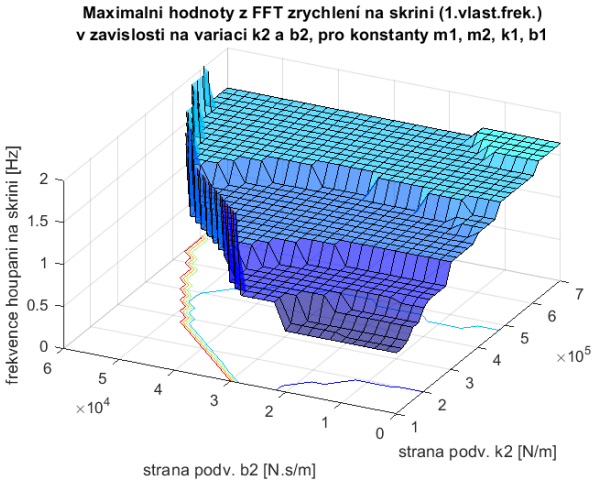


Obr. 15 Průběh útlumů houpání a kývání skříně

Zobrazení FFT spekter ze všech 1000 průjezdů a jejich maximálních hodnot



Obr. 16 Průběh FFT zrychlení pro všech 1000 průjezdů



Obr. 17 Maximální hodnoty z FFT zrychlení pro všech 1000 průjezdů

6 ZÁVĚR

Příspěvek ukazuje možnosti použití redukovaných modelů při návrhu a optimalizaci vypružení kolejového vozidla a dále rozvíjí klasické optimalizační metody vypružení popsané zejména v [2], [3], [4]. Výpočty jsou provedeny v časové oblasti s buzením reálnými nerovnostmi koleje a jsou vyčísleny známky komfortu dle standardu EN 12299.

V tab. 3 jsou patrné výsledky optimálních hodnot tuhosti a tlumení v sekundárním vypružení. Z výsledků plyne, že tříhmotový tlumený model ukazuje při optimalizaci **na nižší kvalitě trati s nižší rychlostí jízdy na menší konstanty tlumení a naopak pro kvalitní koridorovou trať s vyšší rychlostí jízdy ukazuje na mírně vyšší konstanty tlumení sekundárního vypružení.**

Tab. 3 Výsledky optimálních parametrů sekundárního vypružení

		Dvouhmotový tlumený model s parametry dle tab. 1		**Tříhmotový tlumený model s parametry dle tab. 2**	
Typ buzení modelu	Parametry	Tuhost k2 na stranu podvozku [N/mm]	Tlumení b2 na stranu podvozku [kN.s/m]	Tuhost k2 na stranu podvozku [N/mm]	Tlumení b2 na stranu podvozku [kN.s/m]
Koridorová trať, 160 km/h	*Az RMS*	316	**25**	347	**30**
	N_{MV} dle EN 12299	313	**11**	340	**20**
	N_{VD} dle EN 12299	-	-	339	**18**
	C_{Cz} dle EN 12299	-	-	340	**20**
Regionální trať, 100 km/h	*Az RMS*	316	**19**	338	**16**
	N_{MV} dle EN 12299	312	**15**	338	**14**
	N_{VD} dle EN 12299	-	-	336	**10**
	C_{Cz} dle EN 12299	-	-	335	**6**

Obecně lze konstatovat, že popsaný způsob optimalizace parametrů sekundárního vypružení se zacílením na známky komfortu dle standardu EN 12299 dává nízké hodnoty tlumení, což odpovídá i praktickým zkušenostem z jízdních zkoušek, kdy nižší konstanty tlumení přispívají ke zlepšení komfortu na skříni.

◆◆

Literatura

[1] ČERVENKA, Z., BYRTUS, M. Zjednodušené dynamické modely v optimalizaci vypružení. In: *Súčasné problémy v koľajových vozidlách – PRORAIL 2023: XXVI. medzinárodná konferencia, zborník prednášok, diel I*. Žilina: VTS při ŽU v Žiline, 2023, s. 71–80. ISBN 978-80-89276-61-5.
[2] ŠVEJNOCH, V. *Teorie kolejových vozidel*. Praha: ČVUT v Praze, 1991.
[3] FREIBAUER, L., RUS, L., ZAHRÁDKA, J. *Dynamika kolejových vozidel*. Praha: NADAS, 1988.
[4] NĚMEC, J., RUS, L., SYNEK, V., KOLÁŘ, J., KRUPIČKA, M. *Dynamické jevy, namáhání a porušování pojezdu lokomotiv*. Praha: NADAS, 1986.
[5] VOHRADSKÝ, J. *Lokomotiva v pohybu*. Plzeň: ŠKODA, 1991.

Zasláno / received: 13. 06. 2025, přijato / accepted: 10. 07. 2025, publikováno / published: 17. 09. 2025.

Příspěvek recenzovali / The paper was reviewed by: prof. Dr. Ing. Juraj Gerlici (Žilinská univerzita v Žiline, Strojnícka fakulta), doc. Ing. Tomáš Michálek, Ph.D. (Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera).

SOUČASNÉ PROBLÉMY V KOLEJOVÝCH VOZIDLECH

XXVII. konference s mezinárodní účastí
17.–19. září 2025, Česká Třebová

VYUŽITÍ SYSTÉMU VRUT VE VÝUCE KOLEJOVÝCH VOZIDEL

USE OF THE VRUT SYSTEM IN EDUCATION OF RAILWAY VEHICLES

Tomáš FRIDRICHOVSKÝ[1]

e-ISBN: 978-80-7560-564-1
DOI: 10.46585/spkv20252677
ISSN: 3029-8342
CC BY

Abstrakt

Tento text navazuje na starší příspěvek autora z konference ProRail 2023 v Žilině, který byl věnovaný laboratoři virtuální reality na Fakultě strojní ČVUT. Příspěvek se zabývá využitím systému VRUT (Virtual Reality Universal Toolkit, vyvíjí společnost Škoda Auto a.s.) ve výuce kolejových vozidel na Fakultě strojní. V příspěvku jsou popsány základní vlastnosti systému, jeho obecné použití a přínos pro studenty fakulty.

Klíčová slova

virtuální realita, kolejová vozidla, VRUT, výuka

Abstract

This text is a sequel of the author's earlier paper from the ProRail 2023 conference in Žilina, which was dedicated to the virtual reality laboratory at the Faculty of Mechanical Engineering on the CTU. The paper deals with the use of the VRUT (Virtual Reality Universal Toolkit, developed by Škoda Auto a.s.) system in teaching of rolling stock at the faculty. The contribution describes the basic properties of the system, its general use and benefits for students of the faculty.

Keywords

virtual reality, railway vehicles, VRUT, teaching

1 ÚVOD

Virtuální realita (VR) je jedním z prvků vývoje v mnoha odvětvích průmyslu, výuky, obchodu atd. Ačkoliv se tato technologie zatím příliš nezabydlela ve větším množství společností, postupně si hledá svou cestu využití v oblasti vývojových, anebo výrobních aktivit napříč průmyslovým spektrem. Tlak na urychlení vývoje a redukci nákladů dnes vede na nutnost minimalizovat (ideálně zcela eliminovat) výrobu prototypů a různých funkčních vzorků, které mají za cíl jednak ozkoušet funkční principy produktu, ale také odhalit případné slabiny a nedostatky ještě před zavedením do sériové výroby. Právě virtuální realita se stává jednou z možností, jak zrychlit vývoj produktu a zredukovat související náklady.

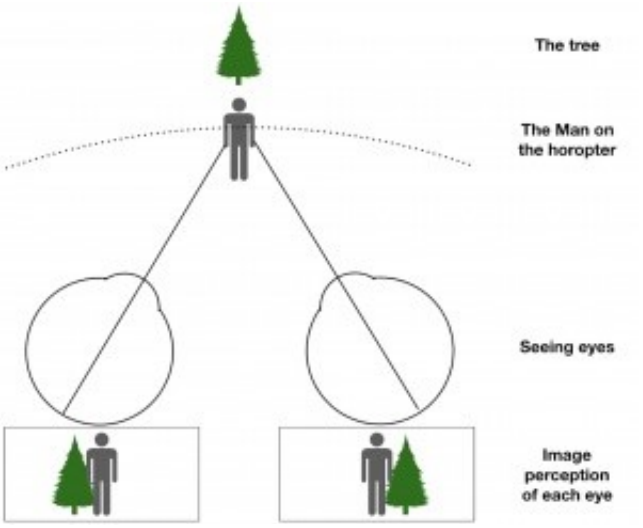
2 VIRTUÁLNÍ REALITA OBECNĚ

Pod pojmem virtuální reality lze najít poměrně široké spektrum audio-vizuálních technologií, jejichž cílem je buď doplnění standardního vnímání o dodatečné virtuální prvky (augmentovaná realita, dnes poměrně běžné ve světě mobilních telefonů), anebo uživatele kompletně přenést do virtuálního světa.

[1] **Ing. Tomáš Fridrichovský, Ph.D.**, 0000-0001-8532-1951. ČVUT, Fakulta strojní, Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel. Technická 4, 166 07 Praha, Česká republika, tel.: +420 723 545 446, e-mail: tomas.fridrichovsky@fs.cvut.cz

Pohyb ve virtuálním prostředí pak lze pojmout buď jako volný pohyb v prostoru, kdy se uživatel může volně pohybovat ve vyhrazeném prostoru (vyžaduje přesné snímání polohy uživatele), anebo pohyb omezený na prostor pracoviště (PC stůl), kdy se uživatel posouvá pomocí ovládacích prvků a na základě vnitřních snímačů náhlavní soupravy, dále headset.

Prakticky veškeré VR technologie využívají tzv. stereopsie [1]. Tento jev spočívá v tom, že lidský mozek je schopný si ze dvou obrazů objektu (např. fotografií) zaznamenaných z mírně odlišné polohy a umístěné ve správné vzdálenosti před oběma oky, vsugerovat hloubku obrazu. Tzn., pozorovatel má v takovém případě dojem, že nekouká na dvojici dvourozměrných obrazů, nýbrž na jednu třírozměrnou scénu – vnímá hloubku. Princip je graficky naznačen na obr. 1, kde se pozorovatel dívá na dvě fotografie (člověk a strom), přičemž každá fotografie je focena z mírně odlišného místa a úhlu odpovídajícího poloze očí pozorovatele. Všechny headsety, anebo virtuální brýle proto disponují dvěma zdroji obrazu, který je uživateli přenášen, a to buď přímo prostřednictvím vnitřních monitorů, anebo v rámci stereoskopických brýlí, které postupně propouští obraz pro jedno a druhé oko. To je případ technologie typu cave [3], kde je promítán stero-obraz na plátna.



Obr. 1 Princip stereopsie [2]

Na vizuálně věrohodné zobrazení je vázán požadavek jednak na dobře fungující zrak, ale také na dostatečné výpočetní kapacity, které dokáží naráz vygenerovat jeden obraz pro každé oko. S tím jsou spjaty různé negativní projevy spojené s nesplněním požadovaných podmínek:

- nedostatečný výpočetní výkon – obraz se zasekává, uživatel vnímá trhavý pohyb ve scéně;
- špatný zrak uživatele – mozek si nespojí dva obrazy do jednoho, chybí správná hloubka prostoru;
- nesoulad mezi jednotlivými lidskými senzory – obraz se hýbe, ale tělo necítí zrychlení, nevolnost.

Virtuální realita samozřejmě není omezena pouze na vizuální vjemy. Do scény lze vložit zvuky okolí, jednotlivých předmětů (zvuk motoru), anebo vložit hlasy účastníků dané scény. Zároveň lze využít i dalších lidských vjemů, jako jsou různé atmosférické projevy (počasí), zápachy, anebo využít hmatových (haptických) prvků – skutečný volant, nebo páka kontroléru promítnuté do VR scény.

3 VIRTUÁLNÍ REALITA NA FS ČVUT

Podchycení trendu minimalizace prototypové výroby, možností vzdálené správy nebo nových výukových metod vedlo v minulosti k vybudování laboratoře virtuální reality přímo v prostorách Fakulty strojní ČVUT v Praze. Jejím cílem bylo doplnit výuku o nové prvky a seznámit studenty s některými základními aspekty tohoto systému jak z hlediska přípravy dat, tak také práce s nimi a případnými komplikacemi, které mohou při jejím používání nastat. Záměrem bylo, aby se studenti mohli seznámit s technologií, kterou by následně ve své technické praxi mohli začít hned využívat (tj. měli by určité povědomí o principu), případně jí v rámci svého budoucího zaměstnání mohli zavádět (znají možné benefity technologie a požadavky na systém). Základní popis laboratoře byl uveřejněn v příspěvku na konferenci v ProRail 2023 v Žilině [4].

Laboratoř virtuální reality na Fakultě strojní ČVUT byla uvedena do provozu v roce 2021. S využitím tehdy dostupných technologií vzniklo několik pracovišť nabízejících různé technologie virtuální reality. Dominujícím prvkem byl tzv. cave, viz obr. 2 vpravo. Jde o prostor ohraničený čtveřicí pláten, na která je pomocí projektorů přenášen stereoskopický obraz (pro pravé a levé oko), který je prostřednictvím stereoskopických brýlí převáděn na 3D obraz (respektive vjem). Obraz je generován na základě aktuální polohy uživatele v prostoru, což bylo zároveň využíváno i jako vstup pro výpočet zobrazení v přenosných

počítačích, tzv. batůžcích. Druhou částí je počítačová učebna s celkem sedmnácti pracovními stanicemi a headsety, viz obr. 2 vlevo. Součástí je rovněž možnost 3D scanu a 3D tisku.

Pro zobrazování byl původně určen software poskytnutý dodavatelem technologie nazvaný WS Arena a speciální software od společnosti TechViz určený k přímému přenosu 3D dat z nativního CAD SW na plátna cave. Ačkoliv zobrazovací SW umožňuje poměrně rychlé a jednoduché prohlížení dat ve VR ve spojení s kooperací a některými dalšími prvky interakce, praktické využití technologie a její celkový přínos byly relativně malé. Zobrazované geometrie se chovaly jako zcela mrtvé bez možnosti detekce vzájemných kolizí apod. Profesionální SW typu TechViz sice umožňují pokročilé možnosti interakcí, ale bohužel toto je výrazně omezeno cenami za licence SW, případně značně omezenou kompatibilitou s jednotlivými CAD SW, omezením na dané verze programů apod.



Obr. 2 Laboratoř virtuální reality na FS ČVUT [5]

Nicméně, v relativně nedávné minulosti byla navázána spolupráce mezi Fakultou stojní a spol. Škoda Auto a.s., která se technologiím virtuální reality dlouhodobě věnuje a shodou okolností si vyvíjí a využívá vlastní systém pro VR, pojmenovaný VRUT. V rámci této spolupráce došlo k implementaci systému VRUT do laboratoře a následnému zavádění do výuky.

4 SYSTÉM VRUT

Pod pojmem VRUT se skrývají slova Virtual Reality Universal Toolkit (Univerzální nástroj pro virtuální realitu). Dále je popsána historie a některé základní principy tohoto systému. Vzhledem k omezenému rozsahu příspěvku jsou popisovány především prvky relevantní k použití a výuce na FS ČVUT.

4.1 Historie

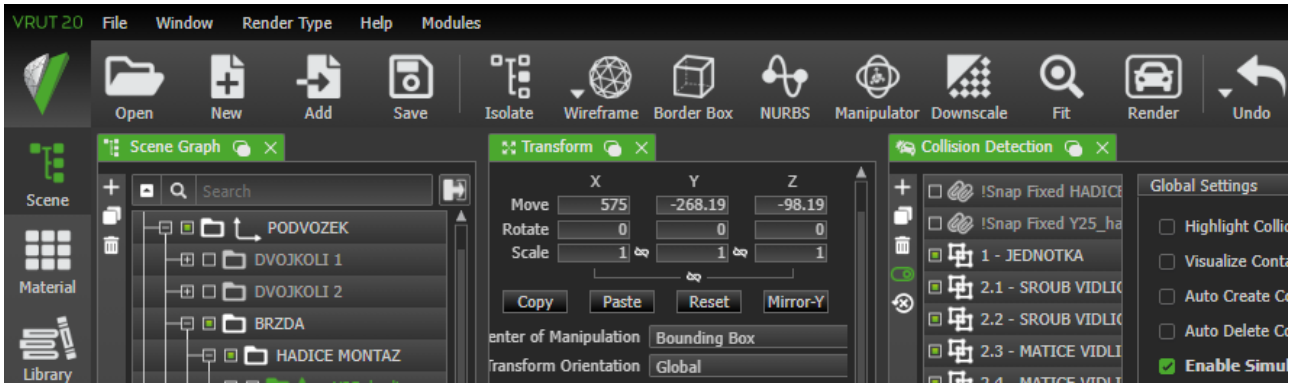
Historie VR ve společnosti Škoda Auto se datuje cca na přelom tisíciletí, kdy byly v průběhu vývoje první generace modelu Fabia zaváděny nové zobrazovací technologie (promítání 3D scén na plátno) pro účely vizualizací produktů a variací jejich provedení. Tehdy ještě závislé na velkém výpočetním centru a s omezenými grafickými efekty. Od té doby prodělal systém VR poměrně velký vývoj, kdy se z promítání na plátno přešlo k virtuálním brýlím a postupnému zavádění zobrazovacího a pracovního systému VRUT.

Jeho historie sahá do cca první dekády 21. století, kdy byla v rámci studentského projektu na Fakultě elektrotechnické ČVUT vytvořena první verze programu [6]. Ten byl následně zaveden do Škoda Auto a postupně zdokonalován. V současnosti SW nese označení VRUT 2.0 a kromě pracovních možností nabízí také poměrně přívětivé uživatelské prostředí.

4.2 Základní principy

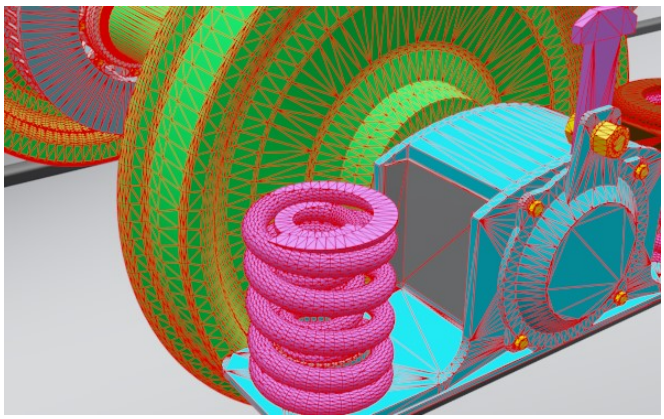
Systém VRUT je, podobně jako další programy tohoto typu, založen na herním platformě Unity. Pro přenos mezi grafickým jádrem VRUT a VR brýlemi slouží prostředí Steam VR. To zaručuje poměrně bohatou kompatibilitu s různými typy brýlí a ovladačů. Charakteristickým prvkem systému je černo-zelený design reflektující barevné schéma společnosti, znázorněno na obr. 3. Prostředí je doplněno tzv. moduly,

které umožňují pracovat s geometriemi, přiřazovat materiálové vlastnosti, světelné zdroje a řešit kolize mezi jednotlivými prvky scény. Právě poslední ze jmenovaných vlastností je poměrně význačným prvkem.



Obr. 3 Pracovní prostředí systému; zdroj: autor

Systém nepracuje s ryze objemovými, anebo plošnými prvky, ale je zaměřen na práci s prvky typu trojúhelník, kterými jsou veškeré zdrojové objekty pokryty, respektive nahrazeny. Trojúhelníky vytváří síť, viz obr. 4, která je využita pro další činnosti. Právě prvky sítě jsou nositeli geometrie, materiálových vlastností a slouží jako podklad pro vyšetřování kolizí včetně zjednodušených pevnostních výpočtů – určeno pro simulace pružných dílů (popsáno dále). Na síťové prvky jsou přímo vázány i jednotlivé CAD formáty, které lze do VRUT za standardních podmínek importovat – např. *.igs, *.wrml apod. Tj. při práci s běžnými 3D CAD SW je nutné uvažovat mezikrok v rámci přípravy dat.



Obr. 4 Ukázka model pokrytého trojúhelníkovou sítí; zdroj: autor

Systém umožňuje v rámci svého kolizního řešiče vyhodnocovat jednotlivé prvky sítí a na základě relativní polohy určit, zda dochází ke kontaktu mezi dvojicí objektů. Výraznou výhodou je možnost nastavit parametry sítě a její odezvu na okolní objekty. Základní možnosti jsou následující:

- lze přiřadit tloušťku sítě a tím zvětšit oblast, kdy začínají objekty interagovat,
- síť lze posunout dovnitř objektu a tím vyřešit modelový průnik závitu šroubu a jeho otvoru,
- škálování prvků sítě tak, aby byla zaručena dostatečná citlivost,
- přiřazení hmotnosti a tlumení, má vliv na setrvačnost pohybujících se objektů,
- vzájemná ignorace vybraných prvků, umožňuje vyloučit některé objekty ze simulací (prolínání).

Scény samozřejmě nemusí být tvořeny jenom pracovními objekty. Lze vytvářet prakticky libovolná okolí scény (interiér, exteriér, různé druhy osvětlení) pomocí standardních panoramatických HDR snímků, eventuálně vytvořit 3D model místnosti apod.

5 VYUŽITÍ VE VÝUCE NA FS ČVUT

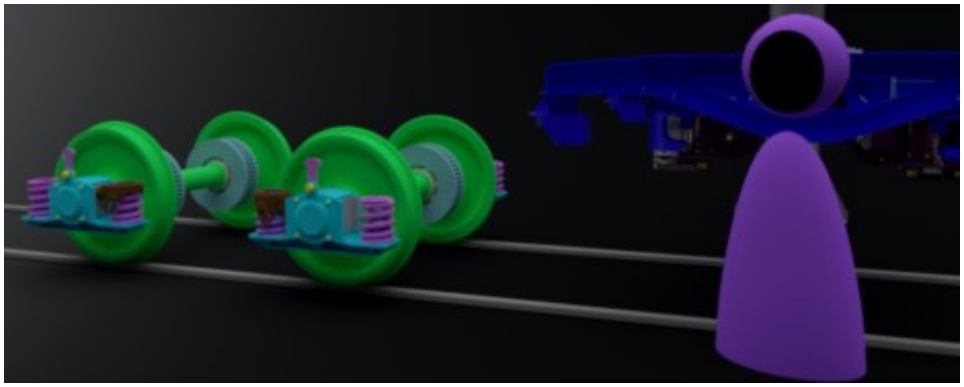
Systém VRUT je postupně zaváděn do výuky v magisterských studijních oborech jako dodatečný prvek projektových předmětů. Záměrem je, aby se studenti seznámili se systémem, tj. byli schopni načíst

zdrojová data, přiřadit jim materiálové + vizuální vlastnosti a vytvořit scénu montáže. V následujících podkapitolách jsou uvedeny základní aplikace systému VRUT v rámci výuky na FS ČVUT. Zároveň jsou také zmíněny některé aplikace vázané spíše na vývoj v automotive, nicméně prakticky je lze využít v různých oblastech průmyslu.

5.1 Prezentační účely

Podobně jako v případě staršího systému WS Arena lze i systém VRUT využít pro skupinové ukázky pracovních výsledků. Systém umožňuje připojení více uživatelů do jedné scény a společnou prohlídku. Výhodou je, že sdílení dat je zprostředkováno prostřednictvím šifrované síťové komunikace bez nutnosti předchozího přenosu pracovních souborů, rizika ztráty dat apod. Prakticky lze propojit uživatele na libovolném místě – vázáno na možnosti výpočetního výkonu a kvality internetového připojení.

Kooperativní modul umožňuje standardní možnosti jako je provádění řezů, skrývání součástí apod. Každý uživatel má přiřazen virtuální avatar znázorněný na obr. 5, který znázorňuje aktuální polohu v prostoru.

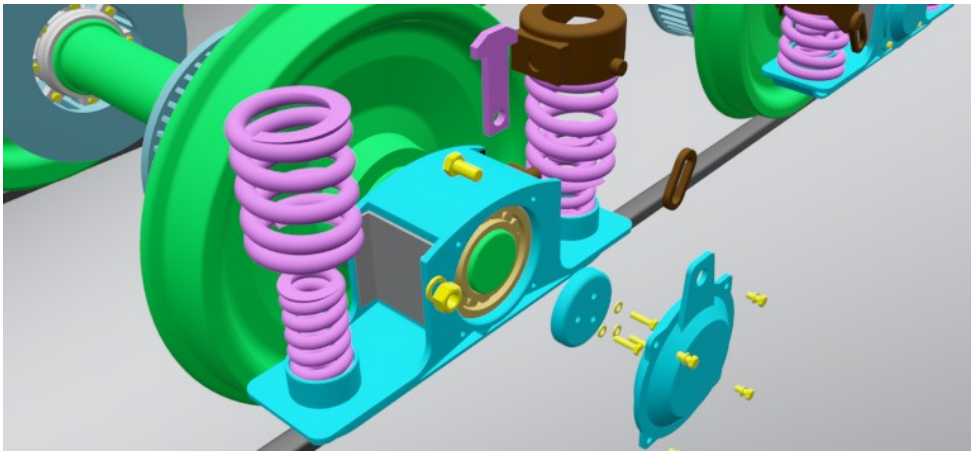


Obr. 5 Avatar uživatele; zdroj: autor

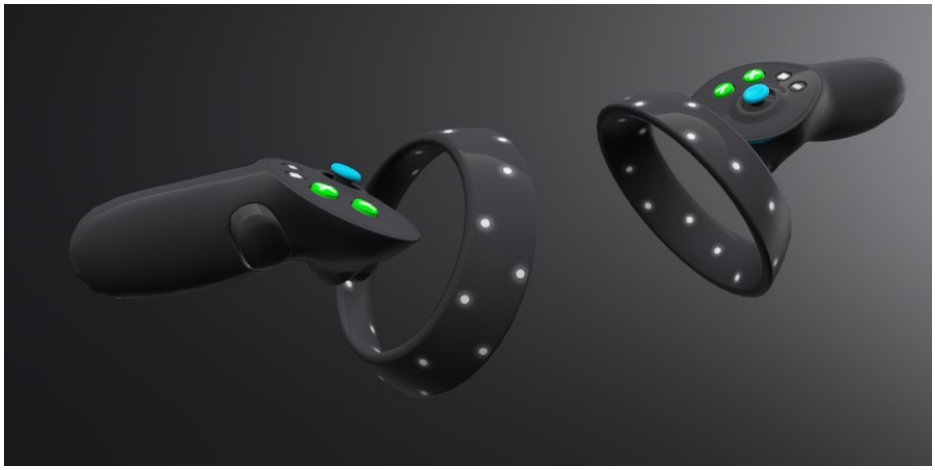
5.2 Simulace montáží

Řešič kolizí mezi objekty lze využít pro návrhy a zkoušky výrobních postupů. Postupným přidáváním vazeb mezi objekty a definováním požadovaných vzájemných pozic lze vytvářet scénáře pro nácvik montáží, výměny dílů a další činnosti. To vše s přihlédnutím na kolize s okolními objekty. Lze tak celkem snadno vyšetřit, zda zástavbové prostory umožňují instalaci uvažované komponenty od relativně malých dílů (od velikosti spojovacího materiál/nástroje, ložisek) až po rozměrné objekty (umístění sedadla do kabiny strojvedoucího, spuštění rámu podvozku na dvojkolí viz obr. 6 atd.).

Veškerá manipulace se standardně provádí pomocí 3D ovladačů, viz obr. 7 (zpravidla 2 naráz), které umožňují uchopení objektu, jeho přesun a zároveň rotaci v prostoru. Uchopení je řešeno buď pomocí laseru (ukázat a chytit), anebo dotykem ovladače dané komponenty a přesunem.

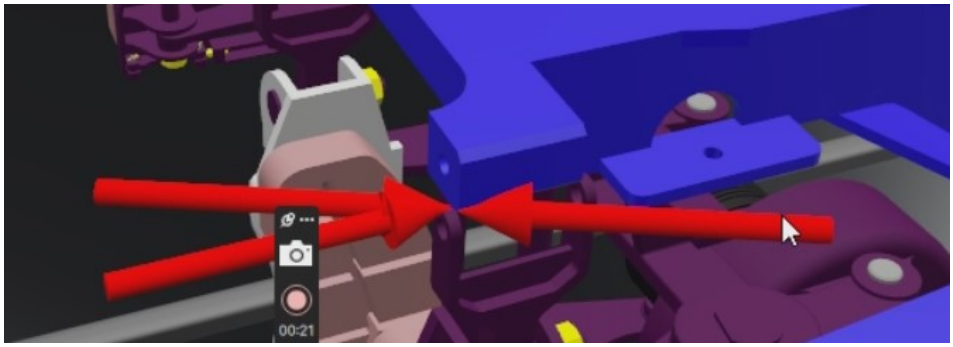


Obr. 6 Připravený model určený k nácviku montáže ložiskové skříně a vypružení; zdroj: autor



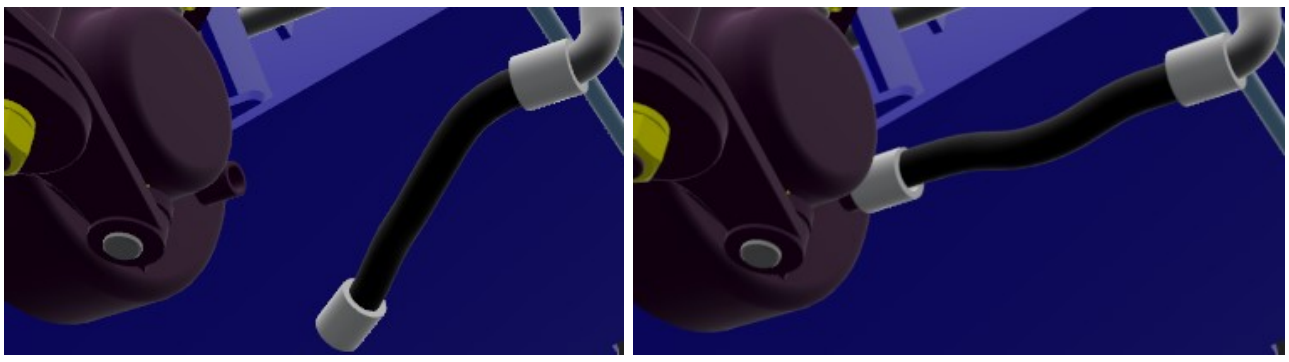
Obr. 7 Vizualizace 3D ovladačů; zdroj: autor

Na případné kolize je uživatel upozorněn různými způsoby od prostého zastavení pohybu objektu v prostoru, vybarvení geometrie, zobrazení kontaktních šipek, viz obr. 8, anebo vibracemi ovladače (je-li dostupné, náhrada haptického – dotykového systému). Výhodou je, že numerické modely systému VRUT jsou zpravidla pesimističtější oproti realitě. Platí, že geometrie, kterou lze sestavit v prostředí VR bývá zpravidla vždy možné sestavit ve skutečnosti.



Obr. 8 Výskyt kolize mezi dvojicí geometrií – znázornění pomocí šipek (kontaktní tlak + orientace); zdroj: autor

Pokrytí objektů sítí zároveň dovoluje přiřadit mechanické parametry (Youngův modul, Poissonova konstanta) jednotlivým dílům a na základě toho vyhodnotit jejich tuhost, respektive poddajnost. Hlavní využití se nabízí v případě montáží kabelů, hadic a jiných pružných součástí, jak je naznačeno na obr. 9. Uživateli je umožněno vyšetřit jednak možnost připojení konektoru do zásuvky (s uzamknutím konektoru v koncové poloze), ale zároveň ověřit případnou pohyblivost takto propojených součástí. Mechanický model je možné nastavit tak, aby povolil ohyb, ale už ne protažení. Lze tak snadno vyzkoušet navrženou délku kabelu bez nutnosti dodatečného zkracování. To vše lze provádět v real-time přímo v prostředí virtuální reality. Omezením je tak pouze výpočetní výkon, nicméně pro standardní kabely, hadice apod. postačuje běžný, respektive i letitý hardware s dedikovanou grafickou kartou.



Obr. 9 Zapojení pružné hadice mezi brzdovou jednotkou a napájecím potrubím; zdroj: autor

5.3 Ergonomie designu

V rámci systému a jeho simulací lze zahrnout různé pomocné prvky a ty taktéž promítnout do VR. Kromě 3D ovladačů je možné takto zobrazovat montážní pomůcky, ruce uživatele apod. Rovněž je možné využívat už zmíněných haptických prvků – zde v pravém slova smyslu, které krom vizuálního dojmu umožňují i dotyk.

Uživatel takto může vyzkoušet, zda a jak je schopný dosáhnout na různé ovládací prvky, případně zda mu jiné nebrání ve výhledu. Zároveň lze vytvářet simulace jízdy vozidel, kdy se uživatel učí ovládat vozidla, případně lze zjistit, jak snadno dokáže najít požadovaný prvek apod. Toto je využíváno především v automotive, kde se zjišťuje celková uživatelská přívětivost a přehlednost designu nových vozidel.

5.4 Hra světla a stínů

Aplikace reálných materiálů včetně indexů lomu světla apod. umožňuje vytvářet simulace osvětlení, intenzity stínů apod. Při správném nastavení vstupních dat lze vyšetřit temné kouty v interiérech vozidel, místa vyloženě přesvícená apod. Příkladem jsou kabiny strojvedoucích, kde se často řeší intenzita a rovnoměrnost osvětlení.

Specialitou systému je schopnost vytváření světelných map světlometů. To nachází využití především v automotive, kde lze ještě před výrobou prvního prototypu vyzkoušet, jak bude světlo svítit, jakou bude mít mapu, případně jak se bude promítat na vozovku a do okolí.

5.5 Grafické výstupy – rendering

Díky fyzikálně poměrně přesnému modelu lze vytvářet velice věrné rendery jednotlivých objektů. S rozvojem ray-tracing[2] technologie a prudkým nárůstem výpočetního výkonu současných grafických karet lze s vhodným HW vytvářet prakticky fotorealistické scény v reálném čase, viz obr. 10.



Obr. 10 Ukázka renderu dvojice vozidel – prostředí VRUT studio; zdroj: autor

[2] Ray tracing (česky sledování paprsků) je vizuální technologie, která využívá souhry zdrojů světel a vlastností reálných materiálů (především index lomu světla). Zdroje světla vysílají světelné paprsky (fotony) dané intenzity a odstínu, které interagují s různě barevnými povrchy jednotlivých objektů (odráží se, prochází, jsou pohlcovány) a následně sami slouží jako další světelné zdroje. Systém takto při výpočtu sleduje cestu jednotlivých paprsků od zdroje až po poslední interakci. Takto lze vytvářet násobné odlesky paprsků a docílit fyzikálně přesných zobrazení. Nevýhodou technologie jsou nároky na výpočetní výkon zobrazovacího zařízení, kde při jeho nedostatku dochází k zrnitosti obrazu – tmavé body v obrazu udávají místa, kam ještě výpočetně nedopadly žádné světelné paprsky.

Zároveň lze vytvářet i rozměrné obrazy typu poster nebo billboard s prakticky libovolným rozlišením. V takovém případě už ale zpravidla nelze hovořit o real-time renderu, nýbrž o několika hodinovém až několikadenním výpočtu v rámci výpočetního centra.

6 ZÁVĚR

V rámci příspěvku byly ukázány některé základní aspekty technologie virtuální reality, zběžný popis laboratoře na fakultě strojní ČVUT v Praze a některé inovativní prvky spojené se zavedením systému virtuální reality VRUT od Škoda Auto a.s. Pomocí sytému VRUT bylo možné studenty blíže seznámit s virtuálními technologiemi z hlediska praktického využití v průmyslu a zároveň je upozornit na možná negativa použití (chyby dat při konverzi, potíže s orientací v prostoru, problémy dané zdravotním stavem uživatele). Z hlediska zpětné vazby lze říci, že reakce jsou veskrze pozitivní, a to jak ze strany studentů fakulty, tak i externích návštěv z různých stupňů školství.

Cílem příspěvku zároveň bylo ukázat některé současné možnosti VR a případný přínos jak do oblasti vývoje kolejových vozidel, tak průmyslu obecně. Virtuální realita dnes není doménou pouze průmyslového odvětví, nýbrž stále více se promítá i do oblastí typu zdravotnictví, obchod, výuka apod. Tomu přispívají jednak stále lepší výkonové parametry výpočetní techniky, ale také fakt, že zařízení pro zobrazování VR se dnes cenově dostávají na poměrně přijatelné hodnoty, které svou cenou odpovídají hlavním komponentám stolních počítačů. Samozřejmě lze najít některé výjimky v podobě špičkových zařízení s cenami v řádech 10 000 EUR, nicméně i s nepříliš vysokým rozpočtem lze dosáhnout zajímavých výsledků. Limitujícím faktorem jsou tak dnes především ceny licencí, které mohou snadno přesáhnout cenu za HW. Nicméně rozvoj a rozšiřování VR technologií otevírá dveře i dalším SW projektům s tímto zaměřením. Do budoucna tak nelze vyloučit snížení cen na podstatně přijatelnější úroveň.

Informace o systému VRUT byly sdíleny s laskavým souhlasem společnosti Škoda Auto a.s.

◆◆

Literatura

[1] *Stereopsis*. Online. Wikipedia. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Stereopsis. [citováno 2025-06-19]

[2] *Stereopsis and Tests for Stereopsis*. Online. EyeWiki. Dostupné z: https://eyewiki.org/Stereopsis_and_Tests_for_Stereopsis. [citováno 2025-07-20]

[3] Future Technology. *Speciální projekční systémy. VR Cave a 3D VR Cave – Cave Automatic Virtual Environment*. Online. Dostupné z: https://www.futuretechnology.cz/nase-sluzby/specialni-projekcni-systemy/. [citováno 2025-07-20]

[4] FRIDRICHOVSKÝ, T., ZÍKA, J. Virtuální realita ve výuce kolejových vozidel na Fakultě strojní, ČVUT. In: *Súčasné problémy v koľajových vozidlách – PRORAIL 2023: XXVI. medzinárodná konferencia, zborník prednášok, diel I.* Žilina: VTS pri ŽU v Žiline, 2023, s. 121–128. ISBN 978-80-89276-61-5.

[5] Fakulta strojní ČVUT v Praze. *Virtuální prohlídka Fakulty strojní ČVUT v Praze*. Online. Dostupné z: https://www.fs.cvut.cz/aktuality/1539-212/a-href-https-vr-fs-cvut-cz-target-blank-virtualni-prohlidka-fakulty-strojni-cvut-v-praze-a/. [citováno 2025-07-28]

[6] KYBA, V., MÍŠEK, A., et al. *Dokumentace aplikace VRUT*. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta elektrotechnická a Škoda-auto a.s., 2010.

[7] Interní výukové materiály spol. Škoda Auto a.s.

Zasláno / received: 23. 06. 2025, přijato / accepted: 31. 07. 2025, publikováno / published: 17. 09. 2025.

Příspěvek recenzovali / The paper was reviewed by: Ing. Jiří Pohl (Siemens Mobility, s.r.o.), doc. Ing. Jan Chocholáč, Ph.D. (Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera).

CURRENT PROBLEMS IN RAIL VEHICLES

XXVII. conference with international participation
17–19 September 2025, Česká Třebová

ANALYSIS OF THE STRENGTH OF AN OPEN WAGON BODY WHEN IT IS LIFTED TO CHANGE BOGIES AT A RAILWAY FERRY STATION

ANALÝZA PEVNOSTI OTVORENÉHO VOZŇA PRI JEHO ZDVIHNUTÍ ZA ÚČELOM VÝMENY PODVOZKOV NA ŽELEZNIČNEJ TRAJEKTOVEJ STANICI

Juraj GERLICI[1], Alyona LOVSKA[2], Ján DIŽO[3]

e-ISBN: 978-80-7560-564-1
DOI: 10.46585/spkv20252656
ISSN: 3029-8342
CC BY

Abstract

The presented research highlights the analysis of the strength of an open wagon body when it is lifted to change bogies in the conditions of a railway ferry station. It has been established that the strength of the open wagon body structure withstands the loads arising during its lifting by a handling machine. There were analysed the places, where a transport equipment interacts with the towing brackets, which are welded to the corner posts of the wagon body. The conducted research will contribute to the creation of recommendations for the design of modern freight wagon structures and increasing the efficiency of the operation in railway-ferry stations.

Keywords

an open wagon, lifting and transport operations, open wagon body strength, open wagon body load, railway ferry transportation

Abstrakt

Predložený výskum sa zameriava na analýzu pevnosti otvorenej skrine vozňa pri jej zdvíhaní za účelom výmeny podvozkov v podmienkach železničnej trajektovej stanice. Bolo zistené, že pevnosť konštrukcie otvorenej skrine vozňa odoláva zaťaženiam vznikajúcim pri jej zdvíhaní manipulačným strojom. Boli analyzované miesta, kde dopravné zariadenie interaguje s ťažnými konzolami, ktoré sú privarené k rohovým stĺpikom skrine vozňa. Vykonaný výskum prispeje k vytvoreniu odporúčaní pre návrh moderných konštrukcií nákladných vozňov a zvýšenie efektívnosti prevádzky v železnično-trajektových komplexoch.

Klíčová slova

otvorený vagón, zdvíhacie a prepravné operácie, pevnosť otvoreného vagóna, zaťaženie otvoreného vagóna, železnično-trajektová preprava

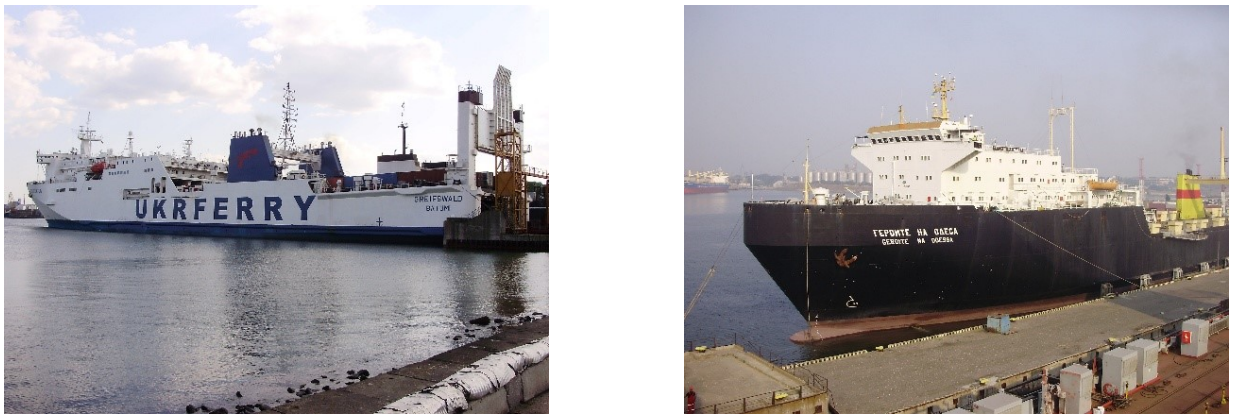
[1] **prof. Dr. Ing. Juraj Gerlici, prof. h.c.**, 0000-0003-3928-0567. University of Žilina, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Transport and Handling Machines. Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina, Slovak Republic, phone: +421 41 513 2550, e-mail: juraj.gerlici@fstroj.uniza.sk

[2] **prof. Ing. Alyona Lovska, Dr.Sc. Tech.**, 0000-0002-8604-1764. University of Žilina, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Transport and Handling Machines. Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina, Slovak Republic, phone: +421 41 513 2660, e-mail: alyona.lovska@fstroj.uniza.sk

[3] **doc. Ing. Ján Dižo, PhD.**, 0000-0001-9433-392X. University of Žilina, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Transport and Handling Machines. Univerzitná 8215/1, 010 26 Žilina, Slovak Republic, phone: +421 41 513 2560, e-mail: jan.dizo@fstroj.uniza.sk

1 INTRODUCTION

The possibility of European countries entering international communication led to a creation and successful operation of railway ferry transportation [1-5]. Currently, the largest European railway ferry routes pass through the waters of the Baltic and Black Seas. Particular attention should be paid to the railway ferry crossing connecting Ukraine with Bulgaria. It is served by railway ferries of the “Heroes of Shipka” type, which are designed for 108 wagons. The railway ferries are depicted in Fig. 1 and Fig. 2.



a) b)

Fig. 1 Railway ferries: a) Greifswald; b) Heroes of Odessa



a) b)

Fig. 2 Placement of wagons on the decks of railway ferries: a) Heroes of Plevna; b) Heroes of Odessa

The peculiarity of this crossing is that there is a special point in Varna for changing wagons from a 1520 mm track gauge to a 1435 mm track gauge [6] (Fig. 3). Lifting and transport machines are used to change wagon bodies to other type of bogies (Fig. 4). In this case, this machine includes equipment, which is attached to the structural components of the wagon body. Then, the wagon body is lifted.

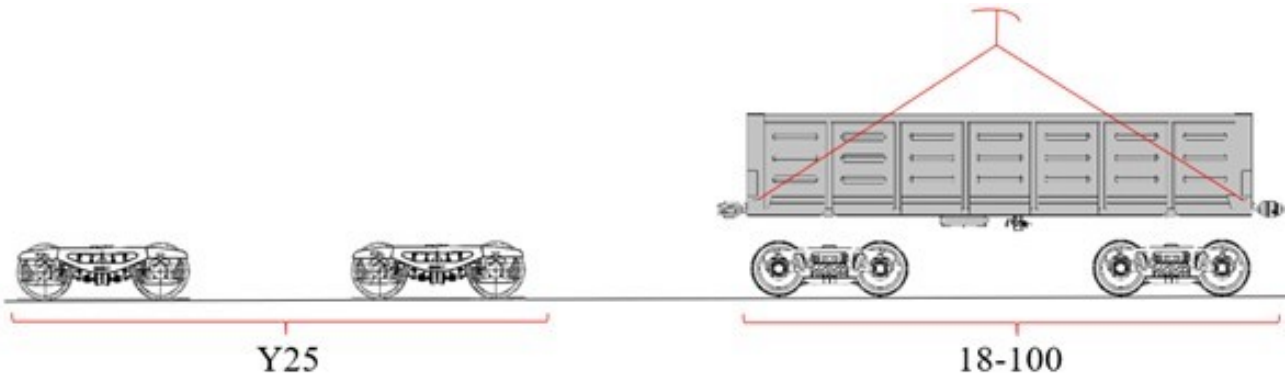
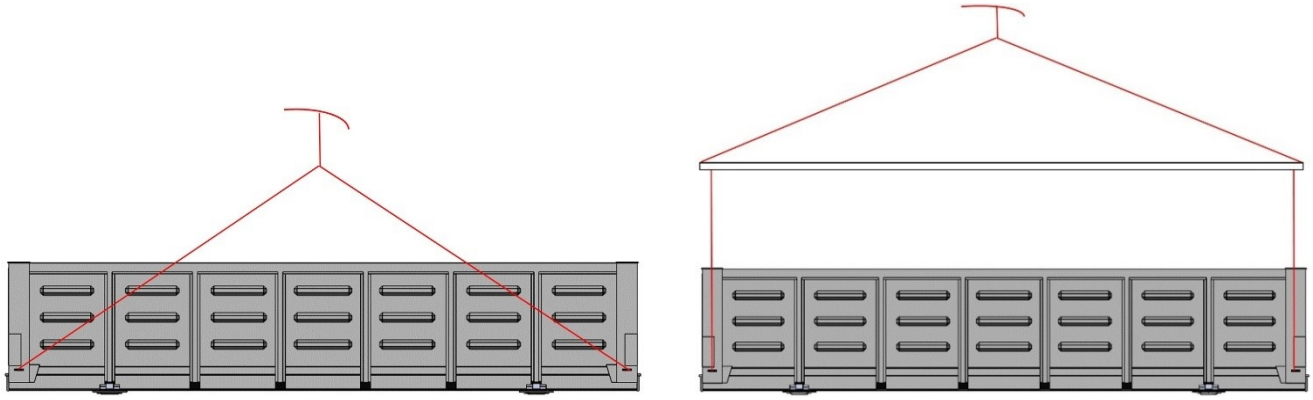


Fig. 3 A scheme of changing the wagon body from 18-100 model bogies to Y25 bogies

It is important to note, that analysis of the wagon body strength when it interacts with fastening equipment is important from the safety point of view during handling and transporting operation. Therefore, this study is devoted to determining the strength of a wagon body when it is lifted to change bogies in the conditions of a railway ferry station.



a) b)

Fig. 4 Schemes of securing the body during lifting: a) angular fastening of cables; b) vertical fastening of cables

The issues of ensuring the strength of wagon bodies during operation in international railway ferry transportation are relevant. The prospects for the functioning railway ferry transportation are analysed in work [7]. The technology of transporting wagons by railway ferries without bogies is considered. The advantages of this technology in comparison with known ones are presented. At the same time, the authors did not conduct a study of the wagon body strength when loading or unloading them on/from a ferry using such technology.

The features of securing wagons on railway ferries decks are investigated in expert works [8, 9]. Requirements for the placement of wagon securing means relative to the deck are given. However, the features of the wagon loading during lifting and transport operations are not specified.

Research of the strength of an open wagon body when transported by a railway ferry was conducted in the scientific paper [10]. In this case, the finite element method implemented in the SolidWorks Simulation software was applied for the research. The calculation results were confirmed by experimental studies of the wagon body strength. The disadvantage of this work is that it is limited to determining the strength of an open wagon body during its transportation by a railway ferry. The authors team did not consider its loading during lifting and transport operations.

The features of the loads of an open wagon body during its loading onto a railway ferry by coasting are highlighted in the work [11]. The accelerations acting on an open wagon body when passing through the joints zone of the railway ferry tracks and the deck are determined. However, the author did not study the loading of the open wagon body during lifting and transport operations in the conditions of the railway ferry station.

The issue of studying the strength of vehicles during railway ferry transportation is covered in the article [12]. At the same time, the most unfavourable type of railway ferry vibrations was considered. It is side swaying. Based on the conducted research, requirements were formulated for the safety of rail vehicle transportation by the railway ferry. However, the author did not pay attention to the issues of determining the loading of wagons during handling, i.e. lifting and transport operations.

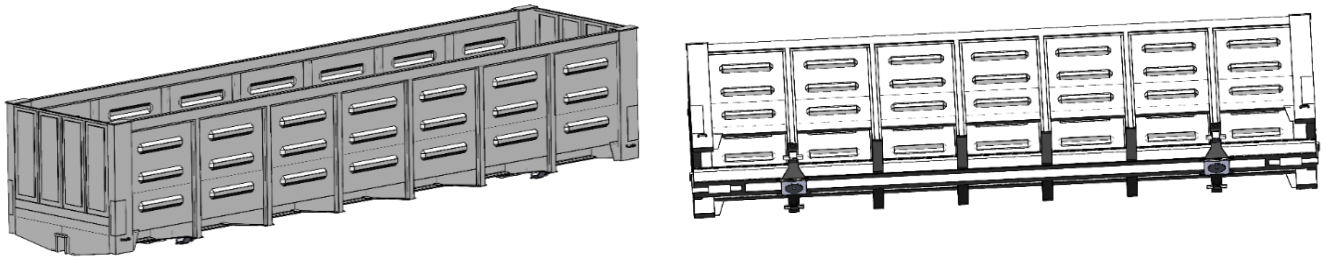
The conducted analysis of literature sources proves that the issue of determining the loading of the open wagon body during its lifting for changing bogies in the conditions of the railway ferry station was not investigated properly. This requires conducting research in the specified direction.

Hence, the purpose of the presented research article is to analyse the strength of the open wagon body during its lifting to change bogies in the conditions of the railway ferry station. The following tasks were formulated to achieve this goal:

- to create of a calculation diagram of the open wagon body when it is lifted by the towing brackets,
- to calculate the strength of the open wagon body.

2 MATERIALS AND METHODS

The study was conducted on the example of an open wagon, a model 12-757. A spatial model of the open wagon was created in SolidWorks software (Fig. 5). Structural elements that rigidly interact with each other were taken into account in the created model. Therefore, hatch covers are absent in the model because they have a hinged connection with the body. The model does not take into account the presence of welded seams or riveted joints and it is created as a monolithic structure. The calculation scheme of the open wagon is shown in Fig. 6. It considers the effect on the open wagon body of the following loads: the vertical static load P_V, pressure caused by the transported cargo on the side and end walls P_S. A wind load P_W was also applied to the outer surface of the side wall. Appropriate calculations were performed using the finite element method is implemented in the SolidWorks Simulation software [13, 14] to study the strength of an open wagon body during its lifting. The Mises criterion (the 4th energy theory) was applied.



a) b)

Fig. 5 Spatial model of the open wagon body: a) a top view; b) a bottom view

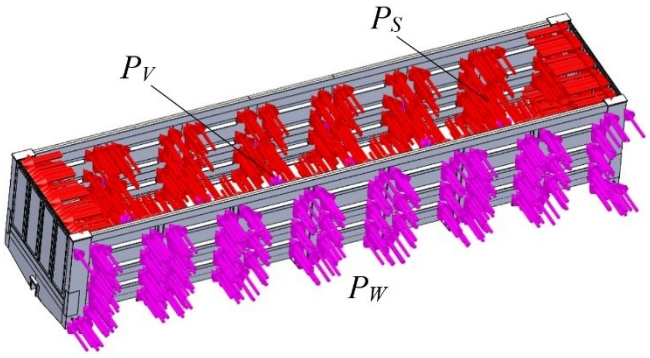


Fig. 6 A calculation diagram of the open wagon body

When calculating the design of a small weight of the open wagon body, it is provided using the options of the software package. The vertical static load P_V monitors the weight of the cargo in the open wagon, namely the value of 69.0 t (690 kN). This force was applied to the body frame.

There was considered in the calculation, that the open wagon body is loaded with crushed stone. The pressure from the load on the walls was determined using the formula [15]:

$$P_S = \gamma \cdot g \cdot H \cdot \tan^2\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2}\right), \tag{1}$$

where γ is cargo density [kg/m^3], H is body wall height [m], g is gravitational acceleration [m/s^2] and φ is an angle of repose of cargo [°].

The pressure on the side walls of the body was 6.9 kPa, and on the end walls 61.2 kPa. The pressure was applied to the side walls according to the law of a triangle with a maximum at the base. Further, the pressure was applied according to the law of a trapezoid, also with a maximum at the base. In this case, the standards set out in document [15] were considered, because the type of the studied open wagon is designed for operation on a 1520 mm railway track. However, it can also be operated on a 1435 mm railway track considering the use of an adapter between the body center plate and the bogie center plate. This is due to the fact that a flat center plate is used on 1520 mm railway track, and on 1435 mm railway track bogies a spherical one is used.

The wind load [16] is calculated using the following formula:

$$P_{\mathrm{W}} = p \cdot S, \tag{2}$$

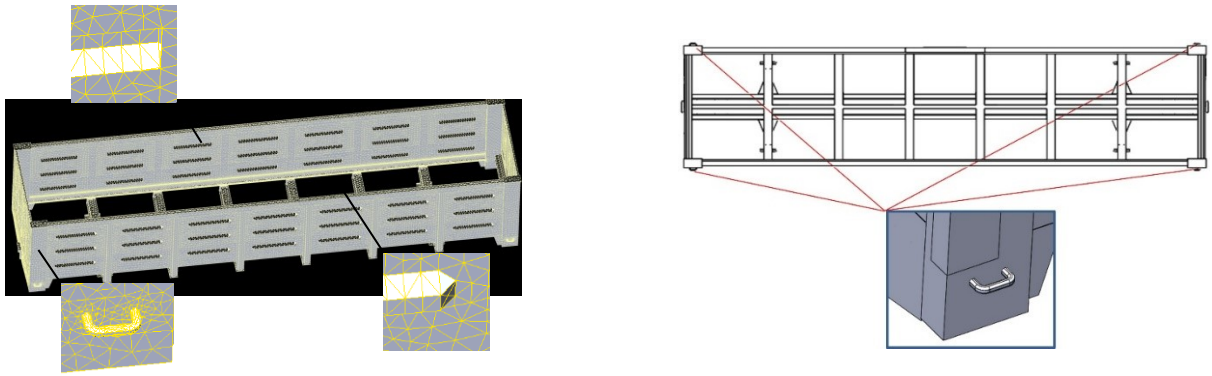
where p is wind pressure [MPa] and S is body side wall area [mm^2].

The magnitude of this force is 6.1 kN. It was applied to the outer side surface of the open wagon body.

When performing calculations, dynamic loads acting on the open wagon body and caused by its possible rocking were not considered. That is, the calculation was performed statically.

The finite element model of the body is formed by isoparametric tetrahedra elements (Fig. 7a). Their number is calculated by means of the graph-analytical method. Taking this into account, the model has 153,157 nodes and 469,910 finite elements with a maximum size of 80 mm and a minimum size of 16 mm.

The model was secured by consoles for pulling up the wagon during shunting operations (Fig. 7b). A rigid connection was considered in the calculation scheme. The wagon body material is steel marked as 09G2S. The permissible stresses for this type of steel under the given loading regime are taken to be 210 MPa [15].



a) b)

Fig. 7 The open wagon body: a) a finite element model, b) a placement of a console on the open wagon body for pulling up the wagon during shunting operations

3 RESULTS AND DISCUSSION

Firstly, the calculation was carried out for the body lifting scheme shown in Fig. 4a. Based on the performed calculations, the stress and displacement distribution fields in the open wagon body structure were obtained and they are depicted in Fig. 8 to Fig. 10.

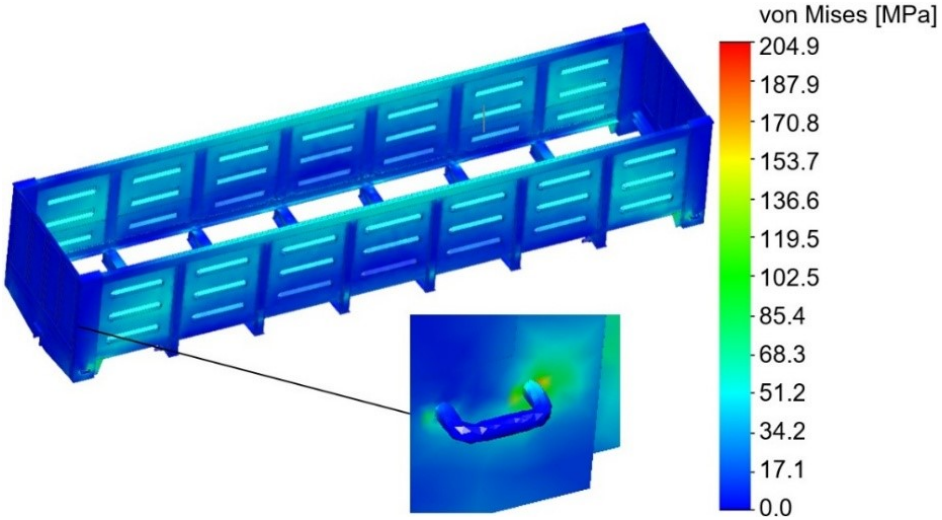


Fig. 8 A distribution of stresses in the open wagon body structure

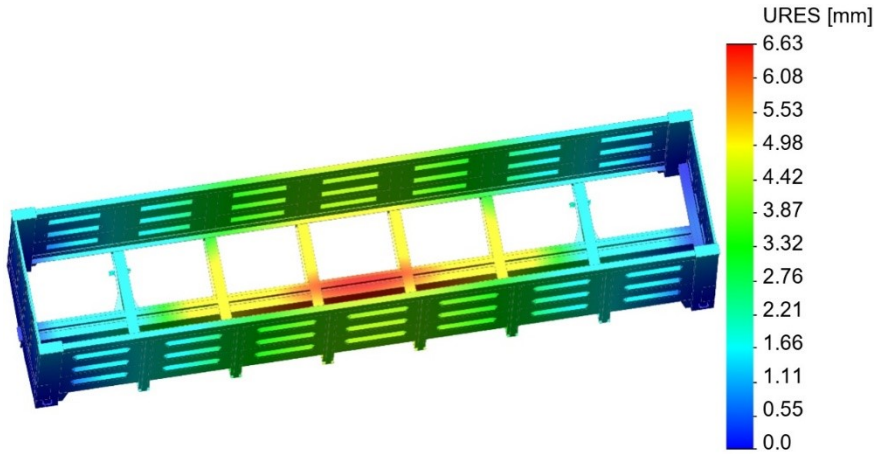
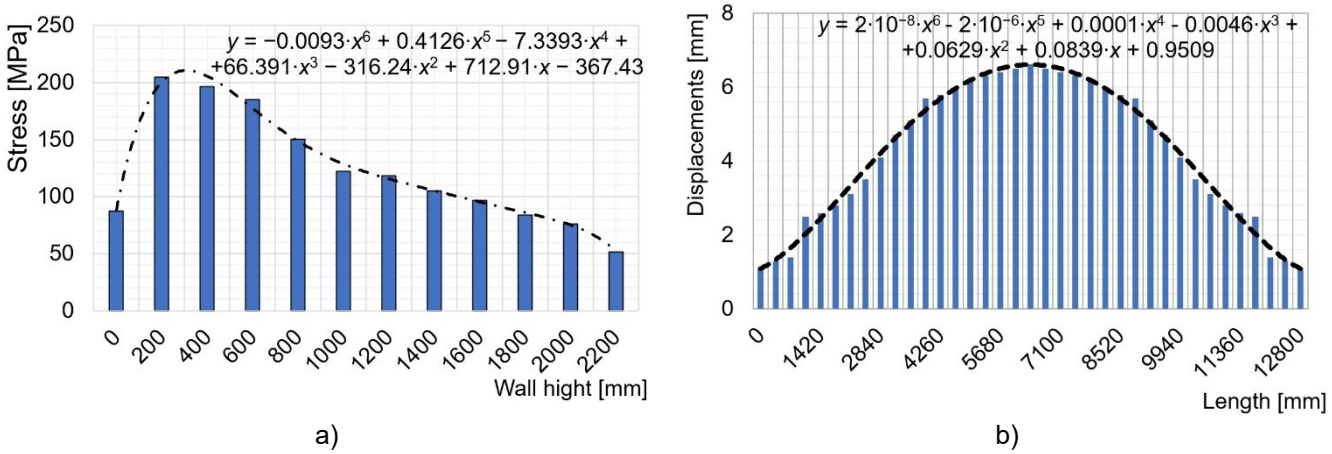


Fig. 9 Deflections in the nodes of the open wagon body structure



a) b)

Fig. 10 A distribution of stresses and deflections along the length of the open wagon body elements: a) A distribution of stresses along the height of the corner post of the open wagon body, b) A distribution of deflections along the length of the backbone beam of open wagon body

It was found out that the maximum stresses in the open wagon body structure occur in the zone of interaction of the console with the corner post and are 205 MPa (Fig. 8). The resulting stresses are 2.4% lower than the permissible ones. The distribution of stresses along the height of the corner post is shown in Fig. 10a. It can be concluded analyzing this figure, that the maximum stresses occur in the area of attachment of the bracket to the corner post. Along the height of the post, these stresses decrease.

The maximum displacements that occur in the frame are 6.6 mm (Fig. 9). They are concentrated in the middle part of the backbone beam of the open wagon body structure (Fig. 10b). This dislocation of stresses is explained by the scheme of fastening and loading of the open wagon body.

The calculation was also performed for the body lifting scheme shown in Fig. 4b. The calculation results are shown in Fig. 11, 12. The maximum stresses also take place in the interaction zone of the bracket with the corner post and are 208.8 MPa, i.e. they do not exceed the permissible ones. The maximum deflections are recorded in the central part of the center beam and are equal to 6.71 mm. The achieved stresses at this stage are not compared with the experimental ones. A similar issue will be considered in subsequent works of the authors. The study also paid attention to the issue of the strength of the towing bracket as a separate element of the body structure. For this purpose, a spatial model of the bracket was created (Fig. 13).

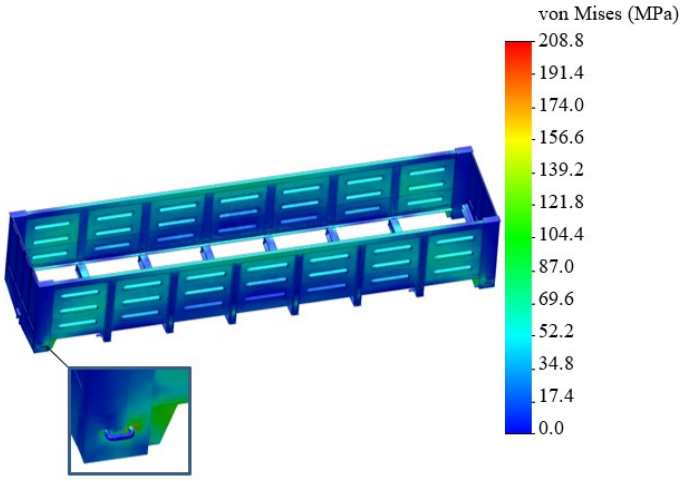


Fig. 11 Stress state of the open wagon body

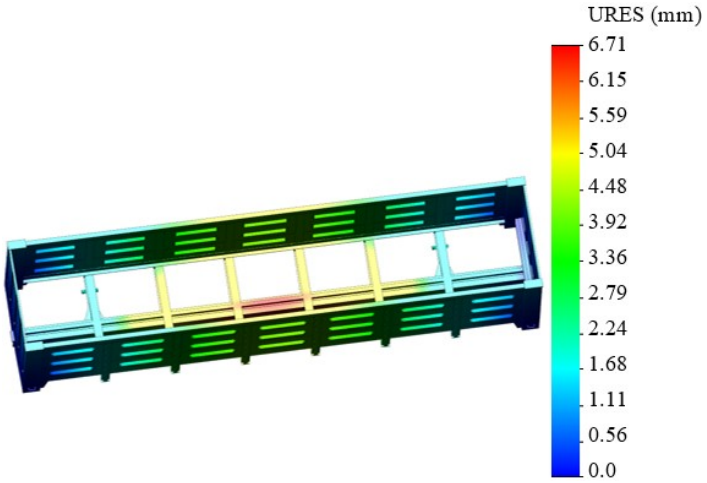


Fig. 12 Deflections in the nodes of the open wagon body

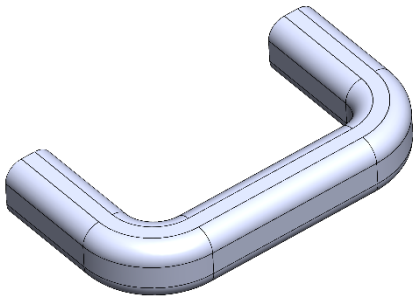


Fig. 13 A spatial model of the towing bracket

The calculation scheme of the bracket is shown in Fig. 14a. In this case, the case of loading the bracket with only a vertical load was considered, i.e. the body lifting scheme shown in Fig. 4b was considered. The finite element model of the bracket is formed by tetrahedrons (Fig. 14b). Their number is 9538, with the number of nodes being 14,862. The tetrahedrons are the same size of 6.4 mm. The bracket was fixed in the zones of its interaction with the corner post. Rigid fastening was used.

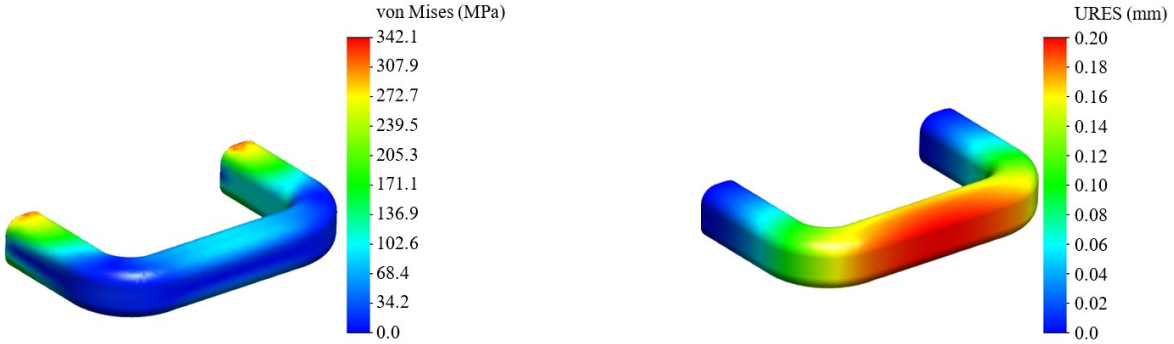
The results of the bracket calculation are shown in Fig. 15. The maximum stresses in the bracket were 342.1 MPa (Fig. 15a). They occur in the area of interaction of the bracket with the corner post. These stresses are higher than those obtained for the case of loading the bracket as part of the open wagon body structure. This can be explained by the bracket fastening scheme, namely the use of rigid fastening. At the same time, given the fact that in reality the bracket is designed to perceive longitudinal loads, i.e. pulling the wagon during maneuvers, it can be considered that this loading scheme is above the standard for it. Therefore, it is proposed to accept the yield stress of the material, which is 345 MPa, as the permissible

stresses. Taking this into account, the obtained stresses are lower than the permissible ones. The maximum displacements in the nodes are recorded in the central part of the bracket, but they are very insignificant, i. e. less than 1 mm (Fig. 15b).



(a) (b)

Fig. 14 A calculation scheme of the bracket (a); a finite element model of the bracket (b)



(a) (b)

Fig. 15 Stress state of the bracket (a); deflections in the bracket nodes (b)

The limitation of this study is that the symmetrical placement of the cargo in the open wagon body was considered. That is, its uneven distribution relative to the body was not considered, which may affect its loading when lifting to change bogies. Therefore, the next stage of the development of this study is the influence of the asymmetry of the body loading on its strength when lifting to change bogies.

The conducted studies will contribute to the creation of recommendations for the design of modern car structures and increasing the efficiency of railway ferry stations.

4 CONCLUSIONS

A calculation scheme of the open wagon body when it is lifted by the console has been created. It has been considered that the following loads act on the car body: vertical static, as well as pressure from the cargo on the side and end walls. The body was secured by the towing brackets. The strength of the open wagon body structure has been calculated. At the same time, the maximum stresses were recorded in the zones of interaction of the console with the corner posts and amounted to 208.8 MPa. The resulting stresses are lower than the permissible. Therefore, the strength of the open wagon body structure when it is lifted by the console is maintained. The maximum displacements were 6.6 mm and occur in the middle part of the backbone beam of the open wagon boy structure.

The study also examined the strength of the towing bracket when taking on the vertical loads. The calculation results showed that the maximum stress in the bracket was 342.1 MPa, and the deflections in the nodes were 0.2 mm.

This research was supported by the project VEGA 1/0305/23: The research of dynamic properties of mechanical systems of railway vehicles with flexible structural components when running on a track. This research was supported by the project KEGA No. 031ŽU-4/2023: Deepening the knowledge of university students in the field of construction of transport means by carrying out professional and scientific research activities in the field. „Funded by the EU NextGenerationEU through the Recovery and Resilience Plan for Slovakia under the project No. 09I03-03-V01-00131."

◆◆

References

[1] KNOWLES, R. D. *Spatial impacts of train ferries and fixed links in Denmark.* Online. The Journal of Transport History. 2025. ISSN 0022-5266. Available from: https://doi.org/10.1177/00225266251344871. [cited 2025-06-02]

[2] LOVSKA, A. *Simulation of loads on the carrying structure of an articulated flat car in combined transportation.* Online. International Journal of Engineering and Technology. Vol. 7 (2018), no. 4.3, pp. 140–146. ISSN 2227-524X. Available from: https://doi.org/10.14419/ijet.v7i4.3.19724. [cited 2025-06-02]

[3] DÁVID, A., GALIERIKOVÁ, A., TENGLER, J., STUPALO, V. *The northern sea route as a new route for maritime transport between the far east and Europe.* Online. Communications – Scientific Letters of the University of Žilina. Vol. 23 (2021), pp. A74–A79. ISSN 1335-4205. Available from: https://doi.org/10.26552/COM.C.2021.2.A74-A79. [cited 2025-06-02]

[4] BRUMERCIKOVA, E., BUKOVA, B., RYBICKA, I., DROZDZIEL, P. *Measures for increasing performance of the rail freight transport in the north-south direction.* Online. Communications – Scientific Letters of the University of Žilina. Vol. 21 (2019), pp. 13–20. ISSN 1335-4205. Available from: https://doi.org/10.26552/com.C.2019.3.13-20. [cited 2025-06-02]

[5] BUREIKA, G., VAIČIUNAS, G., SHI, D., ZANUY, A. C. *Influence of track geometry condition monitoring on railway infrastructure maintenance processing.* Online. Transport Problems. Vol. 17 (2022), no. 4, pp. 211–220. ISSN 1896-0596. Available from: https://doi.org/10.20858/TP.2022.17.4.18. [cited 2025-06-02]

[6] ŠŤASTNIAK, P., SMETANKA, L., MORAVČÍK, M. Development of modern railway bogie for broad track gauge – Bogie frame assessment. *Manufacturing Technology*. Vol. 17 (2017), no. 2, pp. 250–256. ISSN 1213-2489.

[7] PARKHOMENKO, L., VIZNYAK, R., SKURIKHIN, D., EIDUKS, J. *Railway-Ferry Crossings of Ukraine and Baltics as an Efficient Link of the Baltic-Black Sea Transport Corridor.* Online. In: GINTERS, E., RUIZ ESTRADA, M., PIERA EROLES, M. (eds.) ICTE in Transportation and Logistics 2019. ICTE ToL 2019. Lecture Notes in Intelligent Transportation and Infrastructure. Springer, 2020, pp. 171–179. ISBN 978-3-030-39688-6. Available from: https://doi.org/10.1007/978-3-030-39688-6_23. [cited 2025-06-02]

[8] *Cargo securing manual for m/v "Geroi Plevny" No. 2512. 02*. Odessa: Ministry of transport in Ukraine, State Department of Sea and River Transport, 1997. 51 p.

[9] *Cargo securing manual transocean line a/s ms "Greifswald".* Germanischer Lloyd, 2001. 39 p.

[10] LOVSKA, A., GERLICI, J., DIZO, J., ISHCHUK, V. *The Strength of Rail Vehicles Transported by a Ferry Considering the Influence of Sea Waves on Its Hull.* Online. Sensors. Vol. 24 (2024), no. 1, article 183. ISSN 1424-8220. Available from: https://doi.org/10.3390/s24010183. [cited 2025-06-02]

[11] LOVSKA, A. Investigation into the dynamic force influencing the body of open boxcars during their loading on train ferries (in Ukrainian). *Technics and Technologies*. 2016, no. 29, pp. 72–78.

[12] LOVSKA, A. Modeling the dynamic loading of an articulated wagon-platform at transportation on a railway ferry (in Ukrainian). *Visnik of the Volodymyr Dahl East Ukrainian National University*. 2018, no. 2, pp. 154–159. ISSN 1998-7927.

[13] KOZYAR, M. M., FESHCHUK, Y. V., PARFENYUK, O. V. *Computer graphics: SolidWorks: a textbook* (in Ukrainian). Kherson: Oldi-plus, 2018. 252 p.

[14] PUSTYULGA, S. I., SAMOSTYAN, V. R., KLAK, Y. V. *Engineering graphics in SolidWorks: a tutorial* (in Ukrainian). Lutsk: Vezha, 2018. 172 p.

[15] DSTU 7598:2014. *Freight wagons. General requirements for calculations and design of new and modernized 1520 mm gauge wagons (non-self-propelled)*.

[16] ALIC, D., MILTENOVIC, A., BANIC, M., ZAFRA, R. V. *Numerical Investigation of Large Vehicle Aerodynamics Under the Influence of Crosswind.* Online. Spectrum of Mechanical Engineering and Operational Research. Vol. 2 (2025), no. 1, pp. 13–23. ISSN 3042-0288. Available from: https://doi.org/10.31181/smeor21202526. [cited 2025-06-02]

Received / zasláno: 10. 06. 2025, accepted / přijato: 10. 07. 2025, published / publikováno: 17. 09. 2025.

The paper was reviewed by / Příspěvek recenzovali: doc. Ing. Josef Kolář, CSc. (Czech Technical University in Prague, Faculty of Mechanical Engineering), doc. Ing. Petr Tomek, Ph.D. (University of Pardubice, Faculty of Transport Engineering).

SOUČASNÉ PROBLÉMY V KOLEJOVÝCH VOZIDLECH

XXVII. konference s mezinárodní účastí
17.–19. září 2025, Česká Třebová

VEDENÍ TRAMVAJOVÉHO DVOJKOLÍ PŘI PRŮJEZDU PŘES DVOJITÉ SRDCOVKY

GUIDANCE OF TRAM WHEELSET PASSING OVER OBTUSE CROSSING

Aleš HÁBA[1]

e-ISBN: 978-80-7560-564-1
DOI: 10.46585/spkv20252696
ISSN: 3029-8342
CC BY

Abstrakt

Příspěvek je zaměřen na hodnocení vztahu dvojkolí–kolej při průjezdu dvojitou srdcovkou v tramvajovém provozu. Rozbor obsahuje dva nejčastější případy z hlediska konstrukce koleje – křížení s hlubokými žlábky v konstrukci koleje z Vignolových kolejnic a křížení s mělkými žlábky. Je využita metoda posuzování průjezdu přes dvojité srdcovky definovaná ve vyhlášce UIC 510-2, která je aplikována do oblasti tramvajového provozu. Rozbor vztahu dvojkolí–kolej je proveden pro různé hodnoty klíčových rozměrových parametrů dvojkolí a koleje za účelem stanovení základních požadavků pro zajištění spolehlivého vedení tramvajového dvojkolí při průjezdu dvojitou srdcovkou.

Klíčová slova

tramvaj, dvojkolí, kolejnice, okolek, přídržnice, dvojitá srdcovka, hluboký žlábek, mělký žlábek, hrot srdcovky

Abstract

This paper is concerned to the assessment of a wheelset–track interaction in the obtuse crossing of a tram operation. The analysis contains the two most common cases in terms of a tram track structure – the crossing with the deep grooves in the tram track structure of the Vignol rails and the crossing with the flat grooves. The method of the assessment of a wheelset passing over the obtuse crossing defined in the code UIC 510-2 is used and applied to the tram operation. The analysis of a wheelset-track interaction is performed for the different values of the key dimensional parameters of a wheelset and a track for the purpose of the determination of the basic requirements to ensure the reliable tram wheelset guidance passing over the obtuse crossing.

Keywords

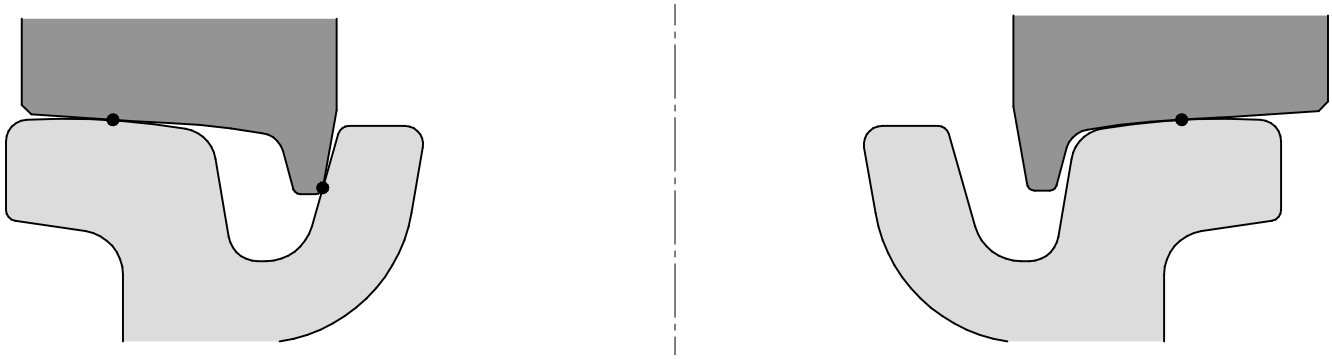
tram, wheelset, rail, flange, guard rail, obtuse crossing, deep groove, flat groove, double frog

1 ÚVOD

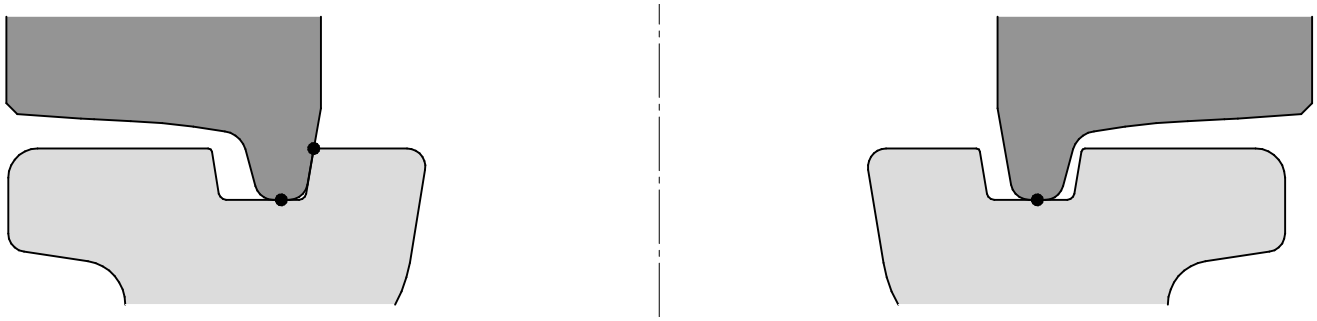
Vztah dvojkolí – kolej v podmínkách tramvajového provozu je z části poněkud odlišný od železnice. Tato odlišnost je dána používáním žlábkových kolejnic, kde se při bočním opotřebení kolejnice a nebo opotřebení vnější hrany okolku kola připouští vedení dvojkolí přírubou (viz obr. 1). Další a značně významná odlišnost tramvajového provozu od železnice je běžné pojíždění dvojkolí po temeni okolku v mělkých žlábcích. Tento způsob pojíždění dvojkolí v koleji je nezbytný v těch místech, kde se vyskytuje

[1] **Ing. Aleš Hába, Ph.D.**, 0000-0002-0360-661X. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, Katedra mechaniky, materiálů a částí strojů. Dislokované pracoviště Česká Třebová, Pražského 547, 560 02 Česká Třebová, Česká republika, tel.: +420 466 037 428, e-mail: ales.haba@upce.cz

velký úhel křížení kolejí (obvykle nad 15°). Zde je naopak přímo žádoucí, aby bylo dvojkolí vedeno vnitřní hranou žlábku, tedy na vnitřní straně okolku odpovídajícího kola dvojkolí (viz obr. 2). Obě zmíněná specifika vedení dvojkolí jsou však spojena s provozem v koleji, která je minimálně v křižovatkách součástí silniční komunikace uvnitř městské zástavby, a tudíž rychlostí maximálně 50 km/h.



Obr. 1 Vedení tramvajového dvojkolí přírubou žlábkové kolejnice v případě opotřebení vnější hrany okolku kola



Obr. 2 Vedení tramvajového dvojkolí v mělkém žlábku

S rozšiřováním tramvajového provozu i mimo centra měst, kde je obvykle tramvajová trať již zcela oddělena od silniční komunikace, se využívají Vignolovy, tedy železniční kolejnice. Výhybky a křížení jsou pak konstruovány obdobně jako na železnici (včetně nadvýšení přídržnic), avšak s přihlédnutím ke jmenovitým hodnotám rozkolí a šířky tramvajového okolku. Provoz tramvají na tomto typu svršku je pak obvykle spojen i s vyšší rychlostí až do 80 km/h.

Prezentovaný příspěvek představuje geometrickou (kinematickou) studii průjezdu dvojkolí přes dvojitou srdcovku za účelem zmapování této problematiky v rámci specifik tramvajového provozu. Na železnici jsou parametry koleje z hlediska interoperability přesně stanoveny a jakékoliv nové vozidlo se jim musí svými parametry pojezdu a zejména dvojkolí přizpůsobit. Jednotlivé tramvajové provozy jsou však oddělené, často využívají vlastní parametry dvojkolí, a z toho vyplývají různé parametry koleje i při stejném rozchodu. Jakákoliv nová geometrie v konstrukci takové koleje musí respektovat parametry provozovaných vozidel, aby vztah dvojkolí – kolej byl stále vyhovující. V rámci této teoretické studie jsou pro názornost použity reálné příklady dvojkolí a koleje, avšak bez odkazu na konkrétní označení. Výsledky rozboru uvedené v kap. 5 jsou tedy pouze orientační a pro jednotlivé tramvajové provozy se mohou mírně odlišovat.

2 DVOJITÁ SRDCOVKA V TRAMVAJOVÉM PROVOZU

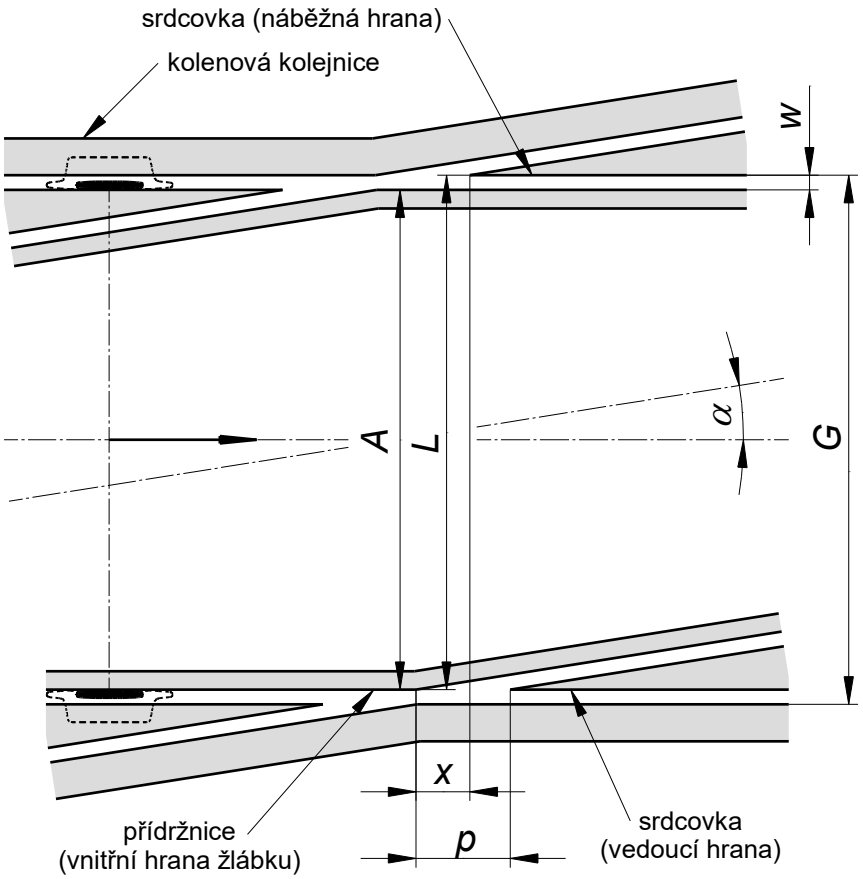
V místě, kde dochází ke křížení dvou kolejí (tzv. kolejové křížení) se vždy nachází proti sobě dvě srdcovky (viz obr. 3). Proto, aby bylo dvojkolí při opuštění kolenové kolejnice a nájezdu na hrot srdcovky spolehlivě vedeno, slouží v případě konstrukce koleje z Vignolových kolejnic u obou kolejnicových pásů přídržnice. Ty však musí být ve středu křížení z podstaty zahnuté, a z toho důvodu nejsou schopny omezit příčný pohyb dvojkolí na celé jeho dráze při opuštění kolenové kolejnice a nájezdu na hrot srdcovky, jako je tomu u jednoduché výhybky. V případě mělkého žlábku supluje roli přídržnic vnitřní

hrana žlábku. Ta však v běžné tramvajové křižovatce, která je součástí vozovky, z principu nemůže být nadvýšená. V obr. 3 jsou vyznačeny základní parametry v oblasti dvojité srdcovky v naznačeném směru jízdy. Projíždějící dvojkolí je reprezentováno dvěma řezy – čárkovanou čarou je znázorněn řez vedený úrovní nadvýšení přídržnic a černou výplní je znázorněn řez vedený rovinou dotyku okolku s hrotem srdcovky (viz kap. 4).

Vztah dvojkolí – kolej v oblasti dvojité srdcovky tedy ovlivňují následující základní parametry:

- úhel křížení α,
- nadvýšení přídržnice *z*,
- poloměr oblouku *R*
- průměr kola *d*,
- výška okolku kola *h*,
- šířka kola *b*,
- rozvor podvozku *a*

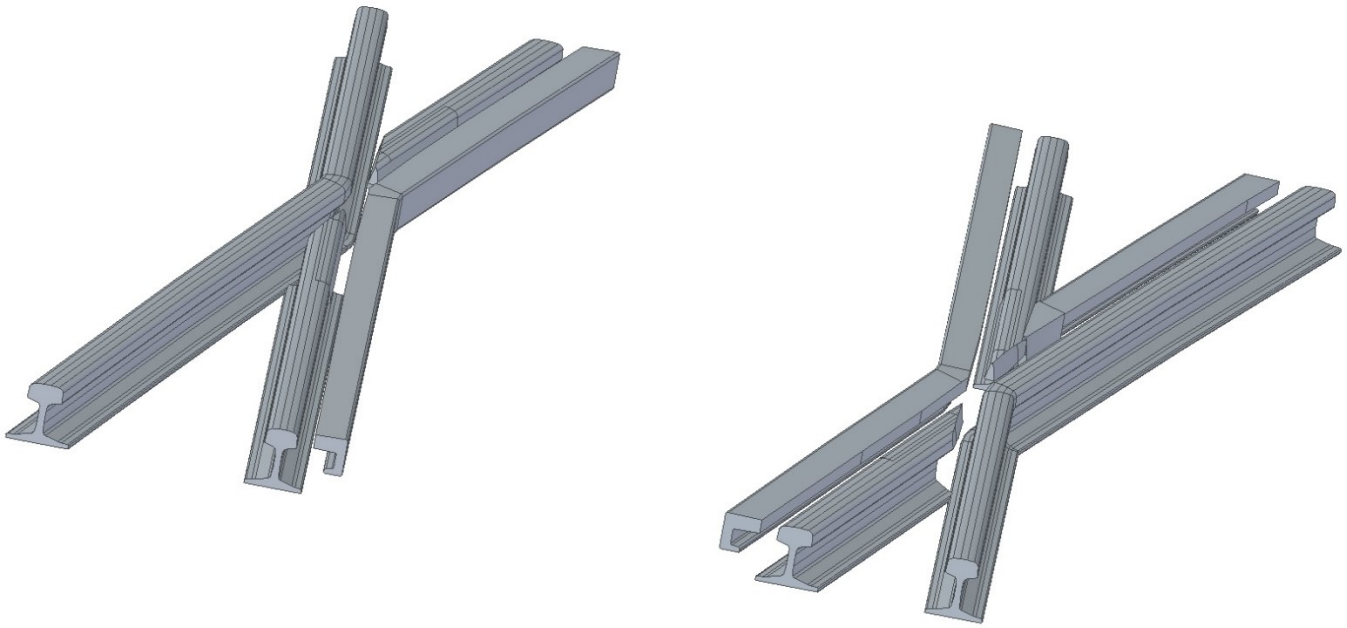
Ostatní parametry jsou buď pro daný tramvajový provoz jednotné (např. rozchod koleje a rozkolí) nebo přímo souvisí s některým z výše uvedených parametrů. Konkrétně šířka žlábku *w* závisí na poloměru oblouku *R.* Je to z důvodu postavení podvozku v oblouku, kdy vzniká úhel náběhu dvojkolí, a tedy se zmenšujícím se poloměrem oblouku *R* se zvětšuje šířka žlábku *w*. Význam úhlu křížení α, nadvýšení přídržnice *z*, průměru kola *d* a výšky okolku kola *h* je objasněn níže v rámci provedeného rozboru v kap. 5. V této souvislosti je též vhodné definovat tzv. efektivní výšku okolku h_e, což je výška okolku relevantní pro vedení dvojkolí přídržnicí, tedy měřená od roviny styčné kružnice po začátek zaoblení vnitřní hrany okolku. Šířka kola *b* pak ovlivňuje maximální hodnotu úhlu křížení α, pro kterou je možné použít hluboký žlábek [3]. Rozvor podvozku má přímý vliv na úhel náběhu kola vzniklý v důsledku geometrického postavení a vzpříčené polohy podvozku v oblouku, tedy pro případ, že se dvojitá srdcovka nachází v oblouku.



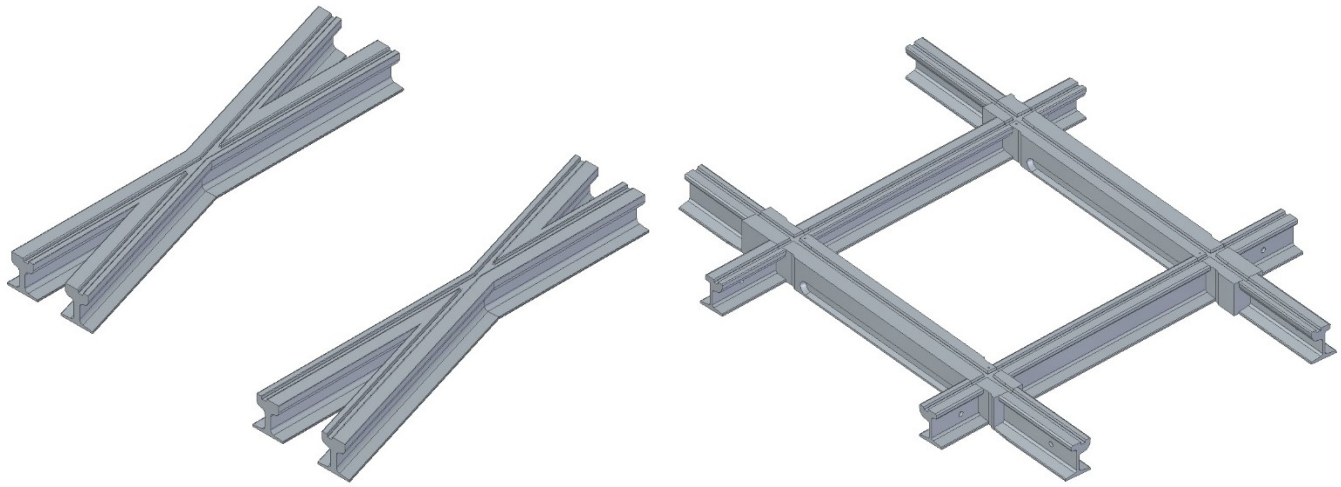
Obr. 3 Základní části a parametry dvojité srdcovky v naznačeném směru průjezdu

Kolejová křížení, a tedy i dvojité srdcovky, lze v zásadě rozdělit do dvou základních kategorií – s hlubokým žlábkem a s mělkým žlábkem.

Hluboký žlábek (viz obr. 4) lze použít jen tehdy, je-li úhel křížení α malý. Konkrétní maximální velikost úhlu křížení α pro hluboké žlábky se stanoví na základě šířky žlábku *w*, šířky kola *b* a přípustného bočního opotřebení okolku tak, aby přejezd kola z kolenové kolejnice na hrot srdcovky byl dostatečně plynulý, tzn. aby zejména hrot srdcovky plnil nosnou funkci až při tomu odpovídající šířce. Zároveň malému úhlu křížení odpovídá velká vzdálenost *x* od ohybu přídržnice k hrotu srdcovky, která je dále nazývána jako teoretická nevedená délka. Z toho důvodu je pro spolehlivé vedení dvojkolí v tomto případě nezbytností nadvýšená přídržnice. S rostoucím nadvýšením přídržnice se totiž ve dvojité srdcovce zkracuje délka úseku, kde příčný pohyb dvojkolí není dostatečně omezen. Použití nadvýšené přídržnice je však obvykle spojeno jen s konstrukcí koleje z Vignolových kolejnic.



Obr. 4 Dvojitá srdcovka s hlubokým žlábkem v konstrukci koleje z Vignolových kolejnic



Obr. 5 Dvojitá srdcovka s mělkým žlábkem a malým úhlem křížení (vlevo)
a pravoúhlé křížení kolejí s mělkým žlábkem (vpravo)

Není-li zajištěn dostatečně plynulý přejezd kola z kolenové kolejnice na hrot srdcovky, pak musí dvojkolí pojíždět po temeni okolků kol v **mělkém žlábku** (viz obr. 5 vlevo), přičemž roli přídržnic se ujímají vnitřní hrany žlábku. Ty ale nadvýšené být nemohou (jedná se zejména o kolej, která je součástí silniční komunikace v křižovatce), nicméně s rostoucím úhlem křížení α se ve dvojité srdcovce zkracuje

délka úseku, kde příčný pohyb dvojkolí není dostatečně omezen. Blíží-li se úhel křížení hodnotě 90°, typicky u křížení kolejí na pravoúhlé křižovatce (viz obr. 5 vpravo), pak už o dvojité srdcovce obvykle ani nehovoříme. Při průjezdu takovým křížením se totiž u téhož dvojkolí nachází u jednoho kola dvojitá srdcovka a u druhého kola jednoduchá srdcovka (jednoduché srdcovky jsou také součástí každého kolejového křížení a při malém úhlu křížení se nachází na jeho koncích).

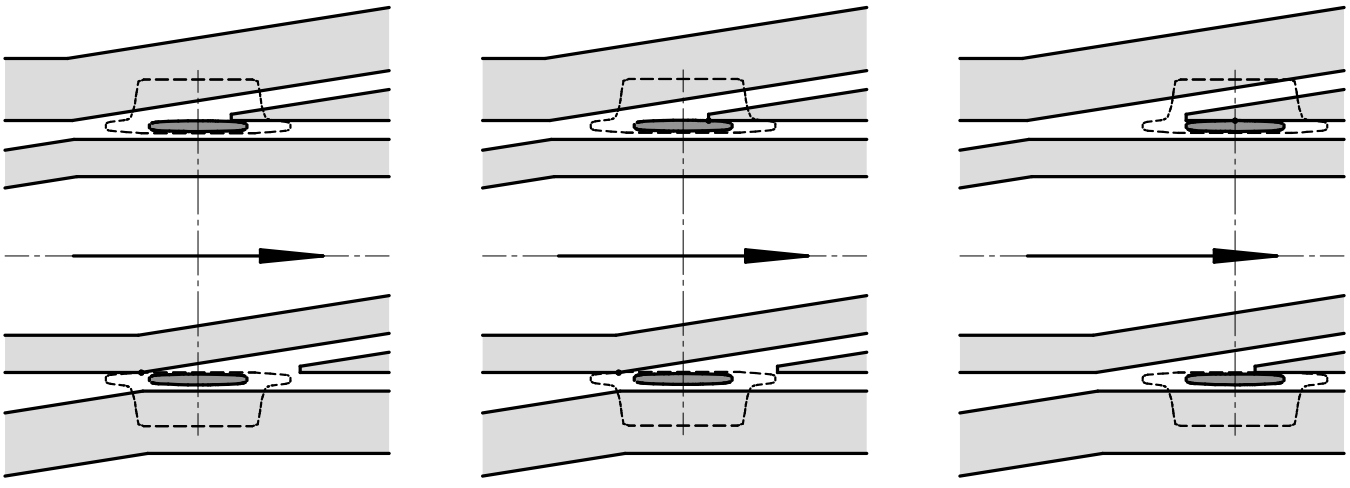
Teoreticky existuje ještě třetí možnost konstrukce dvojité srdcovky, a sice s hlubokým žlábkem v konstrukci koleje ze žlábkových kolejnic. Jednalo by se o blokové provedení srdcovek, které by mohl být vyrobeno vyfrézováním hlubokých žlábků. Nicméně jak už bylo výše uvedeno, hluboký žlábek je možné použít jen v případě malých úhlů křížení. Tudíž by zde vznikla dlouhá teoretická nevedená délka *x*. Bez nadvýšení vnitřní hrany žlábku by však dvojkolí v tomto provedení dvojité srdcovky nebylo spolehlivě vedeno (viz kap. 4). Nadvýšení vnitřní hrany žlábku je však v tomto případě buď zcela nemožné (je-li křížení kolejí součástí silniční komunikace v křižovatce) nebo obtížně technicky proveditelné.

3 PRŮJEZD DVOJKOLÍ DVOJITOU SRDCOVKOU

Průjezd vozidla dvojitou srdcovkou můžeme z pohledu vedení dvojkolí rozdělit do několika fází (viz obr. 6).

Nejdříve (viz obr. 6 vlevo) sledujme **pohyb kola, které opouští kolenovou kolejnici, aby najelo spolehlivě na hrot srdcovky** (jedná se o levé kolo ve směru jízdy na obr. 6). Přídržnice však u opačného kola (na obr. 6 pravého ve směru jízdy) omezuje příčnou polohu dvojkolí jen po určitou dráhu, přesně do okamžiku, než se svislá plocha vnitřního čela tohoto kola dostane k ohybu přídržnice. Následně může dojít k tomu (zejména tehdy, nachází-li se dvojitá srdcovka v oblouku), že dvojkolí stále respektuje nejméně příznivou příčnou polohu, tzn. klouže po přídržnici až do toho okamžiku, než přebere spolehlivě (viz kap. 4) vodicí funkci pojížděný hrot srdcovky (viz obr. 6 uprostřed). Při nejmenší přípustné vzdálenosti *L* (od vedoucí hrany přídržnice po pojížděnou hranu hrotu srdcovky) pak v této fázi nastává nejméně příznivá situace pro dvojkolí s největší hodnotou vodicí šířky, tedy pro jmenovitý jízdní obrys kol a maximální hodnotu rozkolí, nebudeme-li uvažovat opotřebení do jízdní plochy v tramvajovém provozu za dominantní (tedy, že v provozu nedochází ke zvětšování šířky okolků).

V další fázi (viz obr. 6 vpravo), kdy už **původně sledované kolo je nejen vedeno, ale i neseno hrotem srdcovky** (jedná se o levé kolo ve směru jízdy na obr. 6 vpravo), je naopak zapotřebí se zaměřit na opačné kolo (pravé ve směru jízdy na obr. 6 vpravo). To musí být vzhledem k jemu odpovídajícímu vedoucímu hrotu srdcovky rovněž ve vyhovujícím vztahu (viz kap. 4). Při největší přípustné vzdálenosti *L* (od hrany vedoucího hrotu srdcovky po pojížděnou hranu hrotu srdcovky) pak v této fázi nastává nejméně příznivá situace pro dvojkolí s nejmenší hodnotou vodicí šířky, tedy pro minimální přípustnou šířku okolku kola v kombinaci s minimální hodnotou rozkolí.

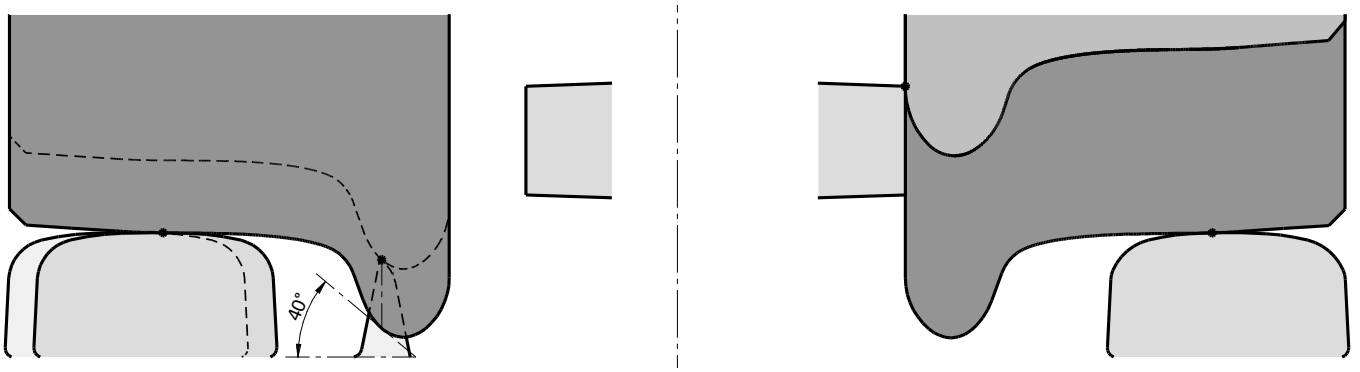


Obr. 6 Klíčové pozice dvojkolí při průjezdu dvojitou srdcovkou

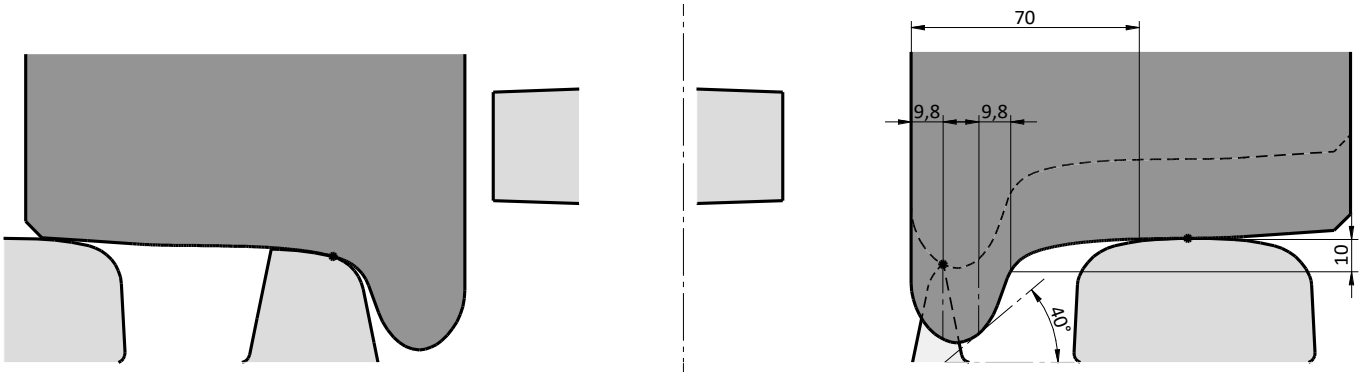
4 POSOUZENÍ VEDENÍ DVOJKOLÍ VE DVOJITÉ SRDCOVCE

V kap. 3 bylo uvedeno, že vztah kola a začátku hrotu srdcovky musí být vyhovující, přičemž toto posuzujeme jak u pojížděného hrotu, tak u vedoucího hrotu. V problematice vztahu dvojkolí – kolej v podmínkách tramvajového provozu neexistuje žádný normativní dokument, který by se zabýval posuzováním tohoto vztahu ve dvojité srdcovce. Pro případ konstrukce dvojité srdcovky z Vignolových kolejnic lze však aplikovat metodiku, která je pro železnici uvedena ve vyhlášce UIC 510-2 [1] a také v ČSN EN 14363 [2] s přihlédnutím na jisté odlišnosti specifické pro tramvajový provoz. Na železnici je totiž nezbytné prokázat spolehlivost vedení dvojkolí při průjezdu dvojitou srdcovkou u všech vozidel, která mají průměr kol menší než 840 mm. U takových kol totiž vzniká riziko nespolehlivého vedení v oblasti dvojité srdcovky. Je též vhodné poznamenat, že uvedené normativní dokumenty se zabývají průjezdem železničního dvojkolí přes dvojitou srdcovku umístěnou v oblouku. Jedním z nezbytných opatření pro zlepšení situace na straně vozidla je větší výška okolku, čímž dojde ke zkrácení vzdálenosti, kde dvojkolí není spolehlivě vedeno v uvažovaném směru jízdy. Posouzení pak vychází z reálné nejméně příznivé polohy dvojkolí v koleji při průjezdu celou kritickou oblastí dvojité srdcovky (viz obě zmíněné fáze v kap. 3), přičemž se uvažuje úhel náběhu vzniklý v důsledku postavení dvojkolí v oblouku (v rámci rozvoru podvozku či vozidla), v důsledku podélné vůle ve vedení dvojkolí a v důsledku vzpříčené polohy podvozku či vozidla ve volném jízdním kanálu koleje.

Za nejzazší spolehlivou polohu dvojkolí ve dvojité srdcovce se v železničním provozu považuje kontakt vnější hrany okolku kola s pojížděnou hranou hrotu srdcovky dle obr. 7 a vnitřní hrany okolku kola s vedoucí hranou hrotu srdcovky dle obr. 8 [1].



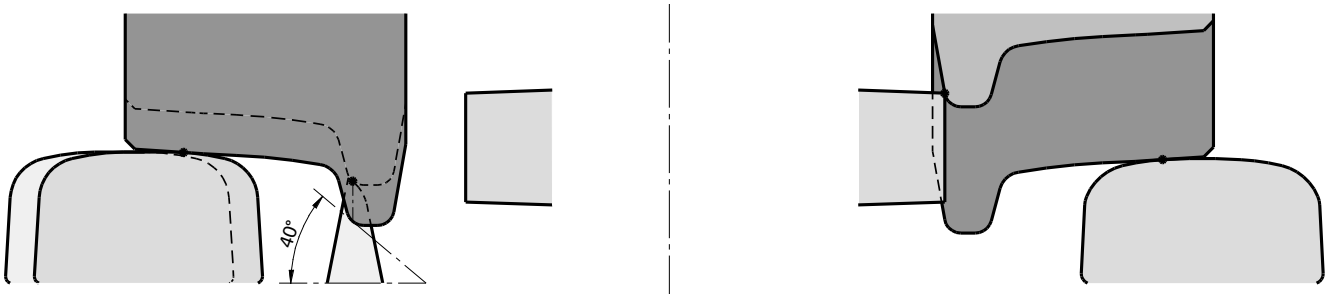
Obr. 7 Nejzazší spolehlivý kontakt vnější hrany okolku kola s pojížděnou hranou hrotu srdcovky v železničním provozu



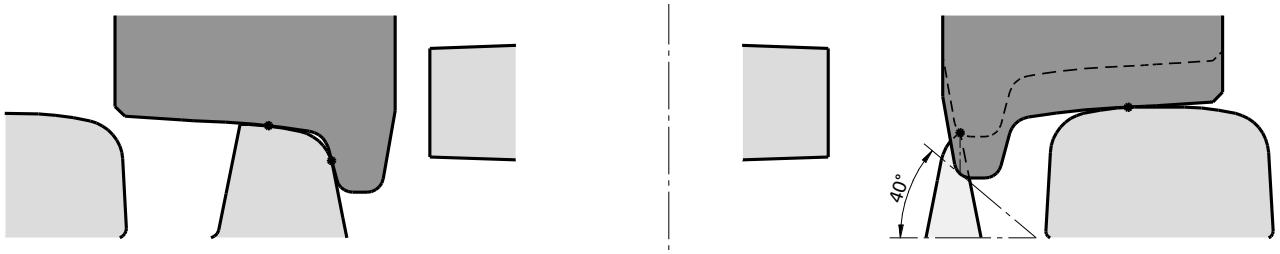
Obr. 8 Nejzazší spolehlivý kontakt vnitřní hrany okolku kola s vedoucí hranou hrotu srdcovky v železničním provozu

Pro případ hlubokých žlábků v tramvajovém provozu nastává tentýž problém (viz obr. 9 a 10), jelikož průměr kol v současnosti provozovaných tramvají je max. 700 mm. Navíc tramvajová kola mají menší výšku okolku, která se v provozu v důsledku pojíždění v mělkých žlábcích opotřebením může

zmenšovat. S ohledem na obvyklý tvar okolku tramvajového kola, přizpůsobený pojíždění po jeho temeni v mělkých žlábcích, je v zásadě přípustný kontakt vnitřní hrany okolku kola s vedoucí hranou hrotu srdcovky rovněž pod úhlem maximálně 40°, a to s ohledem na skutečnost, že i vnitřní hrana okolku kola se v provozu opotřebovává (viz obr 10).



Obr. 9 Nejzazší spolehlivý kontakt vnější hrany okolku kola s pojížděnou hranou hrotu srdcovky u tramvajového kola



Obr. 10 Nejzazší spolehlivý kontakt vnitřní hrany okolku kola s vedoucí hranou hrotu srdcovky u tramvajového kola

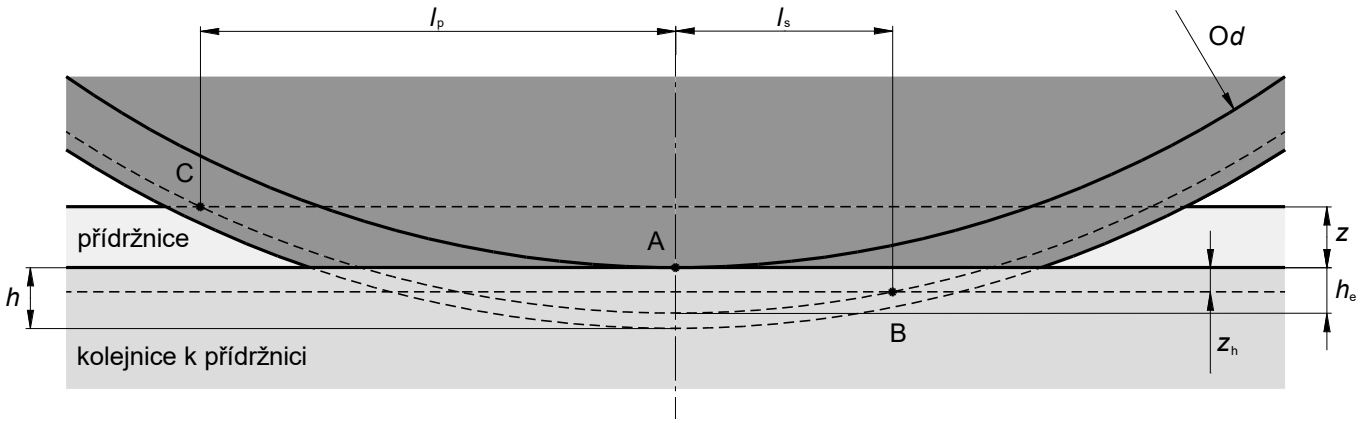
V případě mělkých žlábků však rovněž nesmí docházet k situacím, které by znamenaly riziko vyšplhání okolku nad hranu žlábku, třebaže se ve dvojitých srdcovkách mělkých žlábků připouští výrazně nižší rychlost jízdy.

Je nutné poznamenat, že ve všech uvedených případech na obr. 7, 8, 9 a 10 je dotykový bod na okolku počátečním kontaktním bodem okolku s hrotem srdcovky, a to v předstihu před dotykovým bodem jízdní plochy a kolenové kolejnice, protože kolo je stále neseno kolenovou kolejnicí. Hrot srdcovky má v tomto případě za úkol spolehlivě navést dvojkolí do odpovídající a bezpečné příčné polohy.

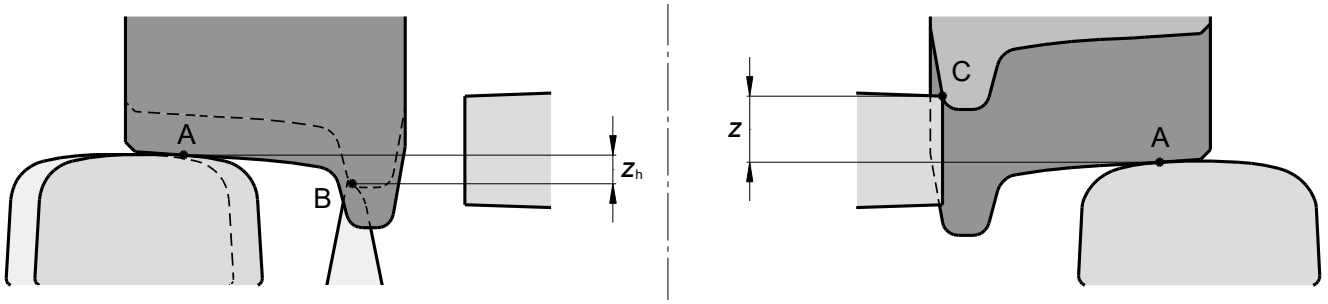
5 ROZBOR VLIVU ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ VZTAHU DVOJKOLÍ–KOLEJ NA VEDENÍ DVOJKOLÍ PŘI PRŮJEZDU DVOJITOU SRDCOVKOU

Základním parametrem ovlivňujícím způsob vedení dvojkolí ve dvojité srdcovce je úhel křížení α, který spolu s šířkou žlábku *w* určuje teoretickou nevedenou délku *x* (viz obr. 3). To, jaká část z této délky představuje dráhu, po kterou není dvojkolí v srdcovce spolehlivě vedeno, je ovlivněno průměrem kola *d*, nadvýšením přídržnice *z*, efektivní výškou okolku h_e, a výškou z_h představující svislou vzdálenost dotykového bodu vnější hrany okolku s hrotem srdcovky od dotykového bodu jízdní plochy kola s hlavou kolenové kolejnice, tedy přibližně od úrovně TK (viz obr. 11 a 12). Pro kolo tak dle obr. 11 stanovíme vzdálenost *l*, relevantní pro vedení dvojkolí. Jedná se o součet polovin odpovídajících tětiv kola l_p a l_s:

$$l = l_p + l_s = \sqrt{\left(\frac{d}{2} + h_e\right)^2 - \left(\frac{d}{2} - z\right)^2} + \sqrt{\left(\frac{d}{2} + h_e\right)^2 - \left(\frac{d}{2} + z_h\right)^2}, \quad (1)$$



Obr. 11 Stanovení vzdálenosti $l = l_p + l_s$ relevantní pro vedení dvojkolí ve dvojité srdcovce



Obr. 12 Znázornění příčného řezu dvojkolím a kolejí ve dvojité srdcovce a jednotlivých dotykových bodů A, B a C na příkladu tramvajového dvojkolí

Nadvýšení přídržnice je v obr. 12 pro názornost uvedeno jako vzdálenost od hrany přídržnice k dotykovému bodu jízdní plochy kola s hlavou kolenové kolejnice. To je však vzdálenost srovnatelná se skutečně definovaným (a tedy i měřitelným) nadvýšením přídržnice, které představuje výšku temene přídržnice (která má vždy skloněnou horní plochu) nad TK.

Ve vztahu ke dvojité srdcovce pak můžeme porovnat vzdálenost *l* s teoretickou nevedenou délkou *x*, která se z geometrie dvojité srdcovky stanoví dle následujícího vztahu (viz obr. 3):

$$x = \frac{w}{\operatorname{tg}\alpha} - \frac{A}{\sin\alpha}(1 - \cos\alpha) \tag{2}$$

Skutečná nevedená délka x_{10} je však větší. Uvažujeme-li totiž dle [3] začátek hrotu srdcovky v místě, kde je jeho šířka 10 mm, pak skutečnou nevedenou délku x_{10} stanovíme následovně:

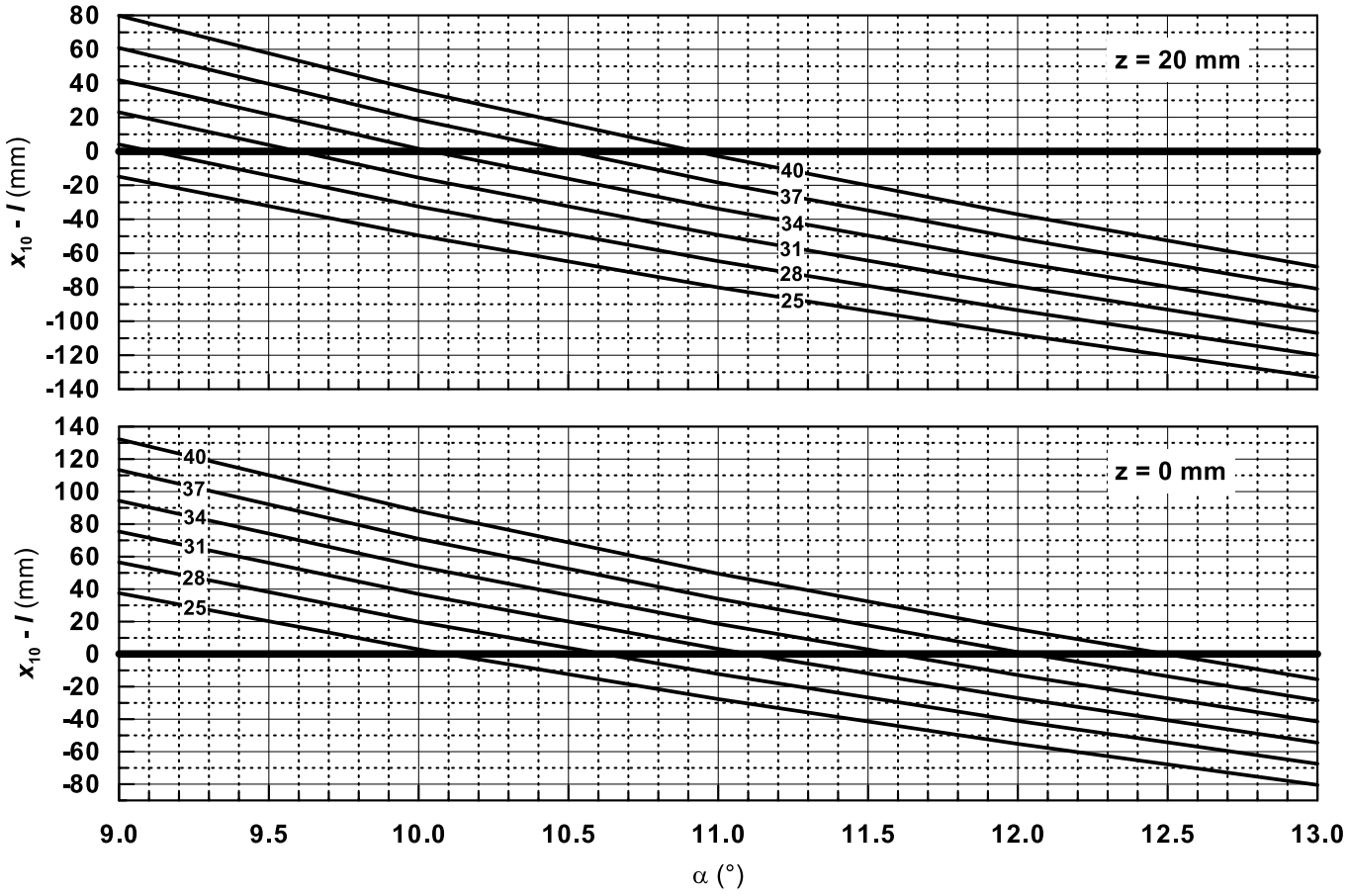
$$x_{10} = x + \frac{10\ \text{mm}}{\operatorname{tg}\alpha} \tag{3}$$

Uvažujme nejdříve případ ze železničního provozu takový, pro který není nutné posuzovat vedení dvojkolí ve dvojité srdcovce, tzn. průměr kola d = 840 mm, efektivní výška okolku h_e = 10 mm, šířka žlábku w = 40 mm, nadvýšení přídržnice z = 40 mm, úhel křížení α = 9° a rozkolí A = 1360 mm. Pak v okamžiku, kdy vnitřní čelo kola opouští hranu přídržnice ve svém směru jízdy, vnější hrana okolku opačného kola přesahuje začátek hrotu srdcovky o 34 mm (jedná se o hodnotu získanou jako $l - x_{10}$). Avšak pro případ menšího průměru kola už nemusí být délka tětivy *l* dostatečná k tomu, aby vnější hrana okolku vůbec dosáhla hrotu srdcovky v okamžiku, kdy opačné kolo opouští hranu přídržnice ve svém směru jízdy.

V případě tramvajového provozu budeme uvažovat nejméně příznivou situaci představující maximálně opotřebený stav jízdního obrysu kola s efektivní výškou okolku h_e = 10 mm a minimálním průměrem kola d = 550 mm. Hodnotu rozkolí, která ovlivňuje vzdálenost A, uvažujeme 1380 mm. Ze vztahu (2) je však patrné, že změna rozkolí v rámci obvyklých hodnot používaných v tramvajovém provozu (1375÷1385 mm) nemá na výslednou hodnotu teoretické nevedené délky *x* významný vliv.

Zbývají tedy dva základní parametry dvojité srdcovky, a to šířka žlábku *w* a úhel křížení α, jež jistým způsobem spolu souvisí. Nachází-li se dvojitá srdcovka v oblouku, pak menšímu poloměru oblouku odpovídá nejen větší šířka žlábku, jak již bylo uvedeno v kap. 2, ale i větší úhel křížení. Konkrétní závislost je však dána rozvorem podvozku a používaným tvarem jízdního obrysu kola, u kterého významnou roli hraje tloušťka okolku, v případně nadvýšených přídržnic pak šířka okolku.

Z grafů na obr. 13 lze pak vyčíst, pro jaké hodnoty úhlu křížení α a šířky žlábku *w* není zapotřebí posuzovat spolehlivost vedení dvojkolí při průjezdu dvojitou srdcovkou, tedy za jakých podmínek délka tětivy kola *l* relevantní pro vedení dvojkolí je větší než skutečná nevedená délka x_{10} ($x_{10} - l < 0$). Pro kolej bez nadvýšení přídržnic (obr. 13 dole) se to týká úhlů křížení větších než přibližně 12°, uvažujeme-li maximální šířku žlábku v tramvajovém provozu 34 mm. To lze aplikovat i pro případ mělkých žlábků, které tedy nelze použít pro úhly křížení menší než 12°. Avšak úhel křížení menší než 12° už si zpravidla ani nevynucuje použití mělkého žlábku i při malé šířce kola. Nicméně i hluboký žlábek s úhlem křížení pod 10° bez nadvýšených přídržnic může být značně problematický právě z hlediska spolehlivosti vedení dvojkolí ve dvojité srdcovce, zejména v kombinaci s větší šířkou žlábku. Je-li však kolej konstruována s nadvýšenými přídržnicemi, pak se situace logicky zlepší. Z grafu na obr. 13 nahoře, který je zpracován pro nadvýšení přídržnic 20 mm, je zřejmé, že pro úzké žlábky 25÷27 mm nebude zapotřebí posuzovat spolehlivost vedení dvojkolí ve dvojité srdcovce vůbec ani pro nejmenší úhel křížení 9°. Ale i pro širší žlábky 28÷34 mm není hodnocený přesah $x_{10} - l$ příliš velký (do 45 mm). To napovídá, že bez nutnosti upravovat další parametry (např. jmenovitou a minimální výšku okolku) bude možné spolehlivé vedení ve dvojité srdcovce prokázat.



Obr. 13 Přesah skutečné nevedené délky x_{10} ve dvojité srdcovce přes vzdálenost *l*, v závislosti na úhlu náběhu α a šířce žlábku *w* pro kolej bez nadvýšené přídržnice (dole) a s nadvýšením přídržnice 20 mm (nahoře)

6 ZÁVĚR

Provedený teoretický rozbor ukázal, že otázka spolehlivého vedení dvojkolí při průjezdu dvojitou srdcovkou je v tramvajovém provozu stejně aktuální, jako u železničních vozidel využívajících kola o průměru menším než 840 mm, a to právě proto, že průměr výrazně pod 840 mm je typický pro tramvaje. Problematické mohou být v tomto ohledu malé úhly křížení (přibližně do 12°). Ty jsou však typické pro hluboké žlábky, obvykle spojené s konstrukcí koleje z Vignolových kolejnic, kde je možné snadno realizovat nadvýšení přídržnic a tím spolehlivé vedení ve dvojité srdcovce zajistit. V mělkých žlábcích je pak spolehlivý průjezd dvojitou srdcovkou obvykle zajištěn velkým úhlem křížení, který sám o sobě si použití mělkých žlábků vynucuje. Při malém úhlu křížení (přibližně do 12°), kde není možné realizovat nadvýšení přídržnice (např. kolejové rozvětvení v křižovatce s malým úhlem odbočení), pak při obvyklé konstrukci koleje nelze spolehlivé vedení dvojkolí ve dvojité srdcovce vůbec zajistit.

◆◆

Literatura

[1] UIC CODE 510-2:2004 ed 4. *Trailing stock: wheels and wheelsets. Conditions concerning the use of wheels of various diameters*.

[2] ČSN EN 14363+A2:2024. *Železniční aplikace – Zkoušení a simulace pro schvalování železničních vozidel z hlediska jízdních vlastností – Jízdní chování a stacionární zkoušky*.

[3] ENDE, R., JENSEN, L., OTTO, K., OTTO, W., SLADEK, H.: *Superstructure Guidelines and Supplementary Superstructure Guidlines for Urban Rail Systems according to BOStrab*. VDV Recommendation 600. Cologne: Verband Deutscher Verkehrsunternehmen e. V., 2018.

Zasláno / received: 24. 06. 2025, přijato / accepted: 27. 07. 2025, publikováno / published: 17. 09. 2025.

Příspěvek recenzovali / The paper was reviewed by: Ing. Libor Výmola (DT – Výhybkárna a strojírna, a.s.), Ing. Tomáš Heptner (VÚKV a.s.).

SOUČASNÉ PROBLÉMY V KOLEJOVÝCH VOZIDLECH

XXVII. konference s mezinárodní účastí
17.–19. září 2025, Česká Třebová

INOVACE V OBLASTI NEDESTRUKTIVNÍHO TESTOVÁNÍ NÁPRAV DVOJKOLÍ ŽELEZNIČNÍCH NÁKLADNÍCH VOZŮ

INNOVATIONS IN NON-DESTRUCTIVE TESTING OF RAILWAY FREIGHT WAGON WHEELSET AXLES

Jan HLAVÁČ[1]

e-ISBN: 978-80-7560-564-1
DOI: 10.46585/spkv20252658
ISSN: 3029-8342
CC BY

Abstrakt

Příspěvek je zaměřen na diagnostiku náprav dvojkolí železničních nákladních vozů ve smyslu nedestruktivního testování v rámci údržby. Popisuje stávající standardní přístup včetně výhod a rizik, které vedly k výzkumu a vývoji nového zkušebního zařízení.

Klíčová slova

náprava dvojkolí, nedestruktivní testování, metoda vířivých proudů, zkušební zařízení

Abstract

The article focuses on the diagnostics of railway freight wagon wheelset axles in terms of non-destructive testing within maintenance. It describes the current standard approach, including the advantages and risks that led to the research and development of a new testing device.

Keywords

wheelset axle, non-destructive testing, eddy current testing, testing device

1 ÚVOD

Dvojkolí železničního nákladního vozu je klíčovou bezpečnostně kritickou komponentou. Typické dvojkolí nákladního vozu se skládá z plné nápravy, monobloků a ložiskových skříní s valivými ložisky. Všechny tyto části jsou v provozu dynamicky namáhány několika působícími silami a momenty. Mezi nejvíce sledované a prověřované části dvojkolí patří náprava, na níž jsou kladeny vysoké požadavky na jakost a bezvadnost. Bezvadnost nápravy, která je vykována z jednoho kusu předvalku z vakuované oceli čtvercového, nebo kruhového průřezu je potvrzována jak při samotné výrobě, tak i při údržbě dvojkolí v provozu. Rozsah a perioda údržby je stanovena údržbovými předpisy, které jsou úzce navázány na evropské normy. Evropské normy, které jsou zaměřeny na údržbu dvojkolí v provozu, konkrétně specifikují diagnostiku náprav s cílem preventivně odhalit vznikající poruchy (trhliny) a tím předejít v provozu možnému vzniku lomů s fatálními následky. Komplexní diagnostika je uvažována formou nedestruktivního testování. Nedestruktivní testování (dále jen NDT) zahrnuje soubor metod, které jsou na základě měřitelných, nebo sledovatelných fyzikálních jevů schopny odhalit vady ve výrobku bez jeho porušení nebo poškození.

[1] **Bc. Jan Hlaváč**. RYKO a.s. Dělnická 1408/29, 405 02 Děčín 2, Česká republika, tel.: +420 603 855 220, e-mail: j.hlavac@ryko.eu

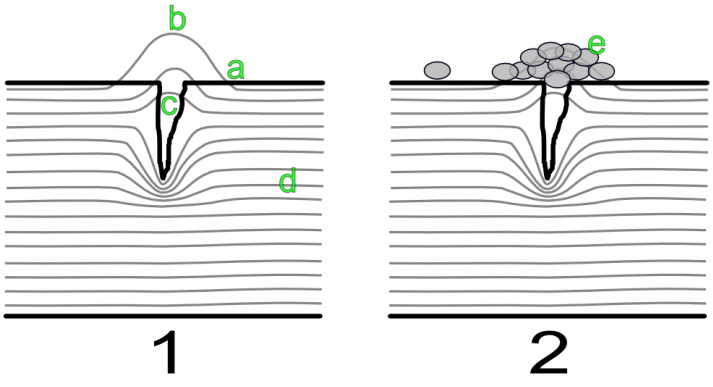
Při údržbě již provozovaného dvojkolí potažmo nápravy je nutno se primárně zaměřit na diagnostiku povrchu. Vnitřní výrobní vady již uvolněných náprav z výroby nejsou uvažovány. Povrchové vady představují největší a nejběžnější riziko pro budoucí destrukci nápravy. Vady na povrchu vznikají v důsledku a v kombinaci únavy, násilného poškození, nebo nadměrného přetěžování. Obecně je pro detekci vad povrchu náprav vhodná většina běžných metod NDT. Evropská norma ČSN EN 16910-1 doporučuje dvě metody pro diagnostiku nápravy ve smyslu „těžké údržby dvojkolí“. Při této údržbě je přístupný celý povrch nápravy, náprava je rozlisována. Jedná se o metody MT (magnetická metoda) a ET (vířivé proudy). Obě metody při volbě vhodné techniky garantují zjistitelnost vad v mezích přijatelné citlivosti, která je přímo závislá na rozměru, poloze a orientaci vady. Údržbové předpisy, které mimo jiné vychází z výše uvedené normy uvažují pouze metodu MT. Tato metoda je principiálně v rámci detekce nebezpečného poškození náprav dostatečná, ale skýtá jasně definovatelná rizika.

Na základě potřeby definování nového pracoviště pro diagnostiku náprav v souvislosti s novým projektem opravny RYKO byly provedeny analýzy celého procesu a metody MT, jejichž výstupy vedly k rozhodnutí o vývoji autonomního zkušebního zařízení na bázi ET.

2 METODA MAGNETICKÁ PRÁŠKOVÁ FLUORESCENČNÍ (MT)

2.1 Princip metody

Metoda magnetická prášková je jednou z nejpoužívanějších technik diagnostiky povrchu feromagnetických materiálů. Metoda je založena na principu rozptylových polí, kde je součást zmagnetována přímo (průchodem elektrického proudu), nebo nepřímo (vnějším zdrojem magnetického pole – například cívkou) za účelem magnetického nasycení povrchu zkoušené oblasti. Pokud se na zkoušeném povrchu vyskytuje necelistvost (vada), která je vhodně orientována vůči směru magnetických siločar, dojde v místě necelistvosti k jejich deformaci a vzniká tzv. rozptylový magnetický tok, který vystupuje nad povrch zkoušené oblasti. Tento rozptylový tok je následně nutné zviditelnit vhodným způsobem pro zkoušejícího. V případě zkoušení náprav se pro zviditelnění standardně používá magnetická fluorescenční suspenze, která se v místě rozptylového toku shlukuje a vytvoří tzv. indikaci. Zkouška principiálně znázorněna na obr. 1. Detekce indikace probíhá za použití UV-A záření tak, že fluorescenční obaly jednotlivých magneticky měkkých šupin UV-A záření absorbují a následně emitují již viditelné světlo, které je vůči pozadí kontrastní a indikace je dobře detekovatelná pro zkoušejícího.



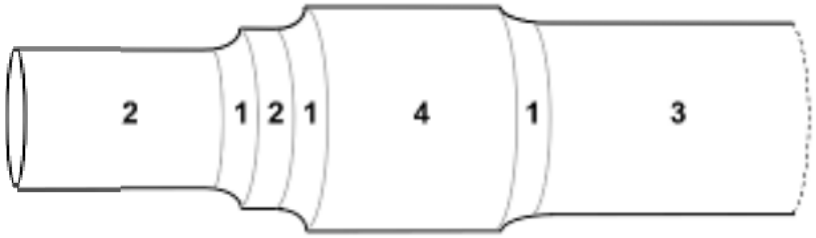
Obr. 1 Princip detekce necelistvosti

1. Rozložení siločar v okolí vady
2. Zviditelnění necelistvosti – tvorba indikace

a. Magnetický pól – místo kde siločáry vystupují z materiálu
b. Rozptylový magnetický tok
c. Necelistvost
d. Magnetické siločáry
e. Indikace tvořená detekčním prostředkem

2.2 Rozsah zkoušky

V oblasti zájmu je celý povrch plné nápravy vyjma čel, který je z pohledu hodnocení případných indikací rozdělen do 4 oblastí:



Obr. 2 Zkušební oblasti

1. Přechody průřezů
2. Ložiskový čep + sedlo opěrného kroužku
3. Dřík nápravy
4. Sedlo kola / brzdového kotouče

2.3 Zkušební zařízení, prostředky a zkušební systém

Celý proces zkoušky je úzce spjat s potřebou speciálního zařízení, měrek a prostředků, které kumulativně zajistí relevantní výstupy zkoušky. Konkrétně se jedná o:

1. Zkušební kabina: zkouška probíhá v zatemněné kabině, kde je intenzita zbytkového bílého světla ≤ 20 lx
2. Magnetizační zařízení: konstruováno pro cirkulární a podélnou magnetizaci z důvodu detekce nahodile orientovaných indikací
3. Zdroj UV-A záření
4. Měřicí zařízení: měřič tangenciálního magnetického pole, měřič UV-A záření, luxmetr, posuvné měřidlo, dotykový teploměr
5. Měrky: Bertholdova měrka, referenční měrka typu 1
6. Zkušební prostředky: magnetická fluorescenční suspenze

2.4 Očekávané indikace

Při zkoušce očekáváme nalezení indikací o rozměrech ≥ 2 mm, které mohou být orientovány v libovolném směru vůči ose rotace součásti.

2.5 Fázové rozdělení průběhu zkoušky se zaměřením na lidský faktor a nejistotu

1. Fáze zahrnuje kontrolu citlivosti celého systému v minimálně 7 krocích → rozhodování na základě metriky a nominálního hodnocení.
2. Fáze zahrnuje kontrolu součásti z pohledu čistoty povrchu → rozhodování na základě nominálního hodnocení.
3. Fáze je provedení samotné zkoušky, které zahrnuje: správný směr UV-A záření, správnou rychlost posuvu cívky, dostatečnou dobu magnetizace a dostatečnou dobu polévání → rozhodování na základě zkušenosti operátora.
4. Fáze zahrnuje hodnocení. Zásadní vliv na správné vyhodnocení zkoušky má: včasná inspekce – nalezení indikace, zabránění rozmazání indikace rotací součásti a poléváním, správná klasifikace indikace, správný náměr indikace (délka, šířka a úhel natočení vůči ose nápravy) → rozhodování na základě metriky a zkušenosti operátora.

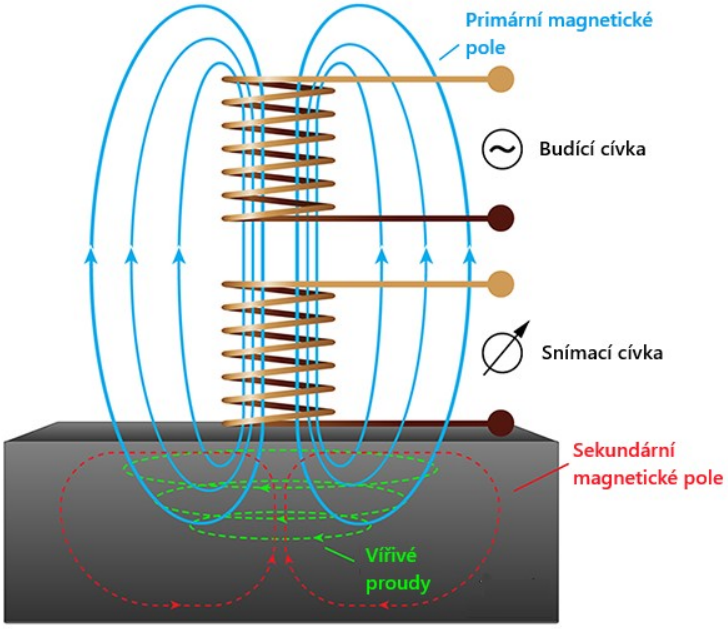
5. Fáze je pouze dokumentační část, kde operátor na základě svých dovedností zakreslí a zanese stav povrchu zkoušené nápravy do předlohy protokolu.

Každá fáze stávající magnetické fluorescenční zkoušky je přímo/nepřímo závislá na lidském faktoru. Výsledek zkoušky je tedy z pohledu relevantnosti velmi subjektivní a obtížně opakovatelný. Kumulativní nejistota je přímo úměrná počtu použitých měřidel, zařízení a lidskému faktoru.

3 METODA VÍŘIVÝCH PROUDŮ (ET)

3.1 Princip metody

Metoda vířivých proudů je moderní nedestruktivní metoda, která je založena na principu elektromagnetické indukce. Umístíme-li do střídavého magnetického pole elektricky vodivý předmět, indukují se v něm tzv. vířivé proudy, které se soustřeďují u povrchu předmětu. V technické praxi jsou většinou vířivé proudy nežádoucí, protože působí proti směru budícího pole a způsobují tak energetické ztráty v elektrických strojích. Průvodním jevem je teplo, které může mít další negativní účinky na chod elektrického stroje. Rozložení a intenzita vířivých proudů je závislá mimo jiné na vlastnostech zkoušeného materiálu, jako jsou magnetická permeabilita, elektrická vodivost a geometrie zkoušené součásti. Pokud se do blízkosti materiálu, ve kterém jsou indukovány vířivé proudy, umístí snímač (indukční cívka), opět na principu elektromagnetické indukce se v cívce vytvoří určité napětí, jehož vlastnosti závisí zejména na vlastnostech budícího pole, ale také do značné míry na velikosti a rozložení vířivých proudů ve zkoušené součásti. Tato indukční cívka je připojena na zařízení měřící napětí. Pokud ve zkoušeném materiálu dojde ke změně jeho vlastností (může se jednat o změnu vodivosti, permeability, ale také o výskyt necelistvosti), změní se i vlastnosti napětí indukovaného ve snímací cívce. Necelistvost – vada např. trhlina je v podstatě změnou geometrického tvaru povrchu. Indikací vady nebo změny materiálu je potom změna napětí odečtená na měřicím zařízení. Stejně tak se změní napětí na snímací cívce, pokud se změní vzájemná poloha snímače vůči zkoušenému povrchu. Je tedy důležité, aby snímač byl v průběhu zkoušky v konstantní poloze. Nespornou výhodou metody ET je její možná automatizace.



Obr. 3 Princip ET

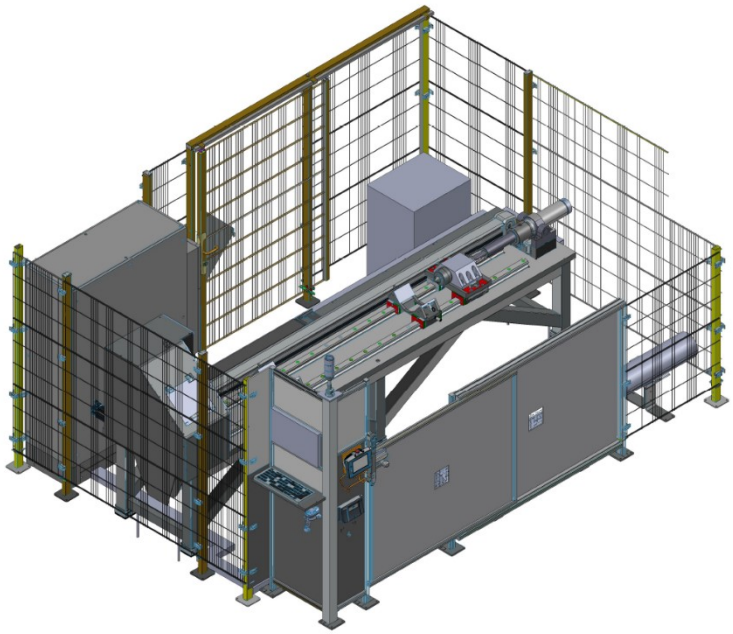
3.2 Použité metody vývoje nového zkušebního zařízení

Pro efektivní nahrazení magnetické metody vířivými proudy byly v rámci vývoje použity níže uvedené metody:

1. Analýza
    a. Srovnávací
    Komparace obou metod ve smyslu procesní implementace, funkčnosti, citlivosti a opakovatelnosti.
    b. Prediktivní
    Ověření konkrétních parametrů zamýšleného zkušebního zařízení ve smyslu výkonu stroje, univerzality a bezpečnosti v oblasti detekce.
    c. Riziková
    Komplexní definování rizik obou přístupů včetně návrhu eliminace rizik u nového přístupu.
2. Konceptuální návrh
    Definování parametrů nového zkušebního zařízení, tvorba výkresové dokumentace, vývoj referenčního vzorku, tvorba algoritmu hodnocení.
3. Prototypování
    Výroba zařízení a postupné (v dílčích krocích) ověřování definovaných parametrů v oblasti detekce, výkonu, citlivosti, opakovatelnosti a bezpečnosti.
4. Experimentální validace
    Komplexní a úplné ověření zkušebního zařízení u výrobce včetně zátěžového testu a simulace reálného provozu.
5. Certifikace a schvalování
    Tvorba zkušebních postupů a jejich validace za účelem certifikace a schválení nejen zkušebního zařízení, ale celého procesu nezávislou certifikační autoritou v oblasti NDT.
6. Implementace a školení
    Začlenění procesu v rámci výroby a zajištění potřebné odbornosti personálu.

3.3 Zkušební zařízení ET

Plně automatizované pracoviště pro zkoušení náprav dvojkolí vířivými proudy. Pracoviště je koncipováno pro provoz s minimem zásahů operátora. Samotné zkoušení včetně vyhodnocení zajišťuje stroj. Jedná se o vývoj sofistikovaného a do určité míry autonomního stroje pro detekci povrchových necelistvostí, který je schopný nalézt trhliny o libovolných orientacích vůči ose rotace nápravy.



Obr. 4 3D model zkušebního zařízení

3.4 Popis procesu zkoušky

1. Založení referenčního tělesa a následné ověření citlivosti (obsluha / zkušební zařízení).
2. Vyjmutí referenčního tělesa (obsluha).
3. Založení čisté a osoustružené nápravy (obsluha).
4. Zkouška (zkušební zařízení).
5. Strojní hodnocení včetně vygenerování protokolu (zkušební zařízení).
6. Vyjmutí nápravy (obsluha).

3.5 Vývoj a očekávaný přínos

V rámci konceptuálního návrhu byl kladen důraz na čtyři základní parametry procesu:

1. Vysoká bezpečnost
2. Efektivita
3. Ergonomie
4. Životní prostředí

Zkušební zařízení s technikou ECT (Eddy Current Testing) poskytuje mnoho předností oproti magnetické zkoušce. Vývoj nebyl zaměřen pouze na samotnou zkoušku, ale na celé pracoviště a efektivní začlenění do celého procesu. Stěžejní výhody a přínos nového přístupu:

Oblast bezpečnosti

- Plně automatizovaný proces s minimem zásahů obsluhy. Vedení snímacích sond (cívek) zajišťuje stroj. Snížení vlivu chybovosti obsluhy na minimum.
- Vyhodnocení zkoušky zajišťuje stroj. PLC (Programmable Logic Controller) je nasycen algoritmy hodnocení, které vychází z požadavků předpisu. Obsluha pouze stvrzuje protokol o provedené zkoušce.
- Ověření citlivosti. Stroj si v rámci pracovní směny sám překontroluje citlivost detekce na referenčním tělese nápravy, které je opatřeno vadami o mezních rozměrech v kritických (problematických) oblastech.
- Univerzalita a snížení vlivu lidského faktoru. Stroj je koncipován pro všechny druhy náprav. Výběr rychlosti posuvu sond a rotace součásti je zajištěn automaticky.
- Interpretace výsledků. Výstupem ze zkoušky je protokol, který obsahuje všechna potřebná data včetně rozvinu pláště se znázorněním nalezených vad.
- Hloubka vady. Na základě hloubky vniku lze experimentálně odhadnout hloubku necelistvosti.

Oblast efektivity

- Nasnímání hloubky necelistvosti umožňuje rozhodování o opravitelnosti. Například oprava dříku nápravy soustružením za předpokladu, že bude dodržen minimální provozní rozměr. Pokud je detekována nepřípustná vada metodou magnetickou, náprava bude vyřazena.
- Jelikož se jedná o automatizované zkoušení uvažujeme pouze strojní čas. Oproti magnetické zkoušce je možné vytvářet takt celé linky včetně NDT ET.
- Doba zkoušky jedné nápravy nepřesáhne 20 min.

Oblast ergonomie

- Oproti fluorescenční magnetické zkoušce je nový inovativní přístup na té nejvyšší úrovni. Komparativně – obsluha není v temné komoře s max. 20lx na pracovišti, neakomoduje a neadaptuje zrak / oko, nepracuje s CHLS (chemické látky a směsi), není vystavena UV-A záření, není vystavena magnetickému poli.

Oblast životního prostředí

- Zkoušení je realizováno bez použití CHLS v podobě olejových a vodních suspenzí. Nevzniká tedy nebezpečný odpad, který je potřebný dále likvidovat.
- Absence spotřebních nákladných elementů jako jsou například UV-A lampy.

4 ZÁVĚR

Výzkum a vývoj nového autonomního zkušebního zařízení na bázi vířivých proudů pro diagnostiku náprav dvojkolí představuje významný krok vpřed v oblasti údržby železničních vozů. Tento inovativní přístup přináší zásadní zlepšení v bezpečnosti, efektivitě a ekologické šetrnosti, což výrazně posouvá standardy v diagnostice a údržbě náprav dvojkolí železničních nákladních vozů. Automatizace procesu minimalizuje zásahy obsluhy a snižuje riziko lidské chyby, což zvyšuje spolehlivost výsledků. Výstupy vývoje potvrzují správnost záměru nahrazení stávajícího přístupu novým. Stěžejní výhody nahrazení a implementace:

- 90% eliminace lidského faktoru,
- možnost efektivně rozhodnout o opravitelnosti nápravy,
- 100% digitalizace vstupů a výstupů,
- výrazné snížení kumulativní nejistoty,
- minimalizace faktorů a nároků na obsluhu,
- odstranění potřebnosti CHLS,
- možnost optimalizace procesu na základě strojního času.

◆◆

Literatura

[1] ČSN EN 16910-1:2018. *Železniční aplikace – Vozidla – Požadavky na nedestruktivní zkoušení pojezdu při údržbě – Část 1: Dvojkolí*.

[2] TICHÝ, P. *ET metoda vířivých proudů stupeň I, II*. Leden 2022.

Zasláno / received: 12. 06. 2025, přijato / accepted: 22. 06. 2025, publikováno / published: 17. 09. 2025.

Příspěvek recenzovali / The paper was reviewed by: prof. Ing. Eva Schmidová, Ph.D. (Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera), Ing. Alois Kotrba, Ph.D. (České dráhy, a.s.).

SOUČASNÉ PROBLÉMY V KOLEJOVÝCH VOZIDLECH

XXVII. konference s mezinárodní účastí
17.–19. září 2025, Česká Třebová

ORGANIZACE ÚDRŽBY HNACÍCH VOZIDEL V PODMÍNKÁCH EVROPSKÉ LEASINGOVÉ SPOLEČNOSTI

ORGANISATION OF TRACTION VEHICLE MAINTENANCE IN THE CONDITIONS OF A EUROPEAN LEASING COMPANY

Ondřej JANIŠ[1]

e-ISBN: 978-80-7560-564-1
DOI: 10.46585/spkv20252653
ISSN: 3029-8342
CC BY

Abstrakt

Společnost Railpool je jednou z předních evropských společností v oblasti pronájmu hnacích kolejových vozidel, včetně zodpovědnosti za jejich údržbu. Zajištění bezpečného provozu napříč řadou evropských zemí přináší řadu výzev a rizik, které je nutné vhodnými prostředky organizace údržby kompenzovat. Jedním z výrazných faktorů mezinárodního provozu je rozdílné opotřebení jízdních obrysů kol. Na příkladech infrastruktury s kritickými charakteristikami vývoje jsou ukázány rozdíly v charakteru opotřebení a vyhodnocení jejich vlivu na provoz a údržbu vozidel.

Klíčová slova

údržba, ECM, opotřebení jízdního obrysu, mezinárodní provoz

Abstract

Railpool is one of Europe's market leaders in the field of traction rail vehicle leasing, including responsibility for their maintenance. Ensuring safe operations across a number of European countries presents a number of challenges and risks, that need to be compensated for by appropriate means of maintenance organisation. One of the significant factors in international traffic is the different wear of the wheel profiles. Examples of infrastructure with critical development are used to show the differences in the nature of the wheel profile wear and their influence on vehicle operation and maintenance.

Keywords

maintenance, ECM, wheel profile wear, international operations

1 ÚVOD

Společnost Railpool je jednou z vedoucích společností na evropském trhu v oblasti poskytování leasingu hnacích vozidel včetně plné zodpovědnosti za jejich údržbu. Ve své hlavní oblasti působení, tedy pronájmu moderních elektrických lokomotiv, disponuje 443 hnacími vozidly (stav květen 2025), které jsou v provozu v 18 evropských zemích. Firma Railpool převzala pro tato vozidla funkce ECM I, II, III a částečně také ECM IV. Hlavním úkolem technického personálu je zajistit dostatečnou bezpečnost a spolehlivost vozidel při zohlednění rozdílných provozních, technických a legislativních podmínek napříč evropskými zeměmi. Organizace údržby takto početné a rozmanité flotily vozidel na celoevropské úrovni přináší mnohé výzvy. Následující příspěvek se zaměří na významnější z nich.

[1] **Ing. Ondřej Janiš**, 0009-0002-7634-4072. Railpool GmbH. Seidlstraße 23, D-80355 München, Spolková republika Německo, tel.: +49 151 422 138 95, e-mail: ondrej.janis@railpool.eu

2 FLOTILA SPOLEČNOSTI RAILPOOL

Všechna vozidla hlavního portfolia jsou dodávána pouze dvěma předními evropskými výrobci a jsou založena na jednotných platformách. Kvůli velkému počtu rozdílných požadavků na kombinace zemí možného nasazení lokomotiv a také z důvodu rozložení roků výroby v průběhu posledních 17 let se však v mnoha detailech a konstrukčních prvcích liší. To dodatečně zvyšuje nároky na školení personálu, vybavení dílen a logistiku náhradních dílů. Celkem tedy jde o rozmanitou skupinu lokomotiv sedmi lokomotivních řad v celkem 32 variantách s odlišným vybavením střešní výzbroje nebo mobilních částí vlakových zabezpečovačů. Přehled o aktuálním stavu a rozdělení flotily moderních lokomotiv společnosti Railpool přináší tabulka 1.

Tab. 1 Struktura flotily společnosti Railpool GmbH (stav k 9.5.2025)

Počet vozidel	Výrobce	Typ lokomotivy	Řada	Počet variant
43	Alstom	Traxx AC2	185.2	3
121	Alstom	Traxx MS2E	186	12
8	Alstom	Traxx DC2	483	1
63	Alstom	Traxx AC3 LM	187	4
62	Alstom	Traxx DC3 LM	494/594	3
47	Siemens	Vectron AC	193	4
99	Siemens	Vectron MS	193	5

3 ORGANIZACE ÚDRŽBY SPOLEČNOSTI RAILPOOL

3.1 Koncepce údržby

Koncepce údržby je do značné míry podřízena požadavkům zákazníků při současné nutnosti dodržet veškeré body plánů údržby a požadavky stanovené ECM II. Naše společnost k tomu využívá síť partnerských dílen, vlastní dílny a mobilní technický personál rozmístěný napříč Evropou. Zejména při realizaci nižších stupňů údržby je velkou prioritou minimalizace dojezdových vzdáleností mezi koncovými body (pravidelných) tras dopravců a umístěním dílen. Se zvyšující se komplexitou údržbových činností je bráno do úvahy přistavení i do vzdálenějších dílen. Způsob organizace údržby se tak značně odlišuje od mnoha jiných provozovatelů srovnatelně velké flotily vozidel. Rozdíly jsou patrné zejména ve srovnání například s dopravci národního charakteru, kde je často možné údržbu více centralizovat a také plánovat v souběhu s oběhy vozidel.

3.2 Údržbový program

Údržbový program společnosti Railpool v základu vychází z údržbových plánů předepsaných výrobci lokomotiv. Pro zjednodušení a unifikaci stupňů údržby byla provedena řada změn v souladu s pravidly stanovenými předpisy EU č. 2016/798 a 2019/779. Zejména došlo ke sloučení kilometrických a časových údržbových stupňů tak, že příslušná údržba je plánována podle toho, které z příslušných kritérií uplyne dříve. Některé zejména kontrolní činnosti jsou tak prováděny častěji, než je nutné (většina lokomotiv dosáhne kilometrického intervalu do základní prohlídky dříve, než za 6 měsíců). Tato koncepce ovšem redukuje počet přistavení do dílen během daného časového období a duplicitu a komplexitu údržbových protokolů. Dále se na základě rozsáhlých provozních zkušeností a dostatečného množství dat pro analýzu rizik podařilo prodloužit kilometrické proběhy zejména u obou stupňů těžké údržby tak, aby je bylo možné plánovat současně s předepsanými osmiletými intervaly. Příklad základního údržbového schématu u lokomotivy Traxx MS2E ukazuje následující tabulka (uvedené doby odstavení a pracnosti jsou pouze orientační).

Tab. 2 Údržbový program na příkladu lokomotivy Traxx MS2E / řady 186

Stupeň údržby	Interval údržby	Doba odstavení	Pracnost	
I1-T	30 000 km nebo 6 měsíců	8 h	14–16 h	Provozní údržba
I2-T	150 000 km nebo 12 měsíců	16 h	30–32 h	
I3-T	300 000 km nebo 24 měsíců	16–20 h	34–36 h	
Výměna podvozků	podle potřeby	4–5 dní	160 h	Těžká údržba
R1-TR1	1,6 Mkm nebo 8 let	5–6 týdnů	1000 h	
R2-TR2	3,2 Mkm nebo 16 let	6–7 týdnů	1200 h	

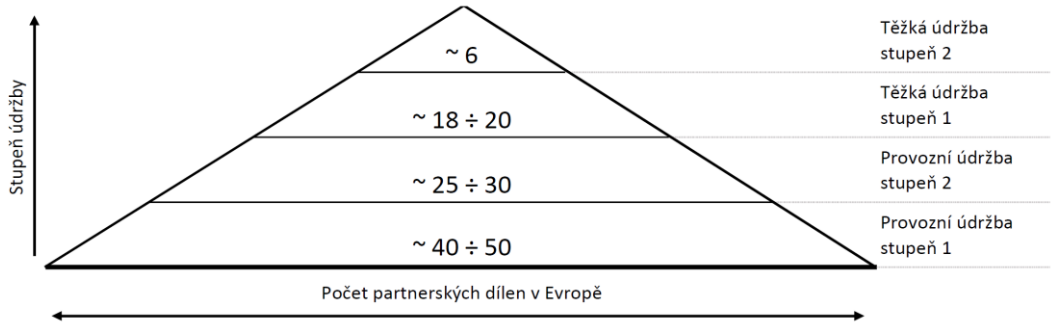
3.3 Oddělení údržbových plánů komponent pojezdu

S ohledem na široké spektrum míry opotřebení dvojkolí v závislosti na provozních podmínkách (viz kapitola 4) bylo rozhodnuto oddělit těžkou údržbu pojezdových komponent vozidel od údržby samotné lokomotivy. Tento krok umožnil samostatné sledování údržbových plánů pojezdových komponent (celých podvozků v případě lokomotiv Alstom Traxx, hnacích dvojkolí u vozidel Siemens Vectron) a jejich vzájemnou výměnu mezi vozidly. Samotná údržba těchto komponent probíhá dodavatelským způsobem.

V případě, že na lokomotivě dojde z definovaných důvodů k nutnosti údržby pojezdových komponent (opotřebený průměr dvojkolí, údržba podvozků nebo dvojkolí na základě dosažení kilometrického nebo časového proběhu), je vozidlo přistaveno do dílen k jejich výměně a získá komponenty ze skladových zásob. Demontované podvozky (dvojkolí) se po odeslání k subdodavateli a provedené údržbě příslušného stupně opět naskladní pro další použití. Tato koncepce může v některých případech znamenat nutnost častějšího přistavení lokomotiv do údržby této kategorie. V případě těžkých údržeb skříně ovšem umožnila výrazné zvýšení proběhů mezi údržbami bez jinak spojeného snížení bezpečnosti nebo spolehlivosti u pojezdových komponent. Především však nabízí větší flexibilitu plánování údržeb vyšších stupňů bez ohledu na rozdílné intervaly mezi údržbami u podvozků, které jsou závislé na míře opotřebení průměrů dvojkolí.

3.4 Realizace funkce provádění údržby

Koncepce údržby zmíněná v úvodu této kapitoly, aplikovaná navíc napříč téměř všemi evropskými zeměmi, klade zvláštní nároky na sledování kvality a stanovení obsahu jednotlivých stupňů údržby k zajištění dostatečné bezpečnosti a spolehlivosti vozidel. Aby bylo možné dosáhnout dostatečné kvality a odpovídající proškolení dílenského personálu, je nutné kvalifikace dílen odstupňovat. Strukturu sítě partnerských dílen tedy lze připodobnit k pyramidě – zatímco pro nejjednodušší provozní prohlídky je k dispozici rozsáhlá síť dílen po celé Evropě, s rostoucími nároky na náročnost údržby se počet partnerských subjektů snižuje. Strukturu v závislosti na jednotlivých stupních údržby s orientačním počtem dostupných partnerských subjektů v celé síti uvádí schéma na obr. 1 a tab. 3.



Obr. 1 Schématické znázornění rozvrstvení typů partnerských dílen

Tab. 3 Obsah jednotlivých úrovní údržby

Kategorie	Preventivní údržba	Možná korektivní údržba
Provozní údržba stupeň 1	I1-T	Výměna sběračů, drobné opravy, hledání závad (s podporou výjezdního technika)
Provozní údržba stupeň 2	I2-T, I3-T	Výměna oběhových čerpadel, ventilátorů (demontáž střech), komplexnější diagnostika
Těžká údržba stupeň 1	Výměna podvozků	Výměna větších bloků strojovny, opravy po lehčím vykolejení
Těžká údržba stupeň 2	Revize R1-T, R2-T	Těžká korektivní údržba, výměna největších celků, opravy svařováním, lakování, měření rámu

Jak je z výše uvedené grafiky patrné, pro nejjednodušší provozní údržbu vozidel je k dispozici nejširší síť subjektů ECM IV. Kromě dílen národních dopravců a strategicky výhodně umístěných stanovišť (např. v přístavech s velkým obratem železniční nákladní dopravy) jsou lokomotivy také často přistavovány do vlastních dílen zákazníků nebo k menším soukromým společnostem. Tato koncepce přináší určitá rizika, která je potřeba vhodnými opatřeními kompenzovat.

Jelikož plánování oběhů vozidel je zcela oddělené od plánování údržby a výlučně v kompetenci zákazníků, stává se často, že dvě po sobě následující provozní údržby jednoho vozidla neproběhnou ve stejných dílnách, v řadě případů ani ve stejném státě. Je tedy třeba klást zvláštní důraz na evidenci zjištěných závad v interním systému plánování údržby. Dále je nutné brát v úvahu rozdílné úrovně kvality kontroly stavu vozidel nebo vnímání potřebné úrovně provozní bezpečnosti u dílenského personálu. Aby bylo možné za těchto podmínek zajistit dostatečnou bezpečnost vozidel, jednotné požadavky na kvalitu a minimalizovat dobu odstavení vozidel v údržbě, využívá Railpool soubor opatření, mezi která patří:

- vícestupňová certifikace dílen pro každý typ lokomotivy a stupeň údržby,
- pravidelné audity kvality u subjektů provádějících údržbu dle předpisů ECM,
- aktivní využívání nástrojů dálkové diagnostiky k předběžné lokalizaci závad a definice potřebných náhradních dílů a nutné úrovně dílenského vybavení,
- plánování odstraňování nekritických závad v souběhu s vyššími stupni údržeb,
- provádění nejvyšších stupňů údržeb projektovým způsobem se stálým týmem a dlouhodobou podporou s pravidelnou výměnou informací mezi dílnou a objednatelem údržby ke každé lokomotivě, včetně osobního přejímání po jejím dokončení.

Odstraňování větších závad a náročnější výměna komponent potenciálně představuje v dílnách nižších kategorií značné provozní komplikace (nedostatečné vybavení, nutnost přepravy lokomotivy do jiných dílen atd.). K minimalizaci těchto situací a za účelem zvýšení spolehlivosti vozidel je toto v rámci údržbových plánů kompenzováno rozšířením obsahu nejvyšších stupňů těžké preventivní údržby výrazně nad rámec požadavků výrobců. Příkladem je výměna všech ventilátorů chlazení komponent a současná demontáž vybraných bloků strojovny při demontovaných segmentech střechy během stupňů údržby R1-T nebo R2-T, což omezuje nutnost údržbových zásahů pomocí těžkého vybavení mezi těmito stupni. Částečnou nevýhodou zvoleného systému může však být, že tento režim údržby prakticky neumožňuje využít předností moderní diagnostiky k individualizaci údržbových intervalů jednotlivých komponent (Condition-Based Maintenance – údržba podle skutečného stavu).

4 OPOTŘEBENÍ KOL, SLEDOVÁNÍ VÝVOJE JÍZDNÍHO OBRYSU

4.1 Základní podmínky

Opotřebení kol je jedním z klíčových témat, které definují rozdílné podmínky provozu v Evropě. Jelikož správné nastavení parametrů a jejich sledování je klíčové jak pro bezpečnost vozidel, tak pro plánování údržby a potřeby náhradních dílů (přistavení k soustružení, životnost dvojkolí), je tomuto tématu věnována náležitá pozornost.

Všechny moderní lokomotivy společnosti Railpool jsou opatřeny jízdním obrysem S 1002 podle EN 13 715 se základní výškou okolku 28 mm a sklonem kuželové plochy 1:15. Při zadávání reprofilace vozidel je individuálně volena tloušťka okolku v závislosti na provozním režimu vozidla. Naprostá většina vozidel vykazuje známé jevy opotřebení jízdních ploch kol u vozidel s vysokým trakčním výkonem a elektronickou regulací trakce operující na hraně makroskluzu k využití maximálního potenciálu adhezní charakteristiky. Dochází tak zejména k projetí žlábku v jízdní ploše kola s doprovázejícím růstem výšky okolku a tvorbě převalení na vnější straně kol. Tento jev je oproti podmínkám v kontinentální Evropě výrazně zesílen – zřejmě především vlivem extrémních klimatických podmínek – ve Skandinávii, zejména na exponovaných tratích jako je tzv. Bergensbanen (Oslo–Bergen).

4.2 Vývoj a sledování parametru tloušťky okolku

Největší rozdíly v rámci Evropy lze pozorovat u vývoje tloušťky okolku. Opotřebení okolků značně závisí na charakteristikách kontaktní geometrie, a tedy na typu a úklonu použitých kolejnic tratí a v neposlední řadě také na samotném technickém stavu infrastruktury. Rozdílné trendy opotřebení kol komplikují realizaci povinností vyplývajících z pravidel ECM, například pro stanovení údržbových limitů pro rozměry jízdního obrysu tak, aby během provozu vozidel nedošlo k překročení mezních hodnot stanovených v EN 15 313. Je tedy nutné nasazení sofistikovanějších metod vyhodnocení dat (dynamické stanovení mezních hodnot na základě dosavadního vývoje opotřebení) k zajištění dostatečné bezpečnosti.

Vzhledem k rozdílné vybavenosti dílen a různým způsobům měření dvojkolí bohužel zatím nebylo možné plošně provádět komplexnější analýzy vývoje opotřebení kol na základě surových dat změřených jízdních obrysů přímo z měřicích zařízení. Ve většině případů je možnost získat pouze číselná data o parametrech okolku vyžadovaná plánem údržby.

Aby bylo možné srovnávat jednotlivá vozidla a trendy vývoje opotřebení kol, byl interně zaveden pomocný parametr vývoje tloušťky okolku na 10 000 km. Jeho hodnota pak určuje míru opotřebení a má vliv na plánování termínů soustružení kol, předepsání požadované tloušťky okolku při příští reprofilaci a výpočet životnosti dvojkolí. Railpool momentálně pracuje na využití těchto dat k zavedení systému podpory tohoto plánování automatizovaně pomocí výpočetní techniky.

V případě vývoje tloušťky okolku lze na lokomotivách Railpool napříč Evropou pozorovat jednoznačný trend v geografickém směru severozápad – jihovýchod. Lokomotivy v provozu ve státech na severu a západě (výrazněji např. v Norsku a Belgii) vykazují silnější tendence k růstu tloušťky okolku (parametru *Sd*), zatímco při provozu v zemích jihovýchodní Evropy a zejména na Balkánském poloostrově se okolek výrazně ztenčuje. Rozdělení podle jednotlivých kategorií ukazuje tab. 4.

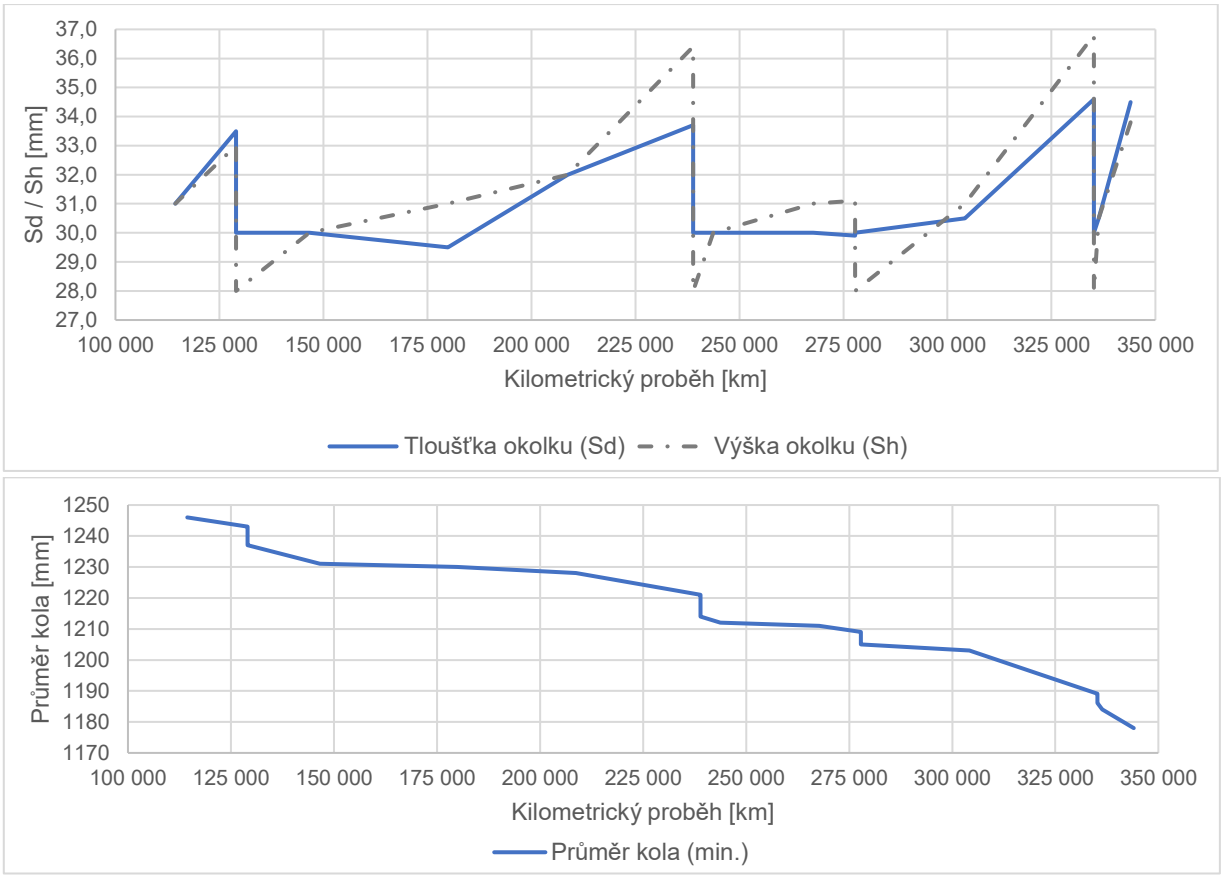
Tab. 4 Vývoj tloušťky okolku dle geografických oblastí a vliv na provoz dvojkolí

Vývoj *Sd* [mm / 10 tis. km]	**Země nasazení**	**Interval reprofilací [tis. km]**	**Vliv na dvojkolí**
0,5 a více	Norsko (Bergensbanen)	30 ÷ 60	Výrazně zkrácený interval reprofilací, zkrácená životnost dvojkolí
0,3 ÷ 0,5	Norsko, Švédsko	60 ÷ 90	Zkrácený interval reprofilací, malý vliv na životnost dvojkolí
0,2 ÷ 0,3	Belgie, Nizozemí	90 ÷ 120	Zkrácený interval reprofilací, minimální vliv na životnost dvojkolí
-0,2 ÷ 0,2	Střední Evropa / smíšený provoz	120 ÷ 180	Standardní interval reprofilací a životnost dvojkolí
-0,4 ÷ -0,8	Chorvatsko, Srbsko, Maďarsko, Rumunsko, (částečně ČR a SR)	60 ÷ 90	Zkrácený interval reprofilací, výrazně zkrácená životnost dvojkolí
-1,0 a více	Chorvatsko (trať Ogulin–Rijeka)	30	Výrazně zkrácený interval reprofilací, extrémně zkrácená životnost dvojkolí

4.3 Příklady kritického vývoje jízdního obrysu

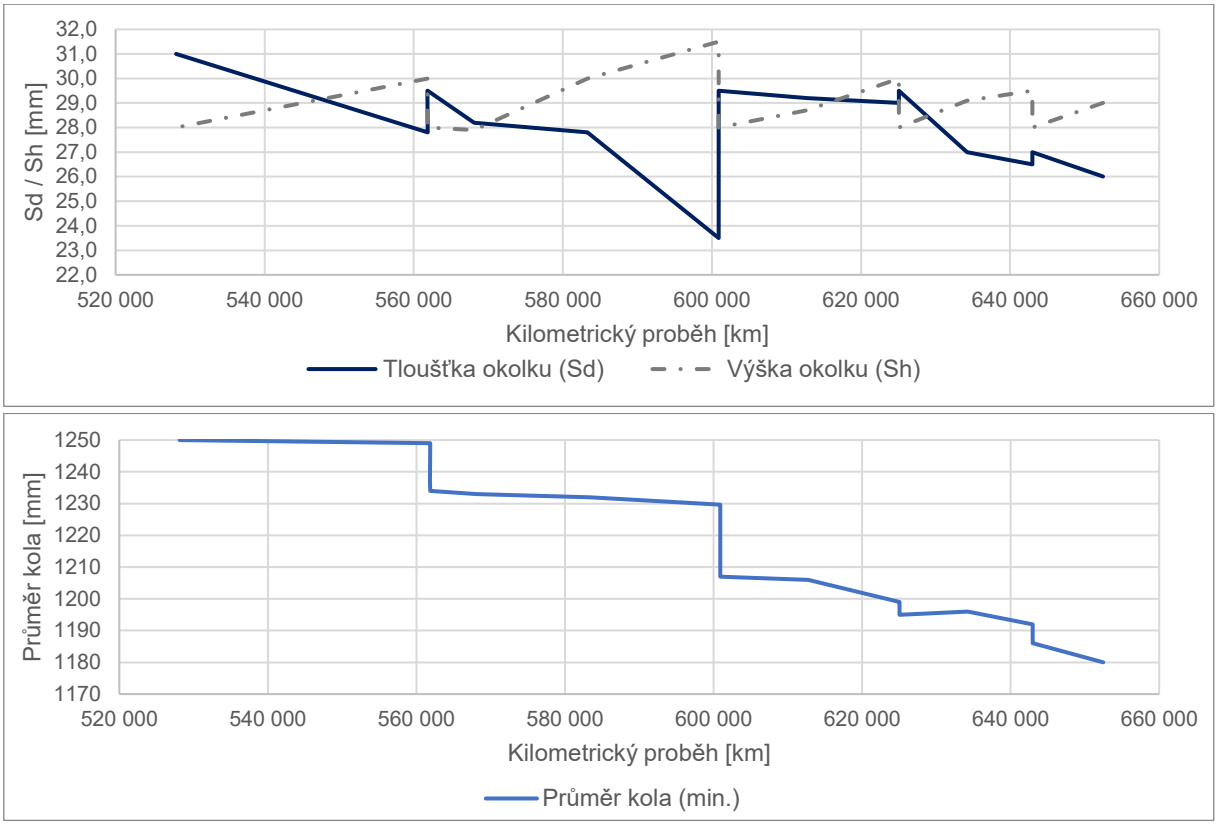
Pro znázornění vlivu vývoje jízdního obrysu na plánování reprofilací a životnost dvojkolí byly vybrány příklady lokomotiv s mimořádně velkou mírou opotřebení. Průběhy vývoje parametrů tloušťky okolku jsou zobrazeny na obr. 2 a 3. Jelikož intenzita opotřebení z velké části závisí na oblasti nasazení lokomotiv, kdy počet jízd na jedné „kritické“ trati má zásadní vliv na míře úbytku/přírůstku tloušťky okolku, jsou u lokomotiv v takto exponovaných podmínkách zavedena do údržbového plánu dodatečná měření v polovině běžného údržbového intervalu. Toto opatření je nutné pro zajištění bezpečného provozu a plánování termínů soustružení.

Prvním příkladem je lokomotiva Traxx AC3 v provozu v Norsku, kde dochází ke zdánlivému nárůstu tloušťky okolku (vlivem silného opotřebení jízdního obrysu na úrovni styčné kružnice se úroveň měření tohoto parametru posouvá níže do přechodové oblasti mezi jízdní plochou a okolkem). Úseky s největším sklonem nárůstu tloušťky okolku jsou dány (mimo nepřesností měření mezi reprofilacemi) zejména obdobími se zvýšeným provozem na trati Oslo–Bergen, která byla kvůli sklonovým a směrovým poměrům vyhodnocena jako jedno z kritických míst místní infrastruktury. K úplnému opotřebení kol a nutnosti výměny podvozků došlo po cca 350 000 km, zatímco běžná životnost dvojkolí ve středoevropském prostředí je mezi 800 000 a 1,2 miliony kilometrů.



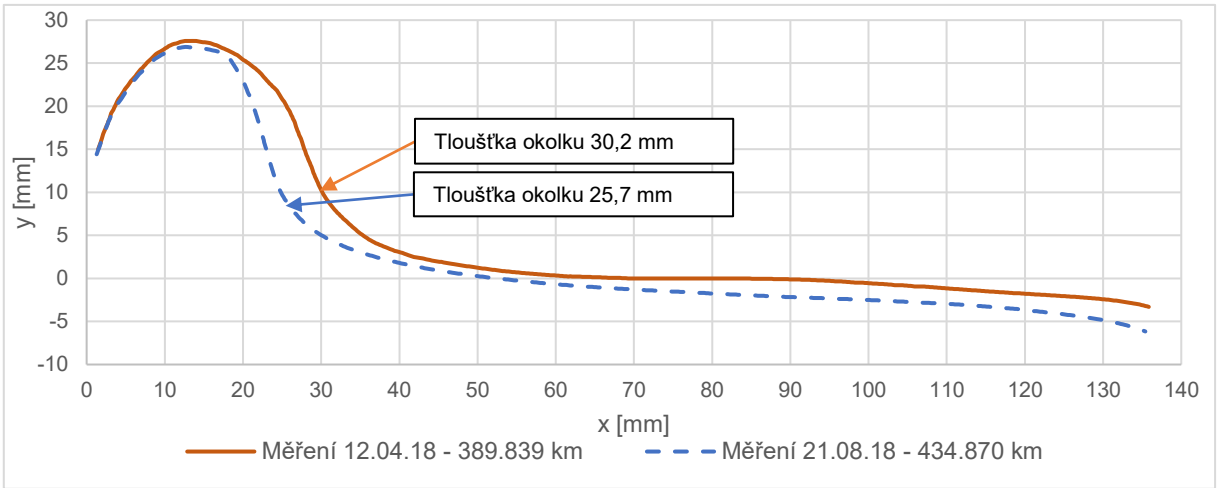
Obr. 2 Parametry okolku (nevyšší hodnoty) a vývoj průměru kol (minimální hodnoty) u lokomotivy Traxx AC3 v provozu v Norsku

Na obr. 3 je pak uveden příklad stejného typu lokomotivy s provozem v Chorvatsku. V této oblasti byla jako kritickou vyhodnocena trať (Záhřeb–)Ogulin–Rijeka, kde se kromě náročných sklonových a směrových poměrů negativně projevuje také špatný technický stav infrastruktury. Patrné jsou zde velké úbytky materiálu během reprofilací. Maximální opotřebení tloušťky okolku při dlouhodobém provozu na trati do Rijeky dosáhlo 2,5 mm / 10 tis. km. Mezi novými dvojkolími o průměru 1250 mm a dosažením maximálního opotřebení (vyřazení lokomotivy z provozu po posledním soustružení) měla lokomotiva proběh pouhých 115 000 km.



Obr. 3 Parametry okolku (nejnižší/nevyšší hodnoty) a vývoj průměru kol (minimální hodnoty) u lokomotivy Traxx AC3 v provozu v Chorvatsku

Příklady tratí s kritickým vývojem okolku lze najít také v České republice, i když jejich vliv na opotřebení kol se většinou díky smíšenému provozu stírá. Během časově omezeného provozu lokomotivy řady 186 s převahou trati Ústí nad Labem – Cheb v roce 2018 bylo zjištěno opotřebení s výrazným úbytkem tloušťky okolku (cca. 1 mm/10 tis. km). Příklad změřených jízdních obrysů ukazuje obr. 4.



Obr. 4 Příklad vývoje jízdního obrysu během nájezdu 45 031 km na trati Ústí nad Labem–Cheb

4.4 Odběr materiálu při reprofilaci

Důležitým faktorem k posouzení zejména životnosti kol bylo zjištění nutného odběru materiálu při soustružení. V tomto případě má daleko větší vliv soustružení kol při ztenčujícím se okolku. Při provozu v zemích s rostoucí tloušťkou okolku má rozdíl vstupních a výstupních hodnot *Sd* malý vliv na odebraný materiál při reprofilaci, průměrný odběr materiálu je 4 až 10 mm z průměru kol, podle stavu povrchu jízdních ploch a typu soustruhu.

V případě ztenčujícího se okolku má rychlost úbytku tloušťky výrazně větší dopad na životnost dvojkolí – přičemž většina úbytku materiálu proběhne v rámci reprofilací. Statistickou analýzou souboru cca. 30 reprofilací lokomotiv provozovaných v Chorvatsku byl zjištěn faktor ca. 4 až 5 – tedy na každý 1 mm přidané tloušťky okolku je nutno osoustružit ca. 4 ÷ 5 mm průměru. Při středním rozdílu vstupního měření a požadované výsledné tloušťky okolku okolo 4 mm (např. soustružení z hodnoty 26,5 mm na 30,5 mm) dojde při každé reprofilaci k odebrání ca. 16 ÷ 20 mm z průměru na styčné kružnici (viz příklad lokomotivy na obr. 3). Provozní zkušenosti dokládají, že četnější soustružení s menším odběrem materiálu vedou k prodloužení životnosti dvojkolí, ovšem ve zmíněných extrémních případech provozu již není z provozního a komerčního hlediska možné podkročit základní interval údržeb 30 000 km.

4.5 Vliv typu vozidla

Analýza dat prováděná do současné doby zatím ukazovala ve většině případů (ve střední Evropě) jen zanedbatelné rozdíly mezi jednotlivými typy vozidel. Daleko větší vliv mají pojížděné tratě (a to i v rámci jednoho údržbového intervalu) a kombinace zemí nasazení každého vozidla. V extrémních případech opotřebení okolku zejména na trati Ogulin–Rijeka bylo možné pozorovat výraznější opotřebení v neprospěch lokomotiv Siemens Vectron. U sledovaných lokomotiv řady 193 při výlučném provozu na trati do Rijeky byla zjištěna míra úbytku až cca. 2,8 mm / 10 tisíc km (tedy přesahující 8 mm během základního údržbového intervalu 30 000 km). Takto kritické opotřebení bylo potřeba dále řešit jinými než technickými prostředky (omezením provozu v kritických úsecích trati).

Tato zjištění se však zatím zakládají více na kvalifikovaných odhadech vyplývajících z obecných poznatků o konstrukci vozidel než přímo na základě změřených dat (rozvor podvozku 3,0 m (Vectron) oproti 2,6 m (Traxx), výrazně vyšší příčná tuhost vedení dvojkolí a větší odpor proti natáčení podvozku). Zatím nebylo možné nasadit dvě vozidla obou výrobců ve shodných oběžích na jedné z kritických tratí k získání vhodného souboru srovnávacích dat. Jelikož provoz vozidel tohoto typu je v dané oblasti stále relativně krátký, sběr a analýza dat z měření a poznatků o opotřebení kol nadále probíhá.

5 ZÁVĚR

Organizace údržby se v sektoru pronájmu vozidel může značně lišit od jiných subjektů provozujících hnací vozidla, jelikož jsou oběhy vozidel zcela odděleny od plánování údržby. Dále je třeba vzít v potaz různé legislativní, provozní a údržbové podmínky při mezinárodním provozu napříč Evropou, což se daří kompenzovat vhodně zvoleným schématem údržby a důrazem na sledování kvality a stavu vozidel. Přeshraniční provoz vozidel přináší značné rozdíly zejména v míře a způsobu opotřebení dvojkolí, včetně extrémního opotřebení na exponovaných tratích, což je dokázáno na konkrétních příkladech z praxe. V této oblasti ještě je prostor pro rozsáhlejší sběr a analýzu dat vedoucí k dalšímu výzkumu těchto jevů.

◆◆

Literatura

[1] Směrnice Evropského parlamentu a Rady (EU) 2016/798 ze dne 11. května 2016 o bezpečnosti železnic. In: *Úřední věstník Evropské unie.* L 138, 26.5.2016.

[2] Prováděcí nařízení Komise (EU) 2019/779 ze dne 16. května 2019 kterým se přijímají podrobná ustanovení o systému udělování osvědčení pro subjekty odpovědné za údržbu vozidel podle směrnice Evropského parlamentu a Rady (EU) 2016/798 a zrušuje nařízení Komise (EU) č. 445/2011. In: *Úřední věstník Evropské unie.* L 139I, 27.5.2019.

[3] DIN EN 15313:2024. *Bahnanwendungen – Radsätze und Drehgestelle – Radsatzinstandhaltung.*

[4] Interní podklady společnosti Railpool GmbH.

Zasláno / received: 05. 06. 2025, přijato / accepted: 16. 07. 2025, publikováno / published: 17. 09. 2025.

Příspěvek recenzovali / The paper was reviewed by: Ing. Stanislava Liberová, Ph.D. (Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera), Ing. Petr Špalek (ŠKODA TRANSPORTATION a.s.).

SOUČASNÉ PROBLÉMY V KOLEJOVÝCH VOZIDLECH

XXVII. konference s mezinárodní účastí
17.–19. září 2025, Česká Třebová

ANALÝZA PARAMETRŮ OVLIVŇUJÍCÍCH ŽIVOTNOST KOL

ANALYSIS OF PARAMETERS AFFECTING THE WHEELS LIFESPAN

Petr JANOŠ[1], Libor KOVÁŘ[2], Jaromír ŠIROKÝ[3], Alois KOTRBA[4]

e-ISBN: 978-80-7560-564-1
DOI: 10.46585/spkv20252698
ISSN: 3029-8342
CC BY

Abstrakt

Příspěvek pojednává o vlivech, které působí na opotřebení / degradaci jízdní plochy kola, a tím i na jeho životnost. Až doposud byla tato problematika většinou nahlížena partikulárně. Například pouze z pohledu geometrie jízdního obrysu, jindy pouze z pohledu použitého materiálu kol. Tento příspěvek naopak sumarizuje většinu vlivů, které působí na životnost jízdní plochy a připravuje tak podklady pro vytvoření prediktivního modelu životnosti železničních kol v různých provozních podmínkách.

Klíčová slova

železniční kolo, opotřebení, materiál kola, jízdní obrys, LCC

Abstract

The paper analyses the influences that affect the wear / degradation of the wheel tread profile and thus its lifespan. Up to now, this issue has been mostly viewed in a partial way only. For example, only from the perspective of the geometry of the tread profile, sometimes only from the perspective of the wheel steel grade. This paper, on the other hand, try to summarise all influences acting on the wheel tread profile and thus provide the base for creating predictive model of railway wheel lifespan in various operating conditions.

Keywords

railway wheel, wearing, wheel steel grade, tread profile, LCC

1 ÚVOD

Mnoho, nejen drážních, odborníků zaznamenalo v poslední době, zejména pak v posledních 5 až 10 letech, fenomén významně se snižující životnosti železničních kol. Tato skutečnost prostupuje prakticky veškerými segmenty kolejových vozidel počínaje lokomotivami, přes osobní vozy a jednotky, nákladní vozy, až po vozidla metra a tramvaje a to přesto, že by se s ohledem na modernizaci vozového parku a tratí dal očekávat pravý opak. Proto se tento příspěvek aktuálně zabývá právě opotřebením jízdní plochy a vlivy, které na toto opotřebení působí. Příspěvek je rozdělen do pěti dále uvedených kapitol:

[1] **Ing. Petr Janoš, Ph.D., MBA**. BONATRANS GROUP a.s. Revoluční 1234, 735 94 Bohumín, Česká republika, tel.: +420 775 860 141, e-mail: petr.janos@ghh-bonatrans.com
[2] **Ing. Libor Kovář**. BONATRANS GROUP a.s. Revoluční 1234, 735 94 Bohumín, Česká republika, tel.: +420 775 877 129, e-mail: libor.kovar@ghh-bonatrans.com.
[3] **Ing. Jaromír Široký, Ph.D.** VŠB-TU Ostrava, Institut dopravy. 17. listopadu 2175/15, 708 00 Ostrava – Poruba, Česká republika, tel.: +420 597 324 375, e-mail: jaromir.siroky@vsb.cz
[4] **Ing. Alois Kotrba, Ph.D.** České dráhy, a.s. Depo kolejových vozidel Brno, Odbor provozu. Kulkova 1, 614 00 Brno, Česká republika, tel.: +420 606 745 331, e-mail: alois.kotrba@cd.cz

- typy vad / poškození železničních kol,
- vlivy ovlivňující poškození,
- problematika reprofilace kol,
- životnost kol podle typů kolejových vozidel,
- analýza získaných dat.

2 TYPY VAD / POŠKOZENÍ ŽELEZNIČNÍCH KOL

Úvodem je vhodné definovat pojmy vada a poškození. Vadou se rozumí neodhalená neshoda vzniklá během výroby. Poškození je často doprovodným jevem provozování a nemůže být vždy automaticky chápáno jako vada. S jistým zjednodušením můžeme veškerá poškození jízdní plochy rozdělit do pěti typů:

- poškození způsobená klasickým opotřebením,
- poškození způsobená kontaktní únavou,
- poškození způsobená tepelným namáháním,
- poškození způsobená nadměrnou deformací,
- poškození způsobená vnějšími vlivy.

Poznámka: V reálném provozu vznikají různá poškození souběžně a je možné hovořit pouze o převládajícím způsobu poškození.

2.1 Poškození způsobená klasickým opotřebením

Opotřebení je přirozeným projevem provozování každého železničního kola. Pouze jestli přesáhne jistou mez, která ale není normativně stanovena, hovoříme o nadměrném opotřebení. K opotřebení dochází v důsledku procesu adheze a abraze:

- Adhezivní opotřebení vzniká všude, kde se vyskytuje tření.
- Abrazivní opotřebení vzniká během tření za přítomnosti abrazivních částic.
  Abrazivními částicemi jsou nejčastěji částice písku.

Opotřebení jízdní plochy lze z pohledu tvaru rozdělit na:

- Opotřebení okolku (Flange wear).
- Opotřebení středu jízdní plochy (Hollow wear of the wheel tread profile). Nejčastěji je toto opotřebení způsobeno převážným provozováním vozidla na přímých tratích s minimálním množstvím oblouků.



Obr. 1 Nadměrné opotřebení okolku (vlevo); nadměrné opotřebení středu jízdní plochy (vpravo)

Poznámka: Někdy se nesprávně zaměňuje pojem opotřebení a degradace jízdní plochy kola. Kola z materiálů, která mají vysokou odolnost proti opotřebení zpravidla dosahují také vyšší životnost. Na druhé straně je nutno si uvědomit, že degradace jízdní plochy není způsobená pouze opotřebením, a proto také otěruvzdornost materiálu není jediné kritérium pro vhodnou volbu materiálu kola. Kromě toho norma EN13262 [1] ani problematiku otěruvzdornosti materiálů železničních kol nijak normativně neupravuje.

2.2 Poškození způsobená kontaktní únavou

V důsledku působní sil mezi kolem a kolejnicí je jak kolo, tak kolejnice vystavena degradačnímu procesu kontaktní únavy (Rolling Contact Fatigue). Během odvalování kola po kolejnici dochází k deformaci povrchu jízdní plochy. V povrchové vrstvě materiálu, kde je vyčerpána plastická deformace, vznikají trhliny. Ty se propojují a materiál se začne vydrolovat (Vydrolování – Shelling). Kontaktní únava způsobuje tvorbu trhlin, které můžeme podle směru rozdělit na příčné, šikmé a podélné:

- Příčné trhliny – jsou tvořeny jednotlivými trhlinami až pásem trhlin, nejčastěji ve středu jízdní plochy. Přitom příčným směrem rozumíme napříč jízdní plochou kola, to je rovnoběžně s osou dvojkolí. Jsou generovány intenzivními rozjezdy a brzděním.
- Šikmé trhliny – jedná se o oblasti nebo pásy šikmých trhlin obvykle v oblasti mezi vnějším čelem a styčnou kružnicí a v oblasti u přechodu do okolku. Pravděpodobnou příčinou je častý průjezd oblouky malých poloměrů, či průjezd protisměrnými oblouky. Obecně nevhodnými kontaktními podmínkami mezi kolem a kolejnicí.
- Podélné trhliny – jsou tvořeny oblastmi nebo pásy trhlin ve středu jízdní plochy. Příčinou může být šikmé postavení kola vůči kolejnici [2].



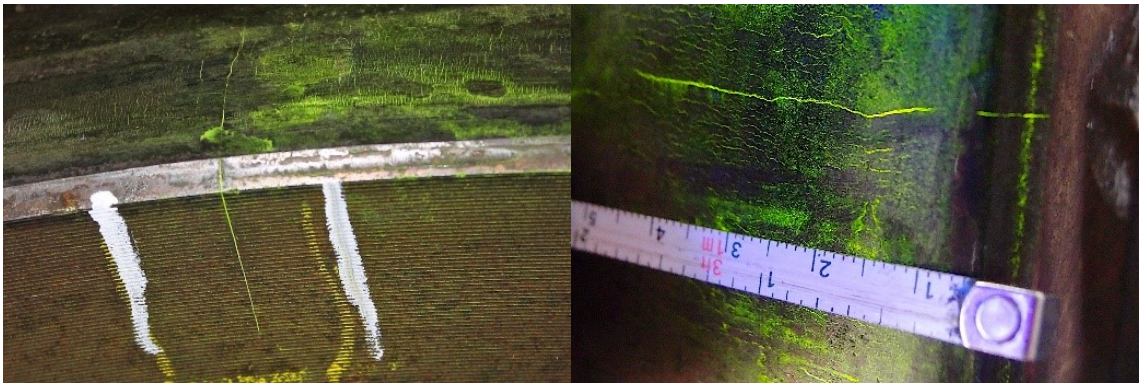
Obr. 2 Příčné trhliny (vlevo); šikmé trhliny (uprostřed); podélné trhliny (vpravo)

2.3 Poškození způsobená tepelným namáháním

Tepelné namáhání železničních kol může být způsobeno brzděním špalíkovou brzdou, nebo prokluzem dvojkolí. Poškození způsobená prokluzem kol jsou charakteristická výskytem na obou kolech jednoho dvojkolí ve stejné rovině procházející osou dvojkolí. Teplota věnce kola v místě kontaktu s kolejnicí může během skluzu překročit teplotu AC_1 (727 ºC). Následné rychlé ochlazení může vyvolat změnu struktury materiálu v povrchové a podpovrchové vrstvě jízdní plochy.

Poznámka: Použití tepelně optimalizovaných kol a použití inovativních materiálů (například z rodiny BONASTAR od společnosti BONATRANS) nijak nesnižuje pravděpodobnost poškození jízdního profilu způsobená tepelným namáháním od brzdění či od prokluzu.

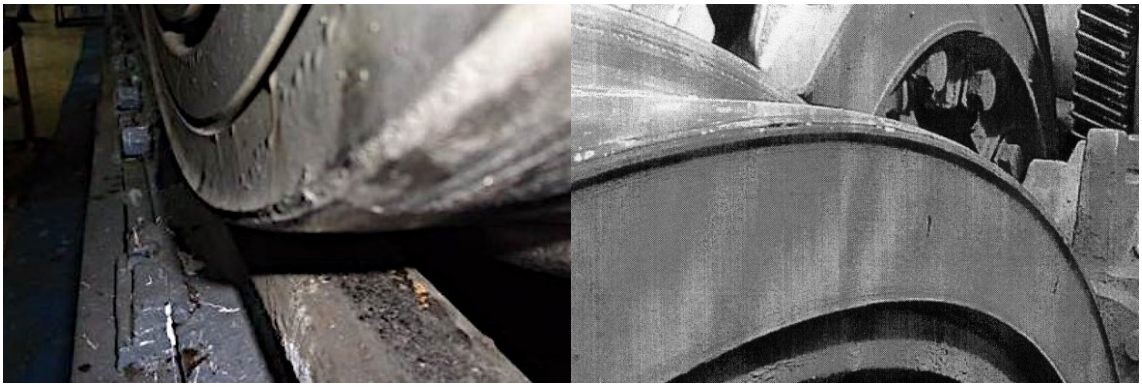
Poškození způsobená brzděním špalíkovou brzdou můžeme podle vzhledu rozdělit na příčné tepelné trhliny (Lateral thermal cracks) a síť tepelných trhlin (Thermal crazing).



Obr. 3 Příčné tepelné trhliny (vlevo); síť tepelných trhlin (vpravo)

2.4 Poškození způsobená nadměrnou deformací

Valivý odpor kola odvalujícího se po kolejnici je způsoben plastickou deformací materiálu kola a kolejnice. Během odvalování kola jsou jednotlivá místa jízdní plochy stlačována a následně odlehčována. Během odlehčování však nedojde k uvolnění veškeré energie, která byla potřebná ke stlačení kontaktní plošky. Část energie se promění v plastickou deformaci, která může způsobit vyválcování materiálu z oblasti styčné kružnice směrem k vnějšímu čelu věnce kola. Maximální hodnota převisu (Tread roll over) podle normy EN 15313 je 5 mm.



Obr. 4 Vyválcování materiálu jízdní plochy přes vnější čelo

3 VLIVY OVLIVŇUJÍCÍ POŠKOZENÍ

Na každém poškození kola se podílí vnější vlivy. U jistých typů poškození jsou dokonce vnější vlivy rozhodujícím faktorem. Můžeme je rozdělit například do deseti níže uvedených kategorií:

- vliv vhodné volby materiálů kola,
- vliv tepelného zpracování věnce kola,
- vliv geometrie jízdního obrysu,
- vliv konstrukce kola,
- vliv konstrukce pojezdu,
- vliv brzdy,
- vliv kvality trati,
- vliv pískování,
- vliv mazání okolků,
- vliv pohonu.

3.1 Vliv vhodné volby materiálů kola

Železniční celistvá kola se dnes nejčastěji vyrábí z uhlíkových ocelí. Oceli s nižším obsahem uhlíku jsou vhodné pro špalíkové brzdění. Naopak oceli s vyšším obsahem uhlíku jsou vhodné pro větší nápravové zatížení, ale ne pro intenzivní špalíkové brzdění. Evropská norma 13262 definuje níže uvedené třídy oceli (pro lepší představu jsou v závorce uvedeny přibližné ekvivalenty materiálů podle dřívější normy ČSN):

- ER6 (12050) – Třída oceli vhodná pro kola, která jsou určena pro velmi malá nápravová zatížení.
- ER7 (12051) – Tento materiál je převážně používán pro kola nákladních vozů, která jsou brzděná špalíky.
- ER8 (12051/12060) – Materiál pro kola dvojkolí s vyšším nápravovým zatížením. Je používán především na EMU a DMU.
- ERS8 (třída 14) – Materiál je určen pro podobné aplikace jako ER8. Ve srovnání s ním však má lepší odolnost proti projevům kontaktní únavy.
- ER9 (12060) – Určen primárně pro kola lokomotiv.

Poznámka: Kola jednotek ICE 3neo (Nejmodernější verze jednotek ICE3) byla původně vyráběna z oceli ER8. Nyní jsou dodávaná z materiálu ER9. Tento příklad není výjimkou, a lze dokonce hovořit o jistém trendu aplikovat tvrdší materiál ER9 tam, kde se ještě nedávno standardně používal materiál ER8. Na druhé straně, použití kol z tvrdšího materiálu může vést k většímu opotřebení hlav kolejnic na tratích s oblouky malých poloměrů. Proto je nutno vybírat vhodný materiál pro tu kterou provozní aplikaci na základě multikriteriální analýzy zohledňující nejen opotřebení kola, ale i kolejnice.

Celistvá kola mohou být dodávaná také podle norem AAR M-107/M-208. Ta definuje níže uvedené třídy oceli:

- Class L (12041) – Vhodná pro malá nápravová zatížení.
- Class A (12051/12060) – Tento materiál je vhodný pro intenzivně brzděná kola.
- Class B (12061/12071) – Standardní materiál.
- Class C (uhlík na úrovni 12081, ale umožňuje vyšší obsahy Mn a Si) – Materiál vhodný pro kola lokomotiv s vysokým nápravovým zatížením.
- Class D (Class C s obsahem mikrolegur) – Jedná se o materiál s nejvyšší odolností proti opotřebení, který je normativně definován.

Ocel Class D je sice nejtvrdší, ale na druhé straně má nejnižší lomovou houževnatost. Ta by ve věnci kola, které je brzděno špalíky, neměla klesnout pod 42 $MPa \cdot m^{1/2}$ [3].

Obruče se v Evropě nejčastěji vyrábí z níže uvedených materiálů:

- B5T (12060),
- B6T (12061).

Poznámka: Inovativní materiály s obchodním názvem BONASTAR, společnosti BONATRANS, mají vylepšené pevnostní charakteristiky, a umožňují tak splnit požadavky zákazníků nad rámec standardních norem. Kola z takovýchto materiálů nalézají uplatnění především v provozně náročnějších aplikacích.

3.2 Vliv tepelného zpracování věnce kola

Tepelným zpracováním kol maximálně využíváme potenciálu oceli s ohledem na jeho chemické složení. Režimy tepelného zpracování jsou stanoveny s ohledem na nalezení optima mezi pevnosti a houževnatosti.

3.3 Vliv geometrie jízdního obrysu

Životnost kola je podstatným způsobem ovlivněná správnou volbou jízdního obrysu, jelikož jeho geometrie ovlivňuje jak chodové vlastnosti vozidla, tak kontaktní tlaky. Lze je rozdělit do tří typů:

- Válcové jízdní profily – jsou vhodné pro velmi vysoká nápravová zatížení např. pro „Heavy haul applications“ s nápravovým zatížením vyšším než 30 tun a převážně přímé tratě.
- Kuželové jízdní profily – jsou vhodné pro tramvajové tratě, které jsou charakteristické oblouky malých poloměrů.
- Křivkové jízdní profily – jsou určeny pro standardní kolejová vozidla.

Poznámka – Pro úklon kolejnic 1:40 používaný na koridorech a profil hlavy kolejnice 60E1 je optimalizovaný jízdní profil kola S1002 podle normy EN 13715. Jízdní obrys EPS podle EN 13715 je charakteristický svou vyšší kuželovitostí, a tím je předurčen pro použití na kolech vozidel, která jsou provozována na tratích s oblouky s malými poloměry. Vyšší kuželovitost propůjčuje okolkům lepší životnost. Na druhé straně více namáhá jízdní plochu, která zejména zpočátku provozování rychle ztrácí svou původní geometrii.

3.4 Vliv konstrukce kola

Na první pohled by se mohlo zdát, že vlastní konstrukce kola jeho životnost nijak neovlivňuje. Přesto i zde je prostor pro možná zlepšení, například:

- Použitím kol větších průměrů. Například upřednostnit na jednotkách EMU/DMU kola ∅920 před koly ∅850 s ohledem na nižší kontaktní tlak a nižší počet zátěžných cyklů v místě kontaktu.

- Zvětšením efektivní tloušťky věnce kola z 35 mm na 40 mm, 45 mm či dokonce 50 mm, jak je tomu v případě čínské lokomotivy HXD1.
- Upřednostnění pryží odpružených tramvajových kol s větší poddajností. V této souvislosti je možná vhodné uvést, že tramvajová kola VKG BTG (∅700) mají radiální tuhost 70 kN/mm a axiální tuhost 15 kN/mm. Kola GHH V60 pak mají radiální tuhost 250 kN/mm a axiální tuhost 35 kN/mm. Od pryží odpružených tramvajových kol primárně nevyžadujeme nízkou radiální tuhost. Tu lze kompenzovat v dalších stupních vypružení podvozku. Očekávaná je nízká axiální tuhost, projevující se schopností natočení obruče vzhledem ke kotouči tak, aby došlo co možná k nejlepšímu přimknutí obruče ke geometrii tratě, a tedy k zajištění minimální velikosti úhlu náběhu (Angle of attack).

3.5 Vliv konstrukce pojezdu

Životnost jízdní plochy kol je podstatným způsobem ovlivněna také typem pojezdu, respektive typem podvozku. Rozhodující měrou závisí na velikosti rozvoru a hmotnosti podvozku. Čím je rozvor podvozku větší, tím více se podvozek při průjezdu obloukem příčí, tj. zvyšuje se úhel náběhu. Vyšší úhel náběhu vede ke zvýšení třecí práce v kontaktu kolo-kolejnice, což se projevuje zvýšeným opotřebením okolků a doprovodným kvílivým hlukem. Kvílivý hluk může být částečně eliminován použitím tlumičů hluku, což však částečně zhoršuje odhaditelnost případných problémů s otáčivostí podvozků. Obecně lze říci, že životnosti kol napomáhá:

- Měkké vypružení a nízká příčná tuhost vedení dvojkolí.
- Použití křížové vazby umožňující radiální stavění dvojkolí v podvozku, pokud je zajištěna stabilita chodu při vyšších rychlostech.
- Správné fungování protiskluzové ochrany.
- Snížení hmotnosti a snížení momentů setrvačnosti podvozků.

Poznámka: Provozní nasazení vratných jednotek (Push-pull train) životnost kol negativně neovlivňuje [4].

3.6 Vliv brzdy

Nadměrná degradace jízdní plochy vlivem brzdových špalíků je poměrně častá a může mít mnoho podob. Nejčastěji dochází k poškození:

- Jízdou vlaku s vozem s neodbrzděnou ruční brzdou.
- Nevyřazením poškozeného špalíku z provozu.
- Rozvolněným pákovím, kdy je špalík kuželovitostí jízdní plochy vysunut směrem k vnější straně kola. Pak přehřívá hranu věnce mezi jízdní plochou a vnějším čelem kola a způsobuje tak tvorbu nebezpečných tepelných trhlin.

Na moderních železničních nákladních vozech se k tomu mohou přičítat další dodatečné vlivy:

- Kompozitní brzdové špalíky, zejména pak špalíky LL, snižují životnost kol až o 30 %, v porovnání s dříve používanými litinovými špalíky.
- Použití jednostranné kompaktní špalíkové brzdy na podvozcích s rozsochovým vedením (např. na podvozcích Y25) vede během brzdění ke znehybnění dvojkolí, a tím ke zvýšenému opotřebení okolků. Jednostranná špalíková brzda během brzdění vyřadí z funkce i křížovou vazbu.

3.7 Vliv kvality trati

Životnost jízdní plochy kola je ovlivněna podstatnou měrou také kvalitou tratě. Kolejnice by měly mít větší tvrdost než kola proto, aby opotřebení bylo směřováno na kola, a ne na kolejnice. Je doporučováno, aby tvrdost kolejnic byla minimálně 1,1krát větší (v tunelech metra 1,2krát větší) než tvrdost kol. Tento požadavek je však téměř vždy splněn. Navíc při použití kolejnic s tvrdostí 350 HB je splněn i se značnou rezervou. V poslední době se do životnosti kol negativně promítá zejména:

- Neotáčení jednotek, pokud jsou dlouhodobě provozovány na tratích s převážně jednostranně orientovanými oblouky.

- Nesprávná funkce ETCS, kdy po ztrátě spojení mezi traťovou a mobilní části na vozidle dojde, po určitém čase, automaticky k naskočení rychlobrzdy, což zejména při použití LL špalíků vede ke zvýšenému počtu poškození kol. Během prvního kvartálu roku 2025 kvůli chybě ETCS neplánovaně zastavilo na území České republiky 1400 vlaků.[5]
- Nanášení abrazivních nečistot na tramvajové tratě projíždějícími silničními vozidly v případě zavedení tzv. „Vídeňských zastávek“.

Poznámka: Na životnost kol mají dále vliv použité úklony a profily hlav kolejnic stejně jako materiál kolejnic.

3.8 Vliv pískování

V průběhu rozjezdu či brzdění se může hladké kolo na hladké kolejnici dostat poměrně snadno do skluzu. Proto se používá pískování. Pískování však může zvýšit opotřebení jízdní plochy, zejména na podzim, kdy písek ulpívá na vlhkých kolejnicích. Ke zvýšenému opotřebení jízdní plochy kola vede v poslední době také používání kompozitních brzdových špalíků, které vyhlazují jízdní plochu do té míry, že pískovaní musí být četnější a intenzivnější.

Poznámka: V pouštních podmínkách obvykle životnost kol nepřesáhne 350 000 km, a to i při použití nejtvrdších materiálů např. Class C. Uvedená hodnota však platí pouze pro standardní železnici. Naopak kola vysokorychlostních jednotek mají stejnou životnost bez ohledu na to, jestli jsou provozována v písečném či ve standardním evropském prostředí. Podtlak pod rychle jedoucím vozidlem totiž nedovolí, aby písek během jízdy ulpíval na hlavách kolejnic. Jako příklad mohou posloužit kola z materiálu ER8, která jsou nasazena na jednotkách Talgo na trati Haramain. Tato trasa propojuje Mekku s Medinou v západní části Saúdské Arábie. Zmíněná kola, v tomto provozním nasazení běžně dosahují životnost přes 1 mil. km při intervalu mezi reprofilacemi 150 000 km.

3.9 Vliv mazání okolků

Hnací vozidla jsou dnes téměř vždy vybavena zařízením pro mazání okolků. V dnešní době se nasazuje zařízení pro mazání okolků prováděné dle mapy tratě, a to navíc rozdílně pro levé a pravé kolo dvojkolí. Tento přístup se osvědčil například na jednotkách řady 530 – RegioPanter provozovaných na dopravním rameni Brno – Adamov.

Poznámky:

- S výhodou se používá tlak až 5 bar, který zajistí přesné zacílení mazné dávky na okolek.
- V prašném prostředí může být použití mazání okolků kontraproduktivní.

3.10 Vliv pohonu

V případě běžných kol je kontakt kolo–kolejnice, s jistým zjednodušením, vystaven pouze tlaku. V případě hnacích kol je kontakt vystaven jak tlaku, tak smyku, proto je životnost hnacích kol o cca 1/6 až 1/5 menší než životnost běžných kol stejného typu.

4 REPROFILACE KOL

Reprofilace navrací geometrii jízdního obrysu do požadovaného stavu. Je prováděna v rámci údržby:

- preventivní (PBM – Preventive based maintenance), po ujetí stanovených kilometrů;
- korektivní (CBM – Corrective based maintenance), v případě že geometrie neodpovídá normativním požadavkům, či v případě nutnosti odstranění vad, zejména pak plochých míst.

Standardní odebíraná tloušťka během reprofilace je:

- u kol brzděných špalíky 8–10 mm (na průměr);
- u kol brzděných kotouči 5–10 mm (na průměr).

Interval mezi reprofilacemi se s ohledem na gradient tvrdosti ve věnci snižuje. Obecně ale platí, že:

[5] Viz: https://zpravy.aktualne.cz/domaci/etcs-poruchy-vypadek-kolaps/r~1473d74a113511f0bf960cc47ab5f122/

- na kolech brzděných špalíky je reprofilace prováděna po 150 000 až 300 000 km;
- na kolech brzděných kotouči je reprofilace prováděna po 250 000 až 400 000 km.

Z pohledu životnosti kol je vhodné provádět reprofilace preventivně, a to v krátkých intervalech. Tento přístup však má své ekonomické limity s ohledem na náklady spojené s reprofilacemi a náklady spojené s ušlým ziskem v podobě provozně odstavených vozidel. Vhodné nastavení kilometrických intervalů mezi reprofilacemi jízdního profilu je záležitostí provozovatelů vozidel. Ti obvykle disponují širokou databází provozních dat a jsou tak schopni odhadnout chování kol v daných provozních podmínkách.

Dále se obecně doporučuje provádět vizuální kontrolu jízdní plochy kola po 25 000 km až 50 000 km. Během vizuální kontroly je nutno primárně věnovat pozornost výskytu plochých míst. Akceptovatelná velikost plochého místa je definována normou EN 15313 [5]. Celkové proměření geometrie jízdního obrysu se pak doporučuje provádět nejméně po 50 000 km až 150 000 km.



Obr. 5 Příklady plochých míst na jízdní ploše

5 ŽIVOTNOST KOL PODLE TYPŮ KOLEJOVÝCH VOZIDEL

V této kapitole jsou uvedeny některé dosažené životnosti kol podle typů kolejových vozidel.

5.1 Životnost kol nákladních vozů

Životnost kol nákladních vozů se obvykle pohybuje v rozmezí od 0,15 mil. km do 0,8 mil. km. Jednoduchá konstrukce nákladních vozů a tuhé vypružení, v porovnání s osobními vozy, obvykle neumožnuje dosažení vyšších proběhů. Přesto například kola, průměru 920/840, nákladních vozů Sggrss s dovoleným nápravovým zatížením 22,5 tun, společnosti Metrans, dosahují životnost až 1,2 mil. km. Kola jsou vyrobena z oceli ER7 a mají standardní křivkový jízdní obrys S1002.

5.2 Životnost lokomotivních kol

Životnost lokomotivních kol se nejčastěji nachází v intervalu od 0,4 mil. km do 1,4 mil. km. Nižší hodnoty dosahují posunovací lokomotivy, vyšší traťové. Nezanedbatelný je rovněž vliv strojvedoucího a způsob vedení vlaku, respektive jeho nastavení poměrného tahu při rozjezdech. Také odlišné provozní nasazení lokomotiv se promítá do životnosti kol. Například pokud lokomotivy Vectron jednou dopravují lehké osobní vlaky (ČD) a podruhé těžké nákladní vlaky (ČD Cargo) životnost zcela identických kol se liší, a to v poměru 3:2, viz tabulka 1.

Tab. 1 Životnost kol lokomotiv

typ lokomotivy	dosažený proběh	∅ kola / materiál	jízdní obrys	nápravové zatížení
Vectron (ČD)	1,2 mil. km	∅1250 / ER8+	S1002 / ∗40	22,5 tun
Vectron (ČD Cargo)	0,8 mil. km	∅1250 / ER8+	S1002 / ∗40	22,5 tun
BR185	1,2 mil. km	∅1250 / ER8	S1002 / ∗-	22 tun
163 / 263 / 363 (ČD)	0,7–1 mil. km	∅1250 / B6T	S1002 / ∗-	22 tun
ER20	0,9 mil. km	∅1100 / ER8	S1002 / ∗40	20 tun
740 / 742	0,5–0,8 mil. km	∅1000 / B6T	S1002 / ∗-	18 tun
∗ Efektivní tloušťka věnce – rozdíl mezi poloměrem nového a maximálně opotřebovaného kola				

Poznámky:

- Tam, kde se dříve používaly dvojdílné lokomotivy (např. řada 131) se dnes používají lokomotivy čtyřnápravové. To se promítá i do zhoršené životnosti kol – kola musí přenášet větší tečné síly.
- Jistým paradoxem, který se týká opotřebení lokomotivních kol je skutečnost, že tvrdost a s ní spojená odolnost proti opotřebení se začala významně řešit poté co celistvá kola nahradila dříve používaná kola obručová:
  - celistvá kola z ER9 mají v hloubce 35 mm pod nominálním průměrem tvrdost 270–280 HB;
  - obruče z B6T mají ve stejné hloubce tvrdost 295–305 HB.

5.3 Životnost kol osobních vozů a jednotek

Vysokorychlostní jednotky mají největší životnost kol v porovnání s ostatními typy kolejových vozidel. Tato životnost se pohybuje v rozmezí od 1 mil. km do 2,5 mil. km. Výjimečně nad 3 mil. km, například na čínských jednotkách CR450. Na takto vysokých proběžích se podílí především kvalitní tratě s oblouky velkých poloměrů. Životnost kol jednotek provozovaných na regionálních a místních tratích dosahuje přibližně polovičních hodnot. Příklady jsou uvedeny v tabulce 2.

Tab. 2 Životnost kol osobních vozů a jednotek

typ vozidla	dosažený proběh	∅ kola / materiál	jízdní obrys	nápravové zatížení
ICE3	1,8 mil. km	∅924 / ER8	S1002 / ∗33	15 tun
Pendolino 680	1,5 mil. km	∅890 / ER8	S1002 / ∗25	15,5 tun
Motorový vůz 843	0,8 mil. km	∅840 / R8T	S1002 / ∗35	17,5 tun
Motorový vůz 810	0,5 mil. km	∅840 / ER8	S1002 / ∗40	11 tun
∗ Efektivní tloušťka věnce – rozdíl mezi poloměrem nového a maximálně opotřebovaného kola				

5.4 Životnost kol jednotek metra a tramvají

Životnost kol jednotek metra je obvykle od 0,4 mil. km do 1,8 mil. km. Nižší hodnoty platí pro povrchová metra, vyšší pro metra podzemní, kde je nízká prašnost. Kola tramvají jsou charakteristická, v porovnání s ostatními kolejovými vozidly, velmi malou životností. Ta je někde v rozmezí od 0,2 mil. km do 0,8 mil. km, a to především díky obloukům malých poloměrů, prašnosti a četností brzdění a následných rozjezdů.

Tab. 3 Životnost kol jednotek metra a tramvají

typ vozidla	proběh	∅ kola / materiál	jízdní obrys	nápr. zatížení	poznámky
Metro Praha M1	1,6 mil. km	∅850 / R8T	kužel-2A/∗40	12,5 tun	kotoučová brzda
Metro Praha 81-71M	0,8 mil. km	∅785 / R8T	kužel-2A/∗28	13,5 tun	špalíková brzda
Tramvaj T3	0,4–0,6 mil. km	∅700 / 12 063.7	vlastní / ∗55	8,9 tun	PCC koncept
∗ Efektivní tloušťka věnce – rozdíl mezi poloměrem nového a maximálně opotřebovaného kola					

Poznámky:

- Použití kotoučové brzdy může v případě kolejových vozidel, která často akcelerují, jako je tomu v případě jednotek metra, prodloužit životnost kol až na téměř dvojnásobek.

6 ANALÝZA ZÍSKANÝCH DAT

Ze získaných hodnot jednoznačně plyne, že životnost stejných či podobných kol se může s ohledem na jejich provozní nasazení výrazně lišit, a to v poměru:

- 1:8 u nákladních vozů,
- 1:3 u lokomotiv,
- 1:10 u osobních vozů a jednotek,
- 1:2 u vozidel metra,
- 1:3 u tramvají.

V uvedených poměrech se ale neliší mechanické vlastnosti kol. Z toho lze usoudit, že životnost železničních kol je primárně ovlivňována vlivy, které na ně působí během provozu. Navíc se ukazuje, že nástup nových moderních kolejových vozidel nemusí být vždy nutně spojen s vyšší životností kol. Mnohdy je to naopak, třeba i s ohledem na jejich nevhodné provozní nasazení. Konkrétní životnosti kol, které vyrábí společnost BONATRANS, jsou přehledně sumarizovány v publikaci „Železniční dvojkolí“ [6]. Obecně však často platí, že nízká pořizovací cena kolejového vozidla, tak důležitá ve výběrovém řízení, může být v přímém protikladu s požadavkem nízkých provozních nákladů.

7 ZÁVĚR

Tento příspěvek se zabývá životností železničních kol v různých provozních podmínkách. Úvodem jsou stručně analyzovány všechny způsoby poškození jízdní plochy kola. Pozornost je také věnována problematice reprofilace kol. Závěr je věnován dosaženým životnostem kol jednotlivých typů kolejových vozidel. Celkově příspěvek sumarizuje veškeré vlivy působící na životnost jízdní plochy a připravuje tak podklady pro vytvoření prediktivního modelu životnosti železničních kol v různých provozních podmínkách. Zároveň příspěvek svým obsahem klade otázku, jestli je možno definovat hodnoty RAMS (např. MTBF) či garantovat životnost (LCC) pro jednotlivé konstrukce kol bez znalosti vozidla a jeho provozního nasazení, které se navíc v průběhu času může podstatným způsobem měnit.

Úplným závěrem je vhodné poznamenat, že pro sestavení prediktivního modelu životnosti kol by bylo nutné pracovat také se životnostmi kol moderních kolejových vozidel. Zveřejnění takovýchto údajů je však velmi citlivou záležitostí, neboť různí výrobci kolejových vozidel upřednostňují různé typy pojezdu. A je pochopitelné že ne všechny jsou k životnosti kol stejně přívětivé. Došlo by tak k poškození těch výrobců, kteří pří vývoji a konstrukci svých vozidel primárně upřednostňují jiná hlediska, než je dosažení maximální životnosti kol v provozu.

◆◆

Literatura

[1] EN 13262:2020. *Railway applications – Wheelsets and bogies – Wheels – Product requirements*.

[2] MAGEL, E., KALOUSEK, J. *Identifying and interpreting railway wheel defects.* Montreal, Canada: International Heavy Haul Association Conference on Freight Car Trucks/Bogies, June 1996.

[3] GHIDINI, A., DIENER, M., SCHNEIDER, J. *Wheels for freight cars.* LRS-TECHNO 3, Issue 1. Lucchini RS, 2010.

[4] PLÁŠEK, O., CHUDĚJOVÁ, L., SCHNEIDER, M., SZABÓ, P. Ojíždění kolejnic v obloucích malých poloměrů. In: *Súčasné problémy v koľajových vozidlách – PRORAIL 2023: XXVI. medzinár. konferencia, zborník prednášok, diel II.* Žilina: VTS pri ŽU v Žiline, 2023, s. 133–140. ISBN 978-80-89276-62-2.

[5] EN 15313:2024. *Railway applications – In-service wheelset operation requirements – In-service and off-vehicle wheelset maintenance*.

[6] ZIMA, R., JANOŠ, P. *Železniční dvojkolí*. 1. vyd. Ostrava: En Face, 2023. ISBN 978-80-87264-87-4.

Zasláno / received: 26. 06. 2025, přijato / accepted: 15. 07. 2025, publikováno / published: 17. 09. 2025.

Příspěvek recenzovali / The paper was reviewed by: Ing. Zdeněk Červenka (ŠKODA TRANSPORTATION a.s.), Ing. Martin Kohout, Ph.D. (Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera).

SOUČASNÉ PROBLÉMY V KOLEJOVÝCH VOZIDLECH

XXVII. konference s mezinárodní účastí
17.–19. září 2025, Česká Třebová

ZVÝŠENÍ JÍZDNÍHO KOMFORTU POMOCÍ SEMIAKTIVNĚ ŘÍZENÝCH TLUMIČŮ – JÍZDNÍ ZKOUŠKY

RIDE COMFORT INCREASING WITH SEMI-ACTIVELY CONTROLLED DAMPERS – RUNNING TESTS

Filip JENIŠ[1], Ondřej MACHÁČEK[2], Tomáš MICHÁLEK[3], Patrik STANĚK[4]

e-ISBN: 978-80-7560-564-1
DOI: 10.46585/spkv20252669
ISSN: 3029-8342
CC BY

Abstrakt

Tento příspěvek popisuje přínos semiaktivního řízení příčných a svislých sekundárních tlumičů v reálných podmínkách na vozu elektrické jednotky Škoda 10Ev („InterPanter“) oproti konvenčním pasivním tlumičům. Výsledky zkoušek ukazují výrazné zvýšení jízdního komfortu, a to zejména při vyšších rychlostech a na tratích s horší kvalitou. Při hodnocení ukazatelem středního pohodlí (N_{MV}) dle normy EN 12299 se dosahovaná hodnota snižuje průměrně o 26 % na běžných tratích.

Klíčová slova

semiaktivní, magnetoreologický, sekundární, tlumič, železniční vůz, zrychlení, komfort

Abstract

This paper describes the benefits of semi-active control of lateral and vertical secondary dampers under real conditions on a Škoda 10Ev (“InterPanter”) EMU in comparison with conventional passive dampers. The results show a significant increase in ride comfort thanks to the semi-actively controlled dampers, especially at higher speeds and on poorer quality tracks. The mean comfort index (N_{MV}) on standard lines is reduced by 26% on average according to EN 12299.

Keywords

semi-active, magnetorheological, secondary, damper, railway vehicle, acceleration, comfort

1 ÚVOD

V současné době roste celosvětově význam vysokorychlostní železnice. S rostoucí rychlostí vlaků se však objevují nové problémy. Jednou z výzev, které je třeba řešit, je rostoucí požadavek na jízdní komfort.

[1] **Ing. Filip Jeniš, Ph.D.**, 0000-0002-1753-1508. Brno University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering / Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Technická 2896/2, 616 69 Brno, Česká republika, e-mail: filip.jenis@vutbr.cz

[2] **Ing. Ondřej Macháček, Ph.D.**, 0000-0003-4720-6375. Strojírna Oslavany, spol. s r.o. Padochovská 31, 664 12 Oslavany, Česká republika, e-mail: machacek@st-os.cz

[3] **doc. Ing. Tomáš Michálek, Ph.D.**, 0000-0001-7776-6627. University of Pardubice, Faculty of Transport Engineering, Department of Transport Means and Diagnostics / Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, Katedra dopravních prostředků a diagnostiky. Dislokované pracoviště DFJP, Nádražní 547, 560 02 Česká Třebová, Česká republika, e-mail: tomas.michalek@upce.cz

[4] **Ing. Patrik Staněk**. VÚKV a.s. Bucharova 1314/8, 158 00 Praha 5 – Stodůlky, Česká republika, e-mail: stanek@vukv.cz

Za komfort vozu je zodpovědný systém vypružení, zejména pak tlumení v systému. K tlumení kmitání se nejčastěji používají konvenční pasivní tlumiče, avšak jejich možnosti jsou omezené.

Alternativou mohou být semiaktivní (S/A) tlumící systémy, které dokáží měnit tlumící charakteristiku podle potřeby na základě signálu z různých senzorů [1, 2]. V případě železničního vozu simulace na zjednodušených fyzických modelech ukazují, že S/A řízení sekundárního příčného tlumiče by mělo snížit příčné vibrace vozu až o 30 %, a tím zvýšit komfort [3, 4].

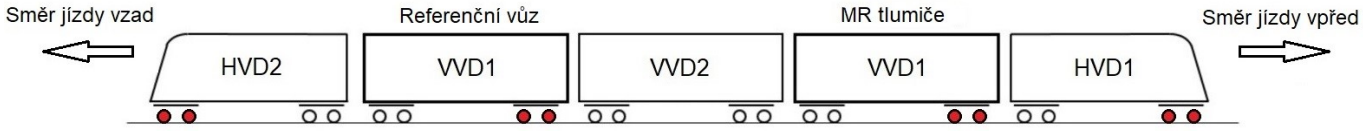
Ovšem zatím nikdo neověřil přínos S/A řízení svislých i příčných tlumičů na reálném voze v provozu na různých tratích. To je nutné, protože virtuální a fyzické modely obsahují různá zjednodušení. Také není jasné, jak různé parametry trati ovlivňují účinnost S/A řízení. Poznatky z reálných aplikací S/A řízených tlumičů na železniční vůz jsou prozatím omezené. Kim [5] pracoval pouze s příčnými tlumiči a použil velmi krátkou testovací trať. V publikaci také nejsou uvedeny dostatečné informace o pasivním tlumení, se kterým je S/A systém porovnáván. Wu [6] použil elektronicky řízené hydraulické tlumiče, avšak dosáhl přínosu pouze 8 %.

Hlavním cílem tohoto článku je ukázat zvýšení jízdního komfortu na vybraném železničním voze v provozu, pomocí semiaktivně řízeného tlumícího systému s příčnými a svislým magnetoreologickými tlumiči (MR) v sekundárním stupni vypružení. Použitý systém S/A tlumení byl vyvinut firmou Strojírna Oslavany, spol. s r.o., ve spolupráci s Vysokým učením technickým v Brně a Univerzitou Pardubice. Měření při jízdních zkouškách zajistila firma VÚKV a.s.

2 METODY

2.1 Implementace S/A tlumícího systému na reálné vozidlo

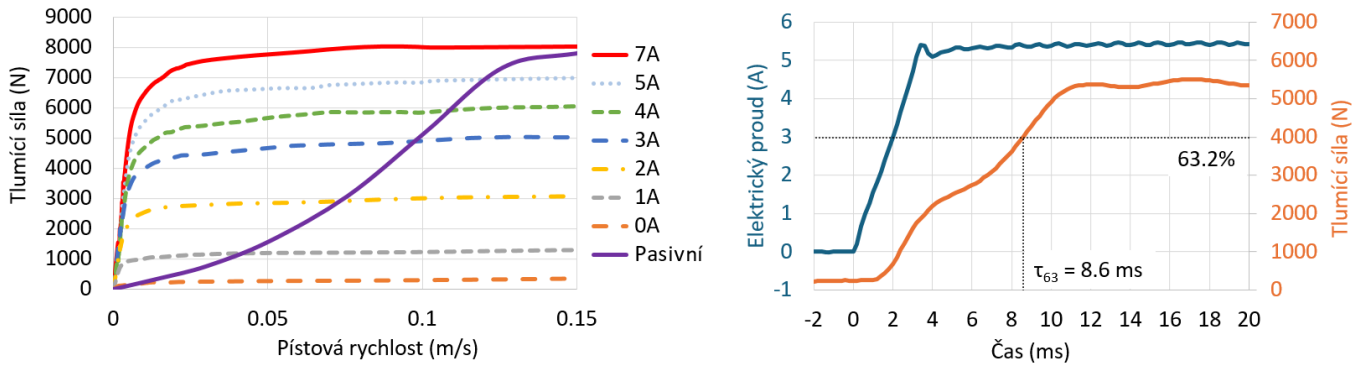
Experimenty byly provedeny na jednopodlažní elektrické jednotce (EMU) 10Ev vyráběné společností Škoda Transportation, zvané „InterPanter“ a provozované Českými drahami. Tato jednotka s maximální rychlostí 160 km/h se skládá z pěti vozů – uspořádání vozů v rámci je znázorněno na obr. 1. Pro zkoušky byl upraven vůz VVD1 (vložený hnací vůz) o hmotnosti 46,2 t. Tento vůz je vybaven jedním hnacím a jedním běžným podvozkem, podrobnější popis jeho konstrukce lze nalézt v [7]. Konvenční pasivní příčné a svislé tlumiče v sekundárním stupni vypružení byly nahrazeny semiaktivními magnetoreologickými tlumiči (obr. 3). Zbývající vozy byly v běžném provozním stavu. Zkoušky byly prováděny v prázdném stavu. Jako referenční vozidlo byl použit druhý vůz VVD1 v soupravě vlaku (tj. vůz stejného typu jako zkoušený vůz, viz obr. 1). Oba vozy typu VVD1 byly vybaveny stejným měřicím zařízením, aby bylo možné porovnat výsledky měření obou měřených vozů za srovnatelných podmínek.



Obr. 1 Uspořádání testované jednotky Škoda 10Ev (hnací podvozky – vyplněná kola)

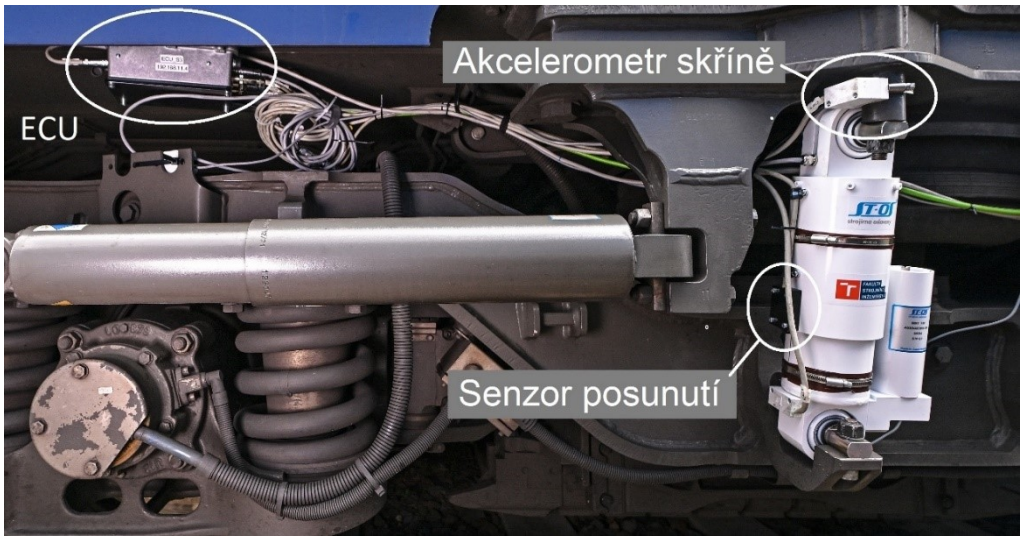
2.2 Magnetoreologické tlumiče a jejich příslušenství

Konstrukce použitých MR tlumičů vychází z dříve vyvinutého MR tlumiče vrtivých pohybů podvozku [8]. Jejich F-v (síla-rychlost) charakteristiky jsou zobrazeny na obr. 2 vlevo. F-v charakteristika původních pasivních tlumičů je na obr. 2 rovněž znázorněna. F-v charakteristiky jsou symetrické pro kompresi i roztahovaní a jsou stejné pro příčné i svislé tlumiče. Klíčovým parametrem MR tlumiče je jeho časová odezva. Tedy doba, za kterou tlumicí síla vzroste z počáteční síly na 63,2 % požadované hodnoty [9]. Časová odezva vyvinutého tlumiče je τ_{63} = 8,5 ms při skokovém nárůstu proudu z 0 A na 5,5 A při rychlosti pístu 0,1 m/s, viz obr. 2 vpravo. To je výrazně kratší časová odezva tlumiče v porovnání s odezvou MR tlumiče pro železniční vozidlo, kterou publikoval Guo [10]. Časová odezva síly tlumiče pro skokový pokles proudu z 5,5 A na 0 A je τ_{36} = 4 ms. Metodika měření F-v charakteristiky a časové odezvy tlumiče je podrobně popsána v [11].



Obr. 2 F-v charakteristiky MR tlumiče a F-v charakteristika pasivního tlumiče (vlevo); transientní časová odezva MR tlumiče (vpravo)

Každý MR tlumič je vybaven vlastní řídicí jednotkou a sadou senzorů. S/A řízení vyžaduje signál o zrychlení skříně vozidla a o výchylce tlumiče. Akcelerometr (AIS2IH, STMicroelectronics) pro skříň je umístěn na horní konzole tlumiče a snímač posunutí (MHL200, iC-Haus) je umístěn přímo na těle tlumiče, viz obr. 3. Na základě signálu z těchto dvou senzorů určí elektronická řídicí jednotka (ECU) podle rovnice (1) potřebný elektrický proud, kterým je následně MR tlumič napájen. ECU používá vlastní regulátor proudu, který umožňuje nárůst elektrického proudu na maximální hodnotu za 4 ms (viz obr. 2 vpravo). MR tlumič je na vozidle namontován pomocí standardních pouzder vyrobených společností Gumokov a.s. se jmenovitou radiální tuhostí 20 kN/mm.



Obr. 3 Svislý MR tlumič a jeho výbava senzory a řídící jednotkou

2.3 Strategie semiaktivního řízení

Strategie řízení MR tlumičů je stejná pro příčné i svislé sekundární tlumiče. Je založena na semiaktivním algoritmu Skyhook linear [12], který byl upraven pro snadnější aplikaci a pro eliminaci „chatteringu“ [13-15], na formu:

$$I = \begin{cases} sat(k\,|\dot{y}_2|), & \dot{y}_2(\dot{y}_d) \geq 0 \\ 0, & \dot{y}_2(\dot{y}_d) < 0 \end{cases} \tag{1}$$

kde I je požadovaný elektrický proud, k je proporční koeficient, $\dot{y}_2$ je rychlost skříně, $\dot{y}_d$ je pístová rychlost, *sat* značí, že $I \in [0, I_{max}]$ a I_{max} je maximální elektrický proud.

Rychlost pohybu skříně vozu v příslušném směru se získá integrací zrychlení naměřeného příslušným akcelerometrem a pístová rychlost se získá derivací posunutí tlumiče naměřené příslušným magnetickým senzorem posunutí.

2.4 Metodologie experimentu a vyhodnocení výsledků měření

Experimenty se semiaktivně řízenými tlumiči byly provedeny na třech železničních tratích v okolí Brna. Základní informace o těchto tratích jsou uvedeny v tab. 1.

Tab. 1 Testovací trati a jejich specifikace

typ trati	traťový úsek	traťová rychlost	typické trasování koleje	technický stav trati	délka úseku
koridor	Modřice–Šakvice	160 km/h	přímá kolej	standardní stav (kolejnice 60E1/1:40)	29 km
hlavní trať	Kuřim–Tišnov	100 km/h	oblouky R = 400–800 m	stará trať (úklon kolejnic 1:20)	10 km
koridor	Maloměřice–Blansko	70–100 km/h	oblouky R = 250–400 m	modernizovaná trať (2022), nové kolejnice (kolejnice 60E2/1:40)	17 km

Každý traťový úsek byl v rámci zkoušek projížděn dvakrát v každém směru. Při prvním průjezdu byly parametry řízení S/A příčných sekundárních tlumičů nastaveny na k = 0,05 a I_{max} = 4 A (řízení „A“), při druhém průjezdu byly nastaveny na k = 0,1 a I_{max} = 7 A (řízení „B“). Parametry řízení příčných sekundárních tlumičů byly při všech jízdách k = 0,05 a I_{max} = 3 A. Tyto hodnoty byly zvoleny na základě simulace na komplexním virtuálním modelu železničního vozidla [7] a na základě předběžného testování na seřaďovacím nádraží v Brně Maloměřicích.

Měření jízdního komfortu bylo vyhodnoceno podle normy EN 12299 [16]. Přínos S/A tlumení k jízdnímu komfortu se hodnotil nad hnacími podvozky (kritičtější místo než běžný podvozek). Pro hodnocení byly použity následující veličiny měřené na obou zkušebních vozech VVD1:

- příčné zrychlení a svislé zrychlení měřené na skříni nad hnacím podvozkem;
- podélné zrychlení ve středu skříně.

Pro každý měřený úsek byl vyjádřen parametr N_{MV} (ukazatel středního pohodlí). Metoda hodnocení je podrobně popsána v normě EN 12299. Pro lepší pochopení funkce S/A tlumení, zejména v různých frekvenčních pásmech, byly provedeny také analýzy FFT zrychlení skříně.

3 VÝSLEDKY A DISKUZE

3.1 Koridorová trať, přímá kolej, vysoká rychlost

Výsledky ukazatele středního pohodlí (N_{MV}) na koridorové trati Modřice–Šakvice jsou uvedeny v tab. 2. Při řízení „A“ se ukazatel v průměru snížil o 27 %. To koresponduje s přínosem dosaženým Shin na testovacím stavu [3]. Průměrovaná frekvenční analýza zrychlení skříně nad hnacím podvozkem je potom zobrazena na obr. 4.

Tab. 2 Hodnoty ukazatele středního pohodlí (N_{MV}) pro skříň nad hnacím podvozkem, pasivní a Skyhook režim, pro 4 měřené úseky a jejich průměr na koridorové trati Modřice–Šakvice při konstantní rychlosti 160 km/h

měření č.	směr jízdy	pasivní	Skyhook	přínos
1	vpřed	2,90	1,90	34 %
2	vpřed	2,43	1,83	25 %
3	vzad	2,56	1,97	23 %
4	vzad	3,17	2,31	27 %
průměr		2,76	2,00	**27 %**

3.2 Hlavní trať se starým kolejovým svrškem

Výsledky ukazatele středního pohodlí na nerekonstruované trati Kuřim–Tišnov jsou uvedeny v tab. 3 (řízení „B“). Průměrovaná frekvenční analýza zrychlení skříně nad hnacím podvozkem je pak zobrazena na obr. 4.

Tab. 3 Hodnoty ukazatele středního pohodlí (N_{MV}) pro skříň nad hnacím podvozkem, pasivní a Shyhook režim, pro 2 měřené úseky a jejich průměr na trati Kuřim–Tišnov při konstantní rychlosti 100 km/h

měření č.	směr jízdy	pasivní	Skyhook	přínos
1	vpřed	1,73	1,21	30 %
2	vpřed	1,69	1,34	20 %
průměr		1,71	1,28	**25 %**

3.3 Modernizovaná koridorová trať, oblouky o malých poloměrech, nízká rychlost

Třetí testovací trať je charakteristická oblouky o velmi malých poloměrech. Jde sice o koridorovou trať, která ale ve sledovaném úseku vede údolím řeky Svitavy, kde je mnoho oblouků o poloměrech 250–400 m. Proto je tu také podstatně omezená traťová rychlost, která se pohybuje kolem 80 km/h. Trať byla navíc nedávno rekonstruována, takže má velmi kvalitní kolejový svršek. Ukazuje se, že nízká rychlost jízdy a vysoká kvalita trati silně ovlivňují jak hodnotu ukazatele středního pohodlí, tak velikost přínosu. Průměrné snížení ukazatele středního pohodlí je tu o 10 % (řízení „A“), viz tab. 4. Průměrovaná frekvenční analýza zrychlení skříně nad hnacím podvozkem je potom zobrazena na obr. 4.

Tab. 4 Hodnoty ukazatele středního pohodlí (N_{MV}) pro skříň nad hnacím podvozkem, pasivní a Shyhook režim, pro 3 měřené úseky a jejich průměr na koridorové trati Malomeřice–Blansko při konstantní rychlosti 80 km/h

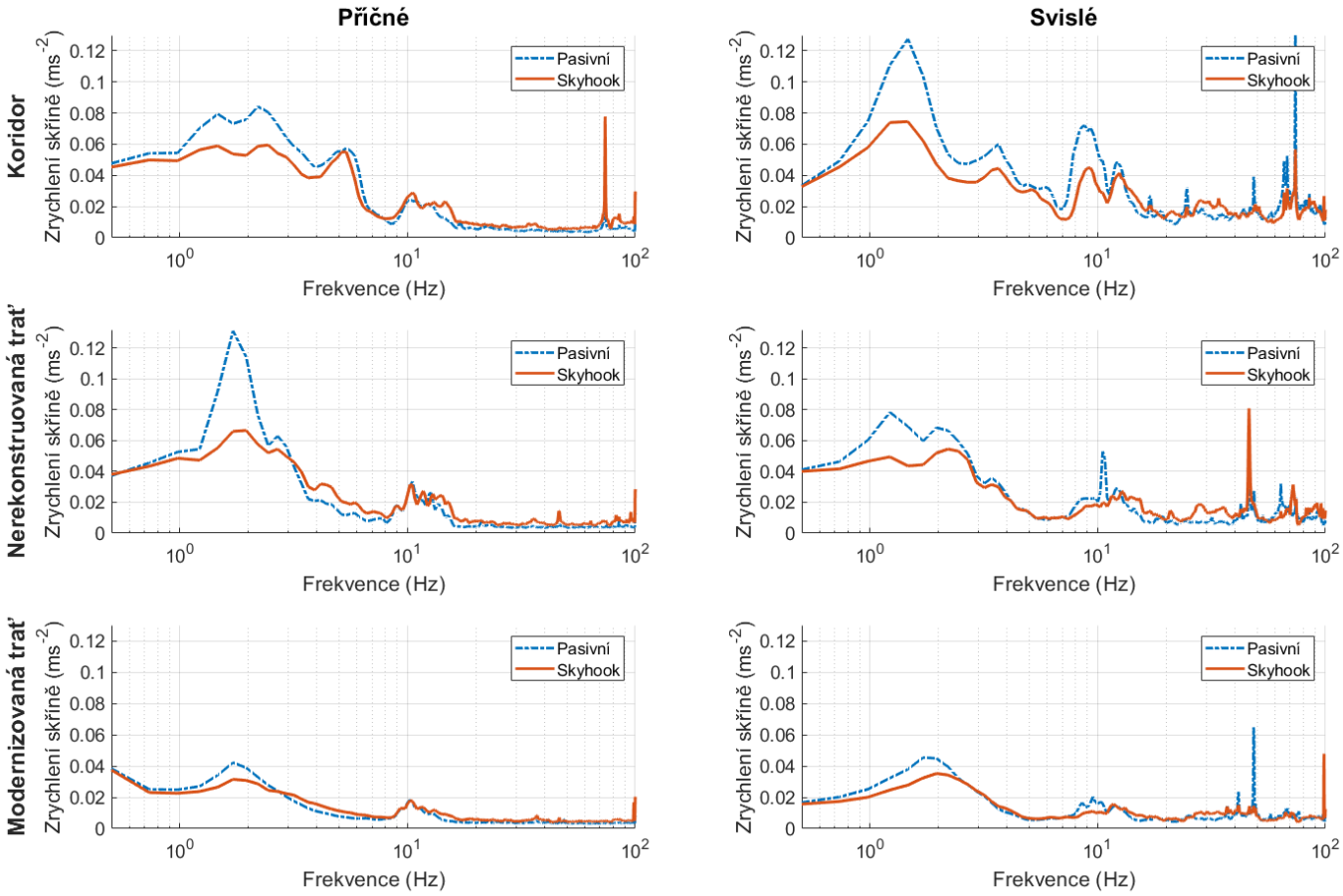
měření č.	směr jízdy	pasivní	Skyhook	přínos
1	vzad	0,84	0,84	-1 %
2	vzad	0,97	0,86	11 %
3	vpřed	1,10	0,92	16 %
průměr		0,97	0,87	**10 %**

3.4 Diskuze

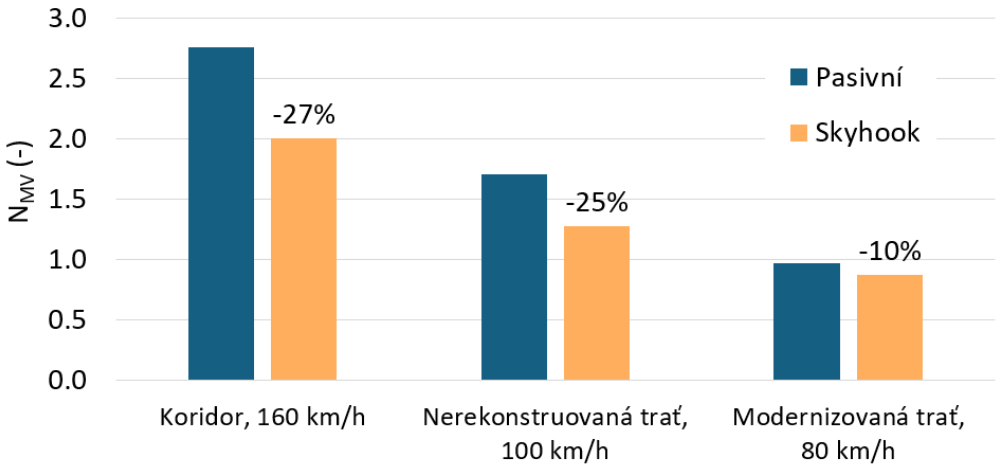
Obr. 5 ukazuje srovnání průměrných hodnot N_{MV} pro skříň nad trakčními podvozky, pro pasivní režim a algoritmus Skyhook a pro všechny zkušební trati. Výsledky ukazují, že účinnost S/A řízení není na všech typech tratí stejná. Čím vyšší je rychlost vozidla a čím horší je kvalita trati, tím vyšší je přínos S/A řízení. Na obloukovité koridorové trati s novými kolejnicemi, kde je rychlost vozidla nízká, je jízdní komfort velmi vysoký i bez S/A řízení. S/A řízení může přesto zvýšit komfort jízdy, ale ne s takovou účinností, jako je tomu na standardních tratích.

Na nerekonstruované železniční trati se jízdní komfort při použití S/A tlumení posunul při rychlosti jízdy 100 km/h u zkoumaného vozidla z kategorie „komfortní“ do kategorie „velmi komfortní“ podle normy EN 12299. A na koridorové trati došlo při rychlosti jízdy 160 km/h k posunu z kategorie „střední“ na „komfortní“.

Z frekvenční analýzy na obr. 4 je zřejmé, že S/A řízení funguje nejlépe na první vlastní frekvenci svislého i příčného vypružení vozu. S/A řízení však funguje dobře až do frekvence cca 3–10 Hz v závislosti na typu trati. To je výrazné zlepšení oproti výsledkům uvedeným v publikaci [5] s reálným použitím MR tlumičů, kde S/A řízení snižuje vibrace pouze do frekvence přibližně 1 Hz. Délka časové odezvy MR tlumiče použitého v publikaci [5] bohužel není známa. Příliš dlouhá doba odezvy však výrazně snižuje účinnost regulace při vyšších frekvencích.



Obr. 4 Průměrovaná frekvenční analýza nefiltrovaného zrychlení skříně nad hnacím podvozkem pro všechny úseky měřené na koridorové trati s rychlostí 160 km/h (nahoře), nerekonstruované hlavní trati s rychlostí 100 km/h (uprostřed) a modernizované obloukovité trati s rychlostí 80 km/h (dole) pro příčný (vlevo) a svislý (vpravo) směr



Obr. 5 Porovnání průměrného ukazatele středního pohodlí N_{MV} pro skříň nad hnacím podvozkem pro pasivní režim a Skyhook algoritmus pro všechny zkušební trati

3.5 Problémy a omezení

Během vývoje systému bylo zjištěno několik problémů, které snižují účinnost S/A řízení systému tlumení. Prvním problémem je způsob měření relativní rychlosti skříně vůči podvozku. S/A řízení předpokládá měření této rychlosti přímo, ale v tomto případě se místo toho měří pístová rychlost tlumiče. Tlumič je však namontován pomocí poměrně měkkých pouzder, takže relativní rychlost skříně vůči rámu podvozku není stejná jako pístová rychlost tlumiče. Náhlé změny tlumicí síly při zapínání a vypínání elektrického proudu způsobovaly rychlé změny rychlosti pístu, na které řídicí algoritmus zpětně reagoval.

To mělo za následek „chattering“ – nežádoucí přepínání tlumiče na frekvenci přibližně 90 Hz. To způsobovalo nepříjemný hluk a vibrace. Toto chování by mělo jistě negativní vliv na životnost podvozku a součástí skříně (především konzol pro montáž tlumičů). Z tohoto důvodu musel být původně uvažovaný algoritmus Skyhook linear upraven do podoby rovnice (1). Chattering však neměl vliv na parametr N_{MV}, protože frekvence kolem 90 Hz jsou při hodnocení odfiltrovány.

Měření pístové rychlosti by bylo vhodné nahradit měřením pomocí dvou akcelerometrů – jedním na skříni a druhým na podvozku. Získání relativní rychlosti z obou akcelerometrů bude součástí následujícího vývoje.

Měkká pouzdra tlumičů také prodlužují efektivní dobu odezvy tlumičů, čímž snižují účinnost S/A tlumení. Při změně elektrického proudu musí být pouzdra nejprve stlačena na určitou úroveň, což způsobuje pouze postupný nárůst síly.

Z těchto hledisek by bylo vhodné použít pouzdra o vyšší tuhosti. To je však problematické, protože pohyby skříně vozu vůči rámu podvozku při svislém propružení nebo při průjezdu obloukem by způsobovaly nepřijatelné ohybové namáhání pístnic tlumičů, jak bylo zjištěno při předběžných zkouškách. Řešením by mohlo být použití ocelových kulových kloubů, což by ale pro změnu zvýšilo přenos nežádoucích vibrací na vyšších frekvencích.

Dalším problémem je, že použitý vůz není příliš vhodný pro použití S/A řízeného vypružení. Vozy jednotky Škoda 10Ev používají systém sekundárního vzduchového vypružení se dvěma sériově připojenými přídavnými vzduchojemy, přičemž druhý ze vzduchojemů je připojen hadicí o průměru 24 mm a délce 1–2 m, což způsobuje dodatečný tlumicí účinek. Tím se snižuje dynamický rozsah tlumících sil, a tím i účinnost S/A řízení [17].

4 ZÁVĚR

Tento článek se zabývá ověřením funkce S/A řízení příčných a svislých magnetoreologických tlumičů v sekundárním stupni vypružení reálného železničního vozidla (vloženého vozu elektrické jednotky Škoda 10Ev) v provozu na třech různých tratích. Tlumiče jsou řízeny pomocí optimalizovaného algoritmu Skyhook. Je vyhodnocován jízdní komfort dle normy EN 12299. Klíčové závěry článku jsou následující:

- posuzováno ukazatelem středního pohodlí N_{MV} dle EN 12299 je možné zvýšit komfort vozu až o 34 %;
- čím vyšší je rychlost vozidla a čím horší je kvalita trati, tím větší je přínos S/A řízení;
- na standardních tratích dochází ke snížení parametru N_{MV} průměrně o 26 %;
- při pomalé jízdě po kvalitní trati klesá přínos na 10 %.

Lze předpokládat, že lepších výsledků by bylo dosaženo, kdyby byl vůz navržen pro použití se S/A řízenými MR tlumiči, a byly by minimalizovány účinky parazitního tlumení ve vzduchovém vypružení. Bylo by též vhodné zvýšit tuhost uložení tlumiče v radiálním směru při zachování volnosti v ostatních směrech. A také by bylo vhodné měřit relativní polohu skříně vozu vůči rámu podvozku pomocí dvou akcelerometrů namísto měření pístové rychlosti.

Výzkum byl podpořen Technologickou agenturou ČR v rámci grantu CK04000210 a Vysokým učením technickým v Brně v rámci grantu FSI-S-23-821.

◆◆

Literatura

[1] SPELTA, C., SAVARESI, S. M., CODECÀ, F., MONTIGLIO, M., IELUZZI, M. Smart-bogie: Semi-active lateral control of railway vehicles. *Asian Journal of Control*. Vol. 14 (2012), no. 4, s. 875–890. ISSN 1561-8625.

[2] SHIN, Y. J., YOU, W. H., HUR, H. M., PARK, J. H. Semi-active control to reduce carbody vibration of railway vehicle by using scaled roller rig. *Journal of Mechanical Science and Technology*. Vol. 26

(2012), no. 11, s. 3423–3431. ISSN 1738-494X.
[3] SHIN, Y. J., YOU, W. H., HUR, H. M., PARK, J. H., LEE, G. S. Improvement of ride quality of railway vehicle by semiactive secondary suspension system on roller rig using magnetorheological damper. *Advances in Mechanical Engineering*. Vol. 6 (2014), s. 1–10. ISSN 1687-8132.
[4] OH, J. S., SHIN, Y. J., KOO, H. W., KIM, H. Ch., PARK, J. H., CHOI, S. B. Vibration control of a semi-active railway vehicle suspension with magnetorheological dampers. *Advances in Mechanical Engineering*. Vol. 8 (2016), no. 4, s. 1–13. ISSN 1687-8132.
[5] KIM, H. Ch., SHIN, Y. J., YOU, W. H., JUNG, K. Ch., OH, J. S., CHOI, S. B. A ride quality evaluation of a semi-active railway vehicle suspension system with MR damper: Railway field tests. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. Vol. 231 (2017), no. 3, s. 306–316. ISSN 2041-3017.
[6] WU, Y., GAN, F., SHI, H., ZENG, J., CHEN, Ch., FENG, Y. Experimental investigations on the semi-active control of a valve-driven secondary lateral damper for a high-speed rail vehicle. *Journal of Vibration and Control*. Vol. 29 (2023), no. 13–14, s. 3025–3037. ISSN 1741-2986.
[7] MICHÁLEK, T., JENIŠ, F. Modelling of secondary suspension for electric multiple unit. In: *Computational Mechanics 2023: 38th conference with international participation*, *conference proceedings.* Plzeň: University of West Bohemia, 2023, s. 116–118. ISBN 978-80-261-1177-1.
[8] 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: *International Conference and Exhibition on New Actuator Systems and Applications 2021, conference proceedings.* VDE, 2021, s. 373–376. ISBN 978-3-8007-5454-0.
[9] GONCALVES, F. D., KOO, J. H., AHMADIAN, M. Experimental approach for finding the response time of mr dampers for vehicle applications. In: *International Design Engineering Technical Conference, conference proceedings*. ASME, 2003, s. 425–430. ISBN 0-7918-3703-3.
[10] GUO, Ch., GONG, X., ZONG, L., PENG, Ch., XUAN, S. Twin-tube- and bypass-containing magnetorheological damper for use in railway vehicles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. Vol. 229 (2015), no. 1, s. 48–57. ISSN 2041-3017.
[11] STRECKER, Z., ROUPEC, J., MAZŮREK, I., MACHÁČEK, O., KUBÍK, M., KLAPKA, M. Design of magnetorheological damper with short time response. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. Vol. 26 (2015), no. 14, s. 1951–1958. ISSN 1530-8138.
[12] SAMMIER, D., SENAME, O., DUGARD, L. Skyhook and H∞ control of semi-active suspensions: Some practical aspects. *Vehicle System Dynamics*. Vol. 39 (2003), no. 4, s. 279–308. ISSN 0042-3114.
[13] STRECKER, Z., ROUPEC, J., MAZŮREK, I., MACHÁČEK, O., KUBÍK, M. Influence of response time of magnetorheological valve in Skyhook controlled three-parameter damping system. *Advances in Mechanical Engineering*. Vol. 10 (2018), no. 11, s. 1–8. ISSN 1687-8132.
[14] POUSSOT-VASSAL, Ch., SPELTA, C., SENAME, O., SAVARESI, S. M., DUGARD, L. Survey and performance evaluation on some automotive semi-active suspension control methods: A comparative study on a single-corner model. *Annual Reviews in Control*. Vol. 36 (2012), no. 1, s. 148–160. ISSN 1367-5788.
[15] SAVARESI, S. M., SPELTA, C. Mixed sky-hook and ADD: Approaching the filtering limits of a semi-active suspension. *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control.* Vol. 129 (2007), no. 4, s. 382–392. ISSN 0022-0434.
[16] EN 12299:2024. *Railway applications – ride comfort for passengers- measurement and evaluation.*
[17] MACHÁČEK, O., KUBÍK, M., STRECKER, Z., ROUPEC, J., MAZŮREK, I. Design of a frictionless magnetorheological damper with a high dynamic force range. *Advances in Mechanical Engineering*. Vol. 11 (2019), no. 3, s. 1–8. ISSN 1687-8132.

Zasláno / received: 16. 06. 2025, přijato / accepted: 11. 07. 2025, publikováno / published: 17. 09. 2025.

Příspěvek recenzovali / The paper was reviewed by: Ing. Zdeněk Červenka (ŠKODA TRANSPORTATION a.s.), prof. Dr. Ing. habil. Oldřich Polách.

SOUČASNÉ PROBLÉMY V KOLEJOVÝCH VOZIDLECH

XXVII. konference s mezinárodní účastí
17.–19. září 2025, Česká Třebová

MOŽNOSTI TESTOVÁNÍ ČEL TRAMVAJÍ S OHLEDEM NA KOLIZI S CHODCEM

TRAMS FRONT ENDS TESTING WITH RESPECT TO THE COLLISION WITH A PEDESTRIAN

Roman JEŽDÍK[1], František LOPOT[2], Vojtěch RULC[3]

e-ISBN: 978-80-7560-564-1
DOI: 10.46585/spkv20252657
ISSN: 3029-8342
CC BY

Abstrakt

Tato práce se zabývá některými důsledky připravovaného legislativního požadavku, který se týká konstrukce čel tramvají a vozidel lehké stavby s ohledem na kolizi s chodcem. Tato legislativa může vést k potřebě využití validovaného modelu figuríny, který prozatím není k dispozici. Je proto nastíněna možnost převzetí řešení z automobilového průmyslu.

Klíčová slova

figurína, čelo tramvaje, srážka, impaktor

Abstract

This paper deals with some of the implications of the upcoming legislative requirement concerning the design of the tram front ends and LSV with respect to pedestrian collisions. This legislation may lead to the need to use a validated dummy model, which is not yet available. Therefore, the possibility of adopting solutions from the automotive industry is indicated.

Keywords

dummy, tram front end, collision, impactor

1 ÚVOD

Chování městských kolejových vozidel s ohledem na následky možné kolize lze hodnotit jak z pohledu řidiče a cestujících, tak z pohledu okolí vozidla (tzn. zejména chodců).

Problematika ochrany řidiče a cestujících při kolizi je od roku 2008 řešena normou EN 15227, jejíž poslední vydání pochází z roku 2020, viz [1]. V současné době se připravuje její nová verze v rámci standardů organizace ISO.

Problematikou ochrany chodců z hlediska možné kolize s městským kolejovým vozidlem se zabývá technická zpráva TR 17420 [2]. Tato zpráva je v současnosti Technickou komisí CEN/TC 256 transformována do podoby návrhu nové evropské normy prEN 17420 [3]. Některými důsledky tohoto legislativního požadavku se zabývá tento příspěvek.

[1] **Ing. Roman Ježdík**, 0000-0002-6691-0600. VÚKV a.s. Bucharova 1314/8, 158 00 Praha 5 – Stodůlky, Česká republika, e-mail: jezdik@vukv.cz

[2] **Ing. František Lopot, Ph.D.**, 0000-0001-5731-6784. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav konstruování a částí strojů. Technická 1902/4, 166 07 Praha 6 – Dejvice, Česká republika, e-mail: frantisek.lopot@fs.cvut.cz

[3] **Ing. Vojtěch Rulc, Ph.D.** Advanced Engineering s.r.o. Beranových 65, 199 21 Praha 9 – Letňany, Česká republika, e-mail: vrulc@advanced-eng.cz

2 LEGISLATIVNÍ POŽADAVKY

Jsou definovány dva kolizní scénáře:

- Scénář A – kolize stojícího chodce s čelní částí tramvaje
- Scénář B – kolize tramvaje s chodcem ležícím v jízdní dráze tramvaje

2.1 Scénář A

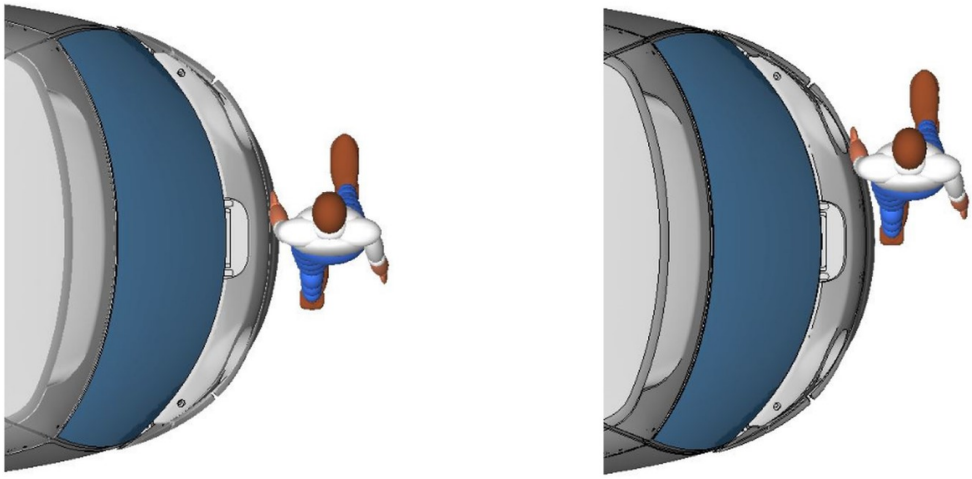
Požadavky na tento scénář mohou být naplněny dodržením předepsané geometrie čelní partie vozidla nebo mohou být prokázány pomocí numerických simulací s validovaným modelem zkušební figuríny (crash test dummy).

Geometrické požadavky

Geometrické požadavky jsou v technické zprávě TR 17420 [2] pro případ srážky s chodcem stanoveny s cílem zajistit boční vychýlení těla (eliminovat jeho následné přejetí) a snížit riziko smrtelného poranění hlavy. Požadovaná geometrie je definována půdorysným tvarem nejpřednější linie vozidla (vychýlení chodce mimo vozidlo) a definicí bokorysu čelní partie (sklon čela a členitost čelní plochy). V návrhu nové evropské normy prEN 17420 [3] je tato geometrie ještě upravena a upřesněna. Je to zohlednění zkušeností subjektů z komerční sféry se zaváděním požadavků předpisu [2].

Numerická simulace

Numerická simulace má být provedena pro případ nárazu tramvaje rychlostí 20 km/h do boku jdoucího chodce v definované poloze. Požaduje se modelování kolize, kdy je chodec umístěn v příčné vzdálenosti 15% a 50% položířky tramvaje od osy koleje (viz obr. 1). Pro modelování má být použit validovaný model figuríny.



a) b)

Obr. 1 Pozice chodce při numerické simulaci: a) 15% položířky, b) 50% položířky; převzato z [2]

Konstrukce přední části se považuje za vyhovující, pokud je kritérium poranění hlavy HIC15 menší než 1 000. Kromě toho musí být dosaženo bočního vnějšího vychýlení figuríny alespoň 800 mm od počáteční polohy chodce při umístění 50% poloviny šířky vozidla.

2.2 Scénář B

Požadavky kolizního scénáře B se hodnotí prostřednictvím zkoušky, která je prováděna za pomoci ležící figuríny. Je uvažována pozice figuríny příčně k ose koleje s vychýlením a pozice, kdy figurína leží na ose koleje nohama směrem k vozidlu.

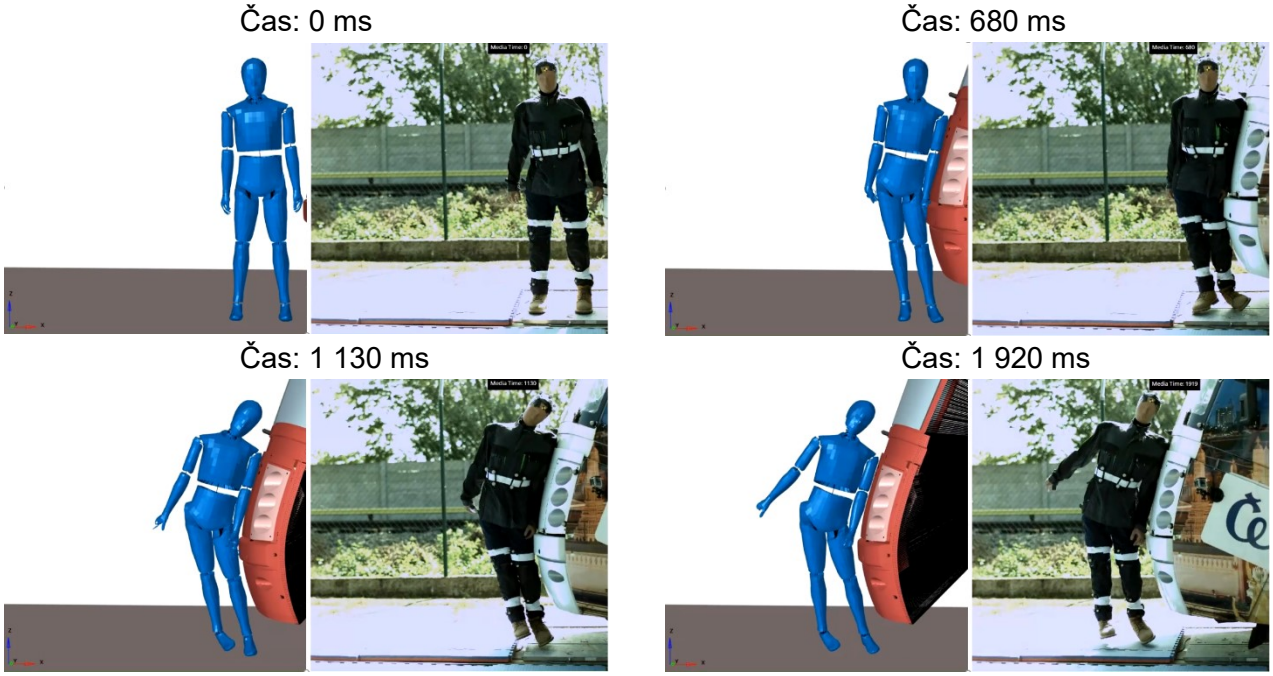
Konstrukce čela vozidla je vyhovující, pokud nedojde k oddělení nebo rozdrcení končetin, hrudníku a/nebo hlavy, a pokud nedojde ke kontaktu s koly.

3 MOŽNOSTI VALIDACE MODELU FIGURÍNY

Jak již bylo výše uvedeno, pro potřeby numerických simulací je třeba mít validovaný model figuríny. To je ovšem diskutabilní požadavek, neboť validace takového modelu se provádí vzhledem k výsledkům zkoušek s fyzickou figurínou. Validované fyzické figuríny běžně používané v automobilovém průmyslu jsou sedící. Stojící fyzická figurína validovaná pro boční náraz však není k dispozici.

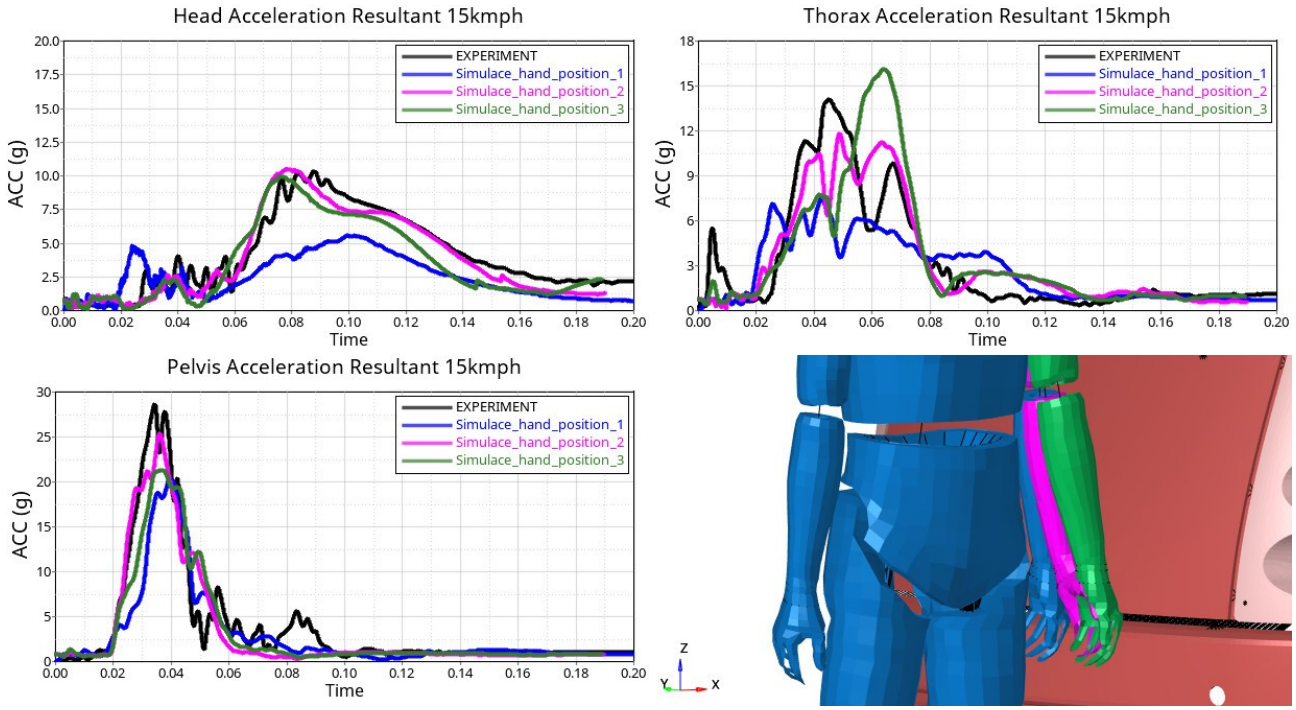
V rámci projektu „Analýza nehodových dějů chodec tramvaj – validace simulačních modelů“ byl učiněn pokus o validaci modelu figuríny, s tím omezením, že mohla být využita pouze sedící fyzická figurína určená pro čelní nárazy, která byla doplněna o tzv. „pedestrian kid“. Byly provedeny zkoušky s pěti typy tramvají 15T, 14T, T3R.P, KT8D5R.N2P a T6A5, které zajistil Dopravní podnik hlavního města Prahy. Zkoušky byly provedeny na rovné vodorovné koleji pro čelní i boční náraz. Všechny tramvaje a pozice fyzické figuríny byly testovány při rychlosti nárazu 5, 10, 15 a 20 km/h.

Průběh zkoušek byl následně modelován pomocí několika solverů. Na obrázku 3 je uveden příklad výsledku. Jedná se o porovnání výsledků numerického modelu a zkoušky bočního nárazu tramvaje 14T do stojící figuríny při rychlosti 15 km/h.



Obr. 3 Porovnání výsledků numerického modelu a zkoušky bočního nárazu tramvaje 14T do stojící figuríny při rychlosti 15 km/h

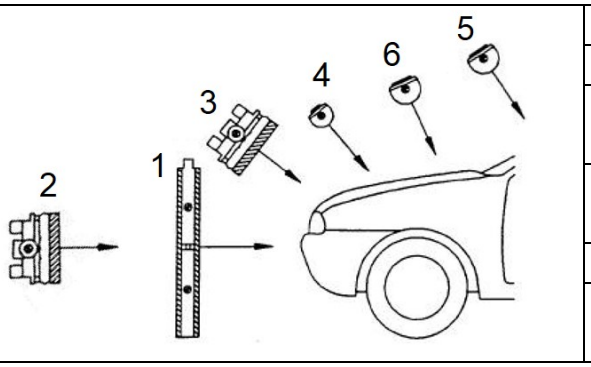
Při provádění numerických simulací se projevil významný vliv polohování figuríny. Tento vliv je patrný z obr. 4, který zachycuje průběhy zrychlení jednotlivých částí figuríny v závislosti na počáteční poloze levé ruky. Jsou patrné významné odlišnosti v průběhu zrychlení hlavy při relativně malé změně pozice ruky. Toto zrychlení je rozhodující při hodnocení poranění hlavy pomocí kritéria HIC15, což představuje legislativní požadavek. Nejen z tohoto důvodu je hodnocení srážky pomocí validovaného modelu figuríny považováno za diskutabilní.



Obr. 4 Vliv pozice ruky na výsledná zrychlení.

4 PŘÍSTUP DLE AUTOMOBILOVÉHO PRŮMYSLU

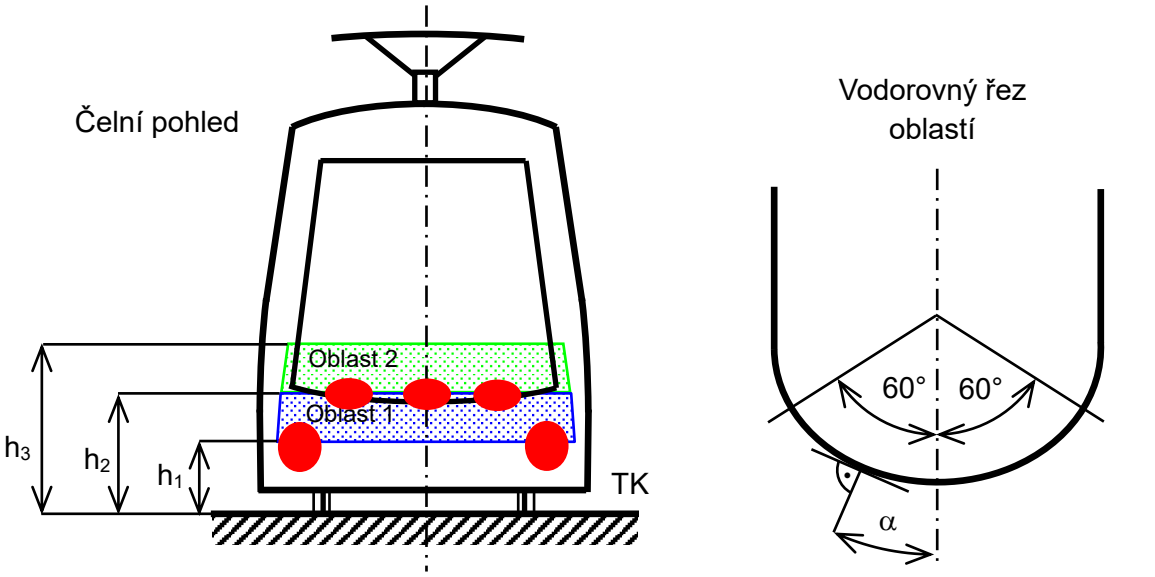
Z výše uvedených důvodů se jako vhodné jeví převzetí přístupu z automobilového průmyslu, který je dán nařízením č. 78/2009 [4]. Jsou požadovány testy s použitím makety dolní části nohy, makety horní části nohy, makety hlavy dítěte a makety hlavy dospělého (viz obr. 5). Pro testy se namísto celé figuríny používají pouze uvedené segmenty (makety).



1	Lower leg form to bumper test (Chapter II)
2	Upper leg form to bumper test (Chapter III)
3	Upper leg form to bonnet leading edge test (Chapter VI)
4	Child/small adult head form to bonnet top test (Chapter V)
5	Adult head form to windscreen test (Chapter VI)
6	Child/Small Adult and Adult head forms to bonnet top tests (Chapter VII)

Obr. 5 Testy pomocí segmentů; převzato z [5]

Co se týče přístupu, který se používá v automobilovém průmyslu, vyžaduje se od kapoty automobilu včetně čelního skla omezená odezva poměřovaná kritériem poranění hlavy (HIC). Ve většině oblasti, kam může hlava dopadat, je omezena na HIC =1 000 a ve zbytku na HIC = 2 000. Pokud jde o scénář A, mohl by být přístup dle automobilového průmyslu použit i pro tramvaje a lehká kolejová vozidla. Přední část tramvaje lze rozdělit do dvou oblastí v závislosti na rozměrech lidského těla. První (dolní) oblast odpovídá dítěti nebo malému dospělému a druhá dospělému. Pro testování první zóny by mohl být použit model hlavy dítěte a pro testování druhé zóny model hlavy dospělého. Horizontální úhel k vektoru rychlosti tramvaje $\alpha > 60°$ je považován za dostatečně velký k vychýlení narážejícího těla k tomu, aby nezpůsobil vážnější zranění. Navrhované oblasti a odpovídající kritéria jsou uvedeny na obr. 6.



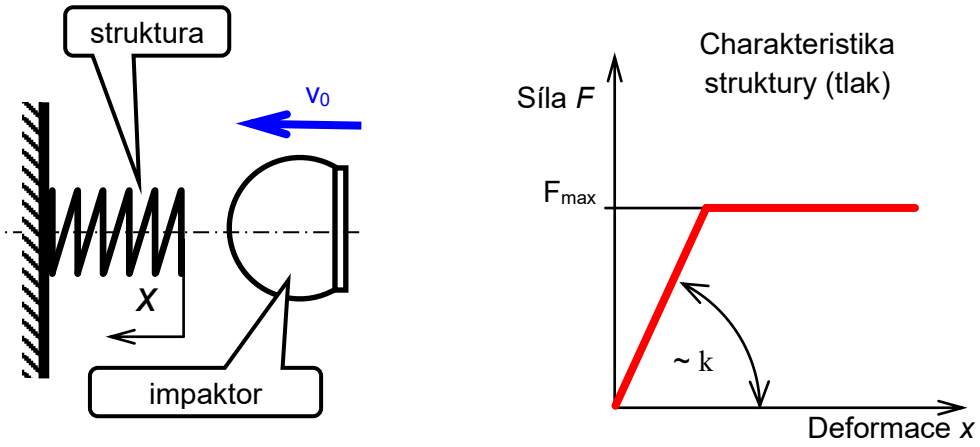
Oblast	Hranice	Impaktor	Kritérium
1	h_1 = 1.0 m h_2 = 1.5 m $\alpha \leq 60°$	ISO dítě 3.5 kg	HIC < 1 000 na 70% oblasti HIC < 2 000 na 25% oblasti nehodnotí se na 5% oblasti*)
2	h_2 = 1.5 m h_3 = 2.0 m $\alpha \leq 60°$	ISO dospělý 4.5 kg	HIC < 1 000 na 70 % oblasti HIC < 2 000 na 25 % oblasti nehodnotí se na 5 % oblasti*)
*) Protože skutečná konstrukce musí obsahovat části, které musí být instalovány (např. světla, stěrače čelního skla atd.; naznačeno v obrázku červeně), je z hodnocení vyloučeno 5 % plochy oblasti.			

Obr. 6 Převzetí přístupu z automobilového průmyslu; zdroj [5]

Předpokládá se provedení doporučených testů pro rychlost impaktoru 20 km/h, protože se jedná o rychlost uvedenou v [2] pro scénář A. Dále se doporučuje nechat impaktor padat kolmo k povrchu tramvaje. Jde o zjednodušení, které umožňuje snazší provedení testů.

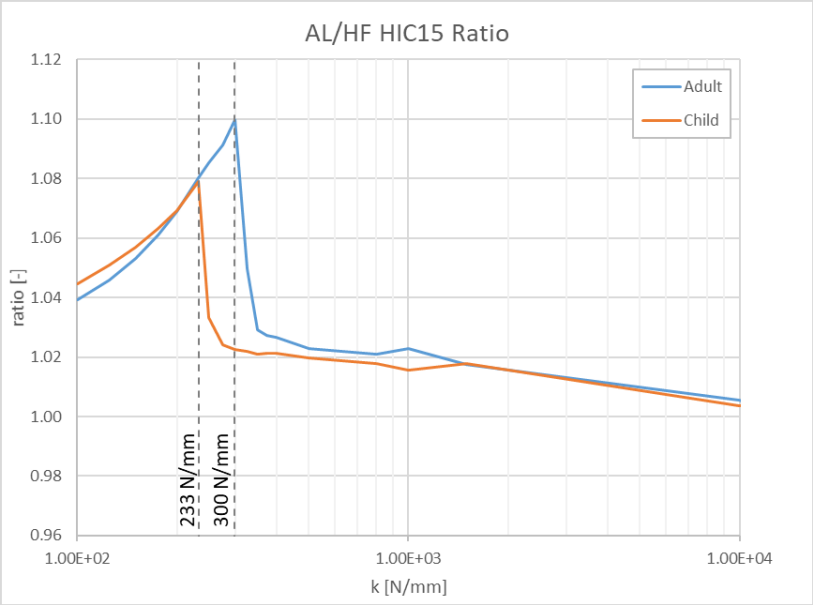
4.1 Možnost použití zjednodušeného impaktoru

Předchozí přístup předpokládá použití nákladných plnohodnotných impaktorů (head form impactor) používaných laboratořemi působícími v oblasti automobilového průmyslu. V tomto odstavci je diskutována možnost použití zjednodušeného impaktoru z hliníkové slitiny. V článku [5] byla provedena analýza odezvy ideálně elasticko-plastické struktury při dopadu plnohodnotného (HF) a zjednodušeného AL impaktoru. Charakteristiky této struktury jsou znázorněny na obr. 7. Tuhost k představovala proměnný parametr. Maximální síla F_{max} odpovídá konstantnímu zrychlení (cca 146 g), které způsobuje HIC15 = 1 000.



Obr. 7 Chování uvažované ideálně elasto-plastické struktury; zdroj [5]

Výsledky této analýzy jsou patrné z obrázku 8. Je zřejmé, že rozdíl v získané hodnotě HIC15 je menší než 10 %, pokud je použit impaktor z hliníkové slitiny (AL) místo plnohodnotného (HF). Náhlé změny křivek (pro k = 233 a 300 N/mm) jsou dány dosažením meze plasticity struktury, tj. dosažením síly F_{max}.

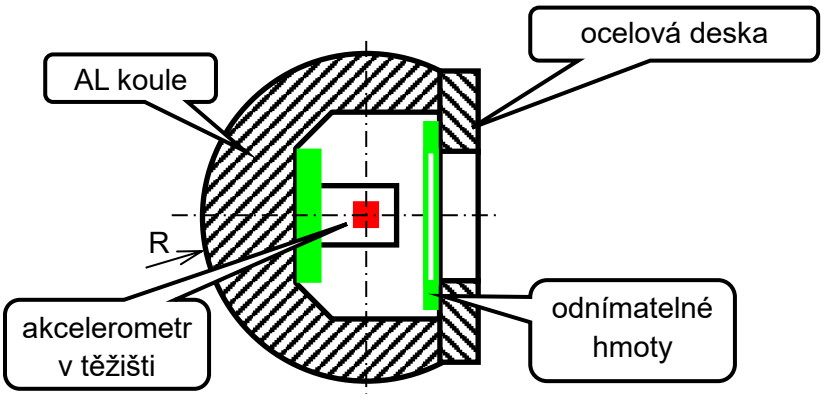


Obr. 8 Poměr odezvy zjednodušeného (AL) a plnohodnotného (HF) impaktoru – impaktor odpovídající hlavě dospělého (Adult) a dítěte (Child); zdroj [5]

5 VYBAVENÍ POTŘEBNÉ PRO PROVEDENÍ ZKOUŠEK

Testování čel tramvají a lehkých kolejových vozidel pomocí přístupu používaného v automobilovém průmyslu vyžaduje vlastnictví příslušného impaktoru a zařízení na jeho urychlování. Taková zařízení existují ve vybavených laboratořích, což však předpokládá, do těchto laboratoří dopravit testované vozidlo. V tomto ohledu se (vzhledem velkým k rozměrům) jeví jako reálné tímto způsobem testovat pouze části čelních partií kolejových vozidel.

Vzhledem k relativně nízké rychlosti nárazu se jeví jako nejsnazší pro tento typ zkoušek urychlovat impaktor pomocí kyvadlového závěsu, který byl použit v kombinaci se zjednodušeným impaktorem např. při zkouškách tramvajového skla [6]. Jiná možnost realizace zjednodušeného impaktoru je schematicky znázorněna na obr. 9, přičemž tato konstrukce umožňuje změnu hmotnosti odejmutím příslušných částí. Pro testování menších součástí čelních partií (např. laminátové nebo sendvičové díly obložení čela) lze využít i padostroje.



Impaktor	R [mm]	m [kg]
Dospělý	82,5	4,5
Dítě	82,5	3,5

Obr. 9 Schéma zjednodušeného AL impaktoru s možností změny hmotnosti; zdroj [5]

6 ZÁVĚR

Proces splnění konstrukčních požadavků začleněný do připravované legislativní úpravy v podobě budoucí normy EN 17420 může v určitých případech vést k nutnosti použití validovaného numerického modelu figuríny. Uvažovaný scénář (scénář A) předpokládá náraz čela tramvaje do boku jdoucího chodce. Validaci modelu figuríny však není možné provést, jelikož prozatím není k dispozici vhodná (fyzická) figurína, která by sama o sobě byla validována vzhledem k chování lidského těla.

Během provedených simulací se ukázalo, že výsledné průběhy zrychlení jsou citlivé na polohování figuríny. Z tohoto důvodu nelze očekávat vysokou opakovatelnost zkoušek a je otázkou, do jaké míry budou numerické simulace požadované budoucí normou odrážet realitu.

Naproti tomu v automobilovém průmyslu existuje dlouhodobě používaný přístup, který nehodnotí komplexní chování figuríny/chodce při střetu s vozidlem, ale přímo definuje rychlost dopadu jednotlivých segmentů, což přispívá k jednoznačnosti a opakovatelnosti zkoušek a simulací. Tento přístup je z hlediska stanovení kritéria HIC považován za vhodnější.

Na příkladu chování jednoduché elasto-plastické struktury bylo ukázáno, že i zjednodušená verze impaktoru (AL impaktor) v kombinaci s kyvadlovým mechanismem může s uspokojivou přesností posloužit k testování čela kolejového vozidla. Navíc má tento způsob tu výhodu, že je mobilní a není třeba testované vozidlo složitě dopravovat do zkušební laboratoře.

Pokud budou pro splnění požadavků scénáře A uplatňovány výhradně geometrické požadavky výše uvedené nové legislativy, lze očekávat, že čelní partie vozidel si budou svým tvarem navzájem velmi podobné.

Tento příspěvek vznikl díky podpoře projektu CZ.02.1.01/0.0/0.0/16_026/0008401 „Analýza nehodových dějů chodec tramvaj – validace simulačních modelů“.

◆◆

Literatura

[1] EN15227:2020. *Railway applications – Crashworthiness requirements for rail vehicles*.

[2] TR 17420:2020. *Railway applications – Vehicle end design for trams and light rail vehicles concerning pedestrian safety*.

[3] prEN 17420:2025. *Railway applications – Vehicle front design for trams with respect to pedestrian safety*.

[4] Regulation (EC) No 78/2009 of the European Parliament and of the Council of 14 January 2009 *on the type-approval of motor vehicles for the protection of pedestrians and other vulnerable road users,*

amending Directive 2007/46/EC and repealing Directives 2003/102/EC and 2005/66/EC. In: *Official Journal of the European Union.* L 35, 4.2.2009.

[5] JEŽDÍK, R., KEMKA, V., KOVANDA, J., LOPOT, F., PURŠ, H., HÁJKOVÁ, B. *Various Approaches to Reduce Consequences of Pedestrian−Tram Front End Collision.* Online. PROMET – Traffic&Transportation. Vol. 35 (2023), no. 2, s. 133–147. ISSN 1213–2489. Dostupné z: https://doi.org/10.7307/ptt.v35i2.81. [citováno 2025-06-05].

[6] JEŽDÍK, R. Stanovení tuhostních charakteristik čelního skla tramvaje. In: *Súčasné problémy v koľajových vozidlách – PRORAIL 2019: XXIV. medzinárodná konferencia, zborník prednášok, diel I.* Žilina: VTS pri ŽU v Žiline, 2019, s. 283–290. ISBN 978-80-89276-58-5.

Zasláno / received: 11. 06. 2025, přijato / accepted: 27. 07. 2025, publikováno / published: 17. 09. 2025.

Příspěvek recenzovali / The paper was reviewed by: Ing. Stanislav Špirk, Ph.D. (Západočeská univerzita v Plzni, Regionální technologický institut), Ing. Jan Pokorný, Ph.D. (Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera).

SOUČASNÉ PROBLÉMY V KOLEJOVÝCH VOZIDLECH

XXVII. konference s mezinárodní účastí
17.–19. září 2025, Česká Třebová

BEZKONTAKTNÍ SYSTÉM PRO MĚŘENÍ ÚHLU NÁBĚHU DVOJKOLÍ

CONTACTLESS SYSTEM FOR WHEELSETS' ANGLE OF ATTACK MEASUREMENT

Jan KALIVODA[1], Petr BAUER[2], Martin NOVÁK[3], Zdeněk NOVÁK[4]

e-ISBN: 978-80-7560-564-1
DOI: 10.46585/spkv20252660
ISSN: 3029-8342
CC BY

Abstrakt

Příspěvek se zabývá návrhem senzorického systému, který je schopen spojitě měřit úhel náběhu dvojkolí. Cílem je vyvinout bezkontaktní způsob měření úhlu náběhu dvojkolí pomocí senzorů umístěných na vozidle, který je aplikovatelný při testech dle EN14363 a potencionálně i v reálném provozu jako součást systémů aktivního radiálního stavění dvojkolí. Příspěvek se zaměřuje na nalezení vhodného typu senzorů a jejich umístění a výsledky testování v laboratorních podmínkách.

Klíčová slova

dvojkolí, úhel náběhu, měření, senzory

Abstract

The paper deals with the design of a sensor system for the detection of angle of attack of wheelsets relative to the track. The goal is to develop a contactless, vehicle-mounted method of measuring the angle of attack of wheelsets applicable in tests according to EN14363 and potentially also on vehicles in real operation as part of active radial wheel steering systems. The paper focuses on selection the appropriate type of sensors and their placement, as well as the results of testing in laboratory conditions.

Keywords

wheelset, angle of attack, measurement, sensors

1 ÚVOD

Geometrie dvojkolí a koleje vždy zajišťuje existenci příčné vůle, která umožňuje dvojkolí jednak volné odvalování v podélném směru koleje, ale také příčné vychylování a natáčení kolem svislé osy. Důsledkem toho je, že každé železniční kolo během jízdy průběžně mění svou příčnou pozici vůči kolejnici (příčná výchylka y) a zároveň mění také úhel, pod kterým nabíhá na kolejnici (úhel náběhu α), viz obr. 1. Úhel náběhu je důležitý parametr jízdy vozidla v koleji. Se znalostí jeho průběhu lze lépe hodnotit jízdní vlastnosti vozidla jako je jízdní bezpečnost nebo účinky vozidla na trať. Z toho důvodu je sledování úhlu

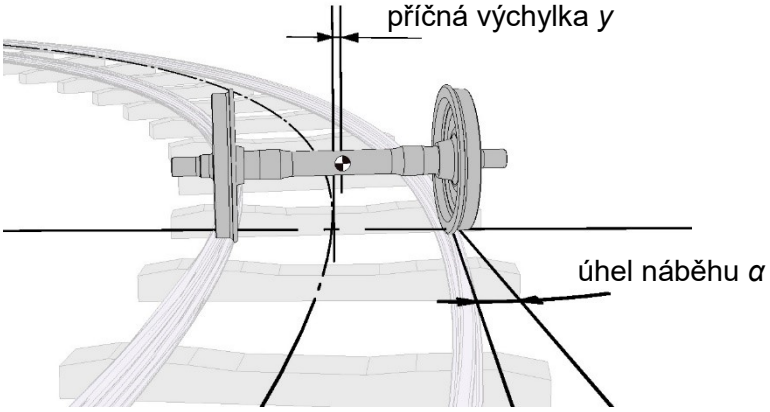
[1] **Ing. Jan Kalivoda, Ph.D.**, 0000-0002-0278-2515. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel. Technická 4, 160 00 Praha 6, Česká republika, tel.: +420 224 352 493, e-mail: jan.kalivoda@fs.cvut.cz

[2] **Ing. Petr Bauer, Ph.D.**, 0000-0002-0940-3303. Dtto, e-mail: petr.bauer@fs.cvut.cz

[3] **doc. Ing. et Ing. Martin Novák, Ph.D.**, 0000-0002-2046-8765. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav přístrojové a řídicí techniky. Technická 4, 160 00 Praha 6, Česká republika, tel.: +420 224 352 573, e-mail: martin.novak@fs.cvut.cz

[4] **Ing. Zdeněk Novák, Ph.D.**, 0000-0003-4714-7344. Dtto, tel.: +420 224 352 567, e-mail: z.novak@fs.cvut.cz

náběhu vyžadováno v rámci homologačních zkoušek nových nebo rekonstruovaných vozidel dle ČSN EN 14363. Velikost úhlu náběhu je často sledována i v rámci výzkumu a vývoje, neboť ovlivňuje řadu dalších důležitých parametrů jako je opotřebení kol a kolejnic nebo jízdní odpory vozidla v oblouku koleje.

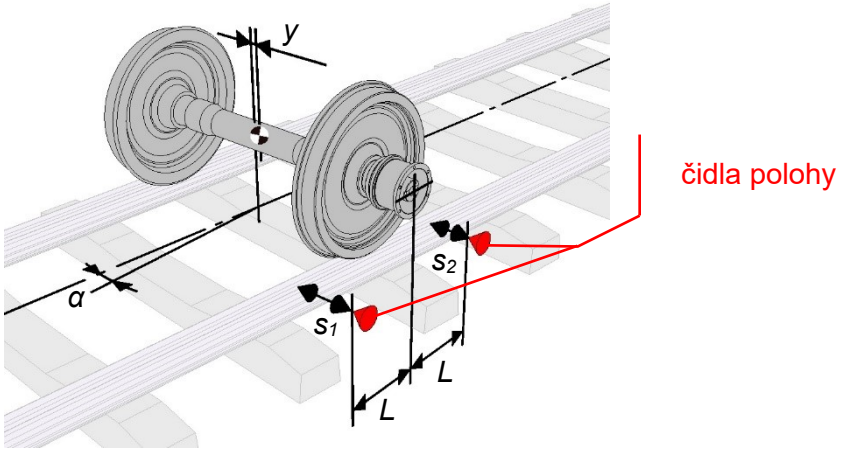


Obr. 1 Poloha dvojkolí vzhledem k trati

2 SOUČASNÝ STAV PROBLEMATIKY

V současné praxi jsou k měření úhlu náběhu využívány jak kontaktní, tak bezkontaktní měřicí systémy. Ve všech nám známých případech systém měří změnu příčné relativní vzdálenosti s_1 před a s_2 za daným železničním kolem, viz obr. 2. Z těchto dvou hodnot a jejich známé podélné báze jsou pak stanoveny úhel náběhu jako

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{s_1 - s_2}{2L}\right) \approx \frac{s_1 - s_2}{2L} \tag{1}$$



Obr. 2 Princip měření úhlu náběhu

2.1 Kontaktní způsob měření

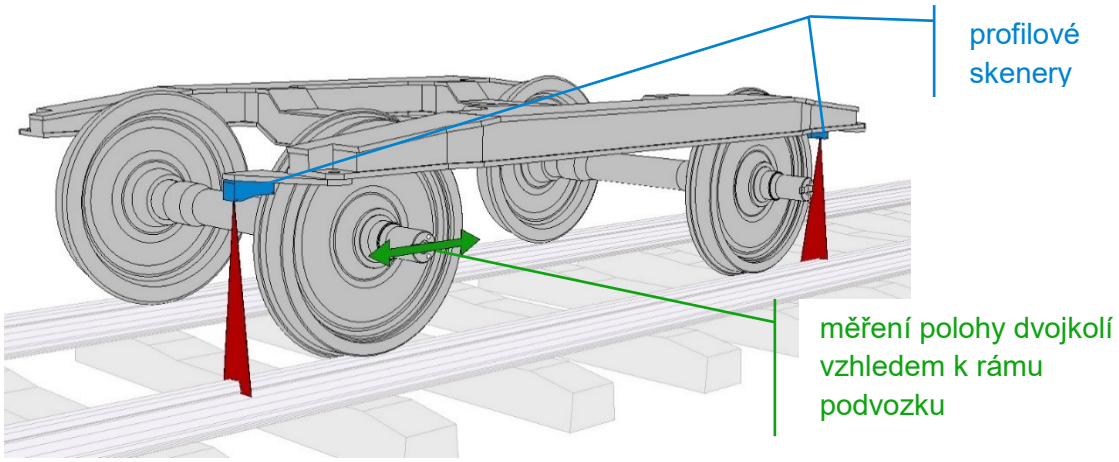
Tato metoda většinou využívá kladky malého průměru odvalující se po boku kolejnice. Mechanismus jejich zavěšení měří jejich příčnou výchylku vůči ložiskové skříni dvojkolí. Výhodou tohoto řešení je bezproblémové pokrytí požadovaných měřicích rozsahů, nízké pořizovací náklady a jednoduché zpracování signálu. Nevýhodou je omezení měření jen na traťové úseky s volnými boky kolejnic (problémem tak jsou výhybky, přejezdy, přídržnice, kolejnicové styky nebo žlábková kolej). Dále je zde výrazné omezení rychlosti jízdy z důvodů dynamického chování mechanických částí měřidla.

2.2 Bezkontaktní způsob měření

Hlavní výhody bezkontaktního způsobu měření jsou zřejmé – teoreticky klesá omezení rychlosti jízdy i riziko kolize s infrastrukturou. Pro bezkontaktní způsob měření jsou nejčastěji použity optické snímače. Obecně jsou optická čidla méně odolná vůči dynamickému zatížení, spolehlivost měření významně ovlivňuje čistota prostředí, světelné poměry, a také stav povrchu kolejnice v měřeném místě. Výhodou je dostupnost snímačů s dostatečným rozsahem, nevýhodou zase větší zástavbové rozměry. Principiálně lze použít snímače jednobodové, nebo vícebodové (profilové skenery).

Princip měření jednobodovými bezkontaktními snímači je shodný s měřením pomocí kontaktních snímačů. Jednobodové snímače lze instalovat do výšky boku hlavy kolejnice, tak aby byl laserový paprsek snímače rovnoběžný s rovinou temene kolejnic. Pak se se změnou úhlu náběhu nebo příčné polohy kola (příliš) nemění místo odrazu paprsku na boku hlavy kolejnice, čímž se vyhodnocení měření značně zjednodušuje. V takové konfiguraci ale může být měření realizováno jen na omezeném měřicím úseku koleje bez pevných překážek kolem kolejnic. Instalace těchto čidel do bezpečné výšky nad kolej pak díky obecnému tvaru reálných kolejnic naopak vyhodnocení velmi komplikuje.

Měření úhlu náběhu s využitím profilových skenerů je vlastně nepřímým měřením. Nízká odolnost profilových skenerů proti dynamickému zatížení neumožňuje jejich instalaci na neodpruženou hmotu vozidla. Čidla jsou proto umístěna na rámu podvozku a slouží k měření polohy rámu podvozku vůči kolejnici, viz obr. 3. Současně musí být měřena relativní poloha dvojkolí vůči rámu podvozku. Poloha dvojkolí vůči koleji je následně z měřených hodnot dopočtena. Všechna tato opatření mají nepříznivý vliv na přesnost měření. Další podstatnou nevýhodou použití profilových kamer jsou vysoké nároky na zástavbový prostor.



Obr. 3 Princip měření úhlu náběhu pomocí profilových skenerů

Z uvedeného přehledu vyplývá, že většina v současnosti používaných kontaktních a bezkontaktních systémů pro měření úhlu náběhu je omezena na úseky trati s volnými prostorem podél boků hlav kolejnic. Použití profilových skenerů tento problém řeší, ale jejich použitelnost je značně omezena citlivostí těchto zařízení na vibrace a další vlivy prostředí. Výše zmiňované nedostatky používaných systémů významně komplikují jejich použití při provádění zkoušek ve zkušebním oblouku R 150 m dle ČSN EN 14363 a neumožňují jejich použití při traťových zkouškách, případně nasazení v běžném provozu.

Inovativní bezkontaktní metodu měření příčné polohy kola vzhledem ke kolejnici využívající dvojici cívek trojúhelníkového tvaru navrhli Enoki a kol. [1]. Na základě výsledků počítačových simulací předpokládají dosažení přesnosti měření 0,7 mm, avšak v případě nesymetrického opotřebení hlavy kolejnice chyba roste až na 12 mm [2]. Jost a Gratzfeld navrhli systém pro měření příčné polohy kola polohy pomocí magnetického pole vytvořeného budicí cívkou umístěnou v horizontální rovině nad hlavou kolejnice [3]. Uvnitř cívky je pole Hallových elementů orientovaných rovnoběžně s osou dvojkolí. Navrhovaný měřicí systém se skládá z dvojice cívek s Hallovými prvky, jedna je instalována před a druhá za kolem ve směru jízdy vozidla. Prototyp senzoru byl testován na zkušebním zařízení s maximální chybou 2 mm. Další bezkontaktní metody známé z literatury předpokládají konstantní výšku nad temenem

kolejnice. Avšak tento požadavek je v praxi obtížné splnit vzhledem ke změnám valivého poloměru kola a natáčení ložiskové komory kolem osy dvojkolí.

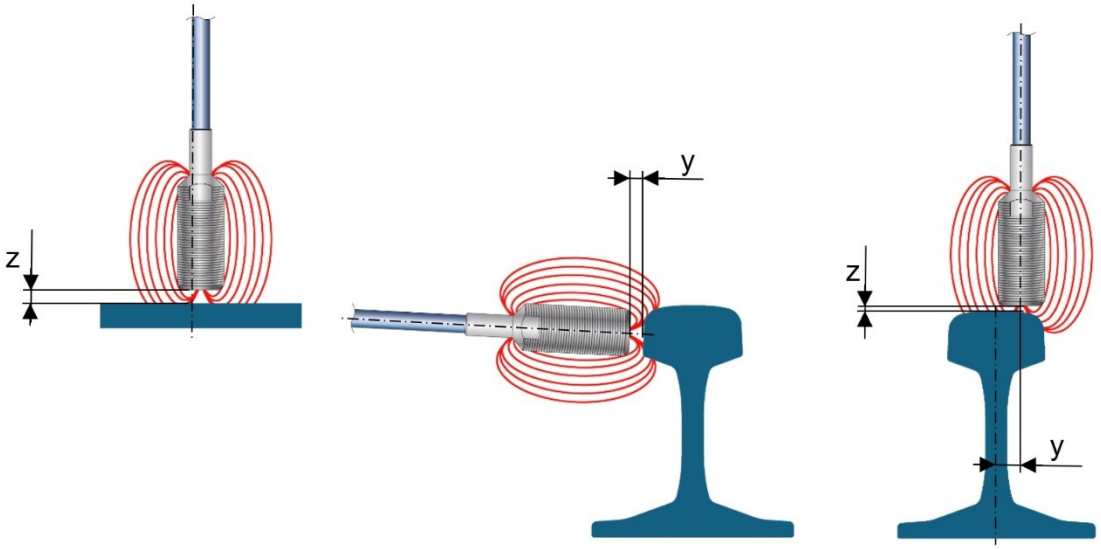
3 POŽADAVKY NA MĚŘICÍ SYSTÉM

Je proto žádoucí vyvinout nový systém pro měření úhlu náběhu dvojkolí, který by eliminoval výše uvedené nevýhody a byl použitelný nejen pro zkoušky vozidel v rámci homologačního procesu, ale potenciálně i aplikovatelný v běžném provozu vozidla jako součást aktivního systému natáčení dvojkolí. Základní vlastnosti nového senzorového systému by měly být:

- měření úhlu náběhu dvojkolí v rozsahu ±2°,
- vysoká odolnost vůči vibracím a dalším nepříznivým vlivům prostředí umožňující přímé uchycení k nápravové skříni,
- umístění senzorů a dalších komponent měřicího systému umožňující průjezd vozidla výhybkami a přejezdy,
- nízká citlivost na změny výšky nad temenem kolejnice, které vznikají v důsledku pohybů dvojkolí a nápravové skříně.

4 VOLBA SENSORŮ

S ohledem na požadované vlastnosti měřícího systému, zejména pak mechanickou odolnost a odolnost vůči vlivům prostředí bylo od počátku uvažováno s indukčními čidly, která reagují na změny magnetického pole vlivem přítomnosti feromagnetického objektu. Tato čidla slouží jak k prosté detekci přítomnosti kovového objektu, tak i k měření vzdálenosti od něj. Standardní aplikace je zobrazena na obr. 4 a). Měřený objekt má mít rovnou plochu kolmou na osu čidla o rozměru odpovídajícím minimálně dvojnásobku průměru čidla. Pro aplikaci těchto čidel k měření příčné vzdálenosti od hlavy kolejnice *y* lze tento požadavek splnit umístěním čidla vhodné velikosti dle obr. 4 b), avšak za cenu kolize s infrastrukturou v místech, kde není volný prostor podél boků hlav kolejnic. Proto bylo zvoleno uspořádání dle obr. 4 c). Podstatou komplikací tohoto uspořádání je, že čidlo musí vykazovat citlivost na polohu kovového předmětu v příčném směru *y*, tedy ve směru, pro který není primárně navrhováno, a zároveň mít minimální citlivost změnu vzdálenosti v ose čidla *z*.

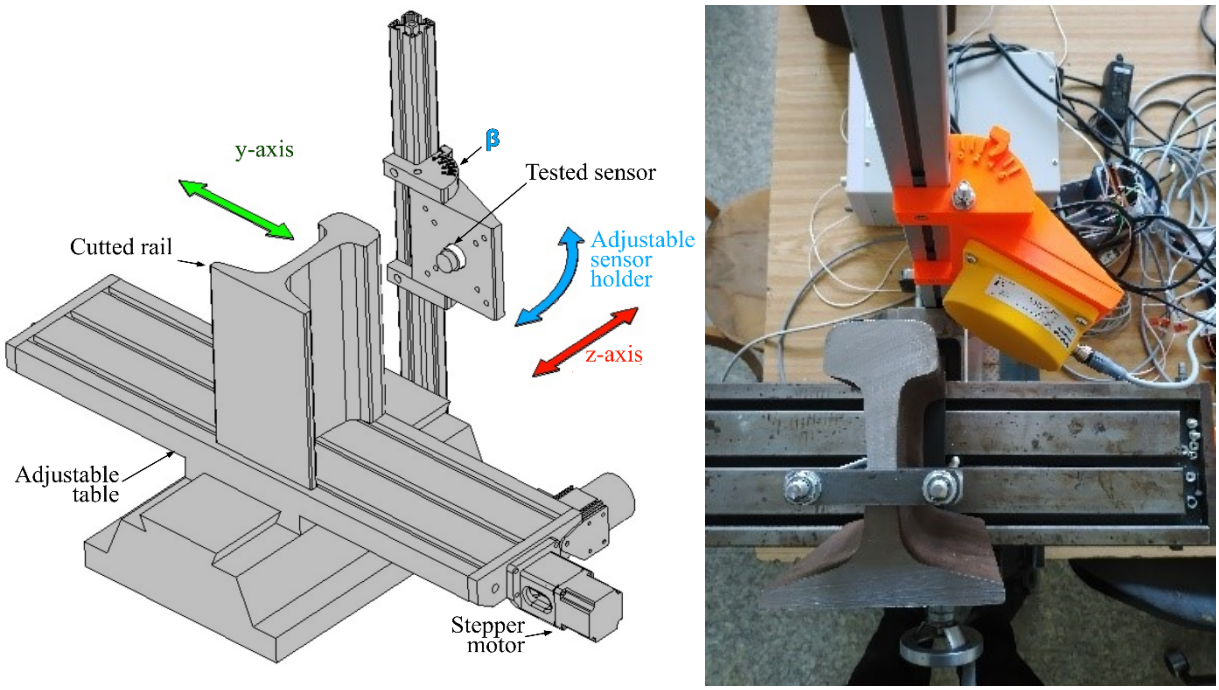


a) b) c)

Obr. 4 Měření vzdálenosti pomocí indukčního čidla a) standardní aplikace, b) umístění z boku hlavy kolejnice, c) umístění shora hlavy kolejnice

Pro účely stanovení vlastností vybraných senzorů byl vytvořen testovací stend, obr. 5. Toto zařízení umožňuje měření odezvy testovaného senzoru v závislosti na relativní poloze senzoru a reálného vzorku

kolejnice. Polohu senzoru lze plynule měnit v příčné ose simulované koleje (osa y), v ose kolmé k rovině temene kolejnice (osa z) a otáčet kolem osy rovnoběžné s podélnou osou kolejnice (úhel β). Pohyb v osách y a z je zajišťován pomocí krokových motorů.



Obr. 5 Zkušební stolice pro testování odezvy senzorů

Skutečná relativní poloha senzoru a kolejnice je kontinuálně měřena pomocí potenciometrických senzorů polohy. Konstrukce zařízení umožňuje měnit tuto relativní polohu v dostatečně velkých rozsazích, aby simulovala maximální očekávané pohyby v reálném měření s dvojkolím v koleji. Měření lze provádět s různými vzorky kolejnic. Držák senzoru umožňuje upevnění senzorů různých typů nebo více senzorů současně. Z řady dostupných průmyslově vyráběných indukčních čidel byly vytipovány 3 typy, které byly testovány. Výsledky testování jsou podrobně uvedeny v [4]. Testy prokázaly dostatečnou citlivost čidel na příčnou vzdálenost od kolejnice *y*, avšak současně vysokou citlivost na svislou vzdálenost čidla od kolejnice *z*. Během jízdy vozidla nelze spolehlivě zaručit konstantní výšku čidla nad kolejnicí, která kolísá vlivem změn aktuálního valivého poloměru kola a naklápění ložiskové komory kolem příčné osy. Z výstupu čidla umístěného podle obr. 4 c) proto nelze jeho příčnou vzdálenost od kolejnice spolehlivě určit.

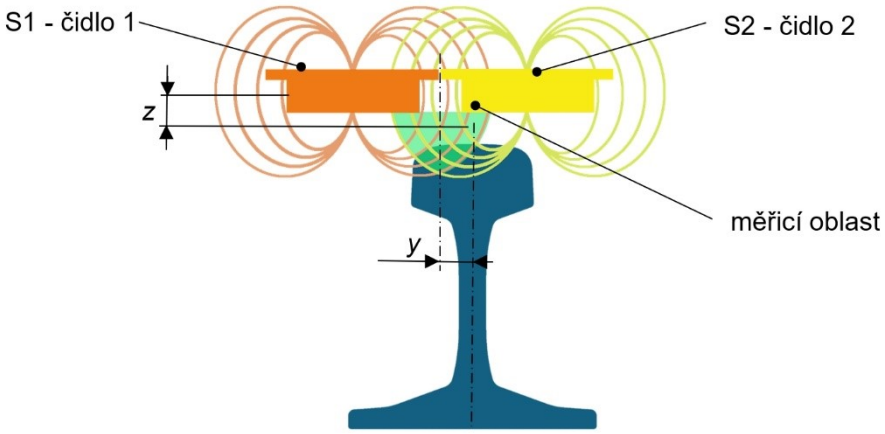
5 USPOŘÁDÁNÍ SENSORŮ A KALIBRACE SYSTÉMU

Z výše uvedených důvodů bylo navrženo uspořádání čidel, které je schematicky znázorněno na obr. 6. Jedná se o paralelní umístění dvojice čidel v těsné blízkosti vedle sebe. Měřicí oblast se pak nachází v místech, kde jsou k dispozici výstupy z obou čidel současně. Z těchto výstupů je následně vypočtena neznámá poloha vzhledem ke kolejnici daná souřadnicemi *y* a *z*.

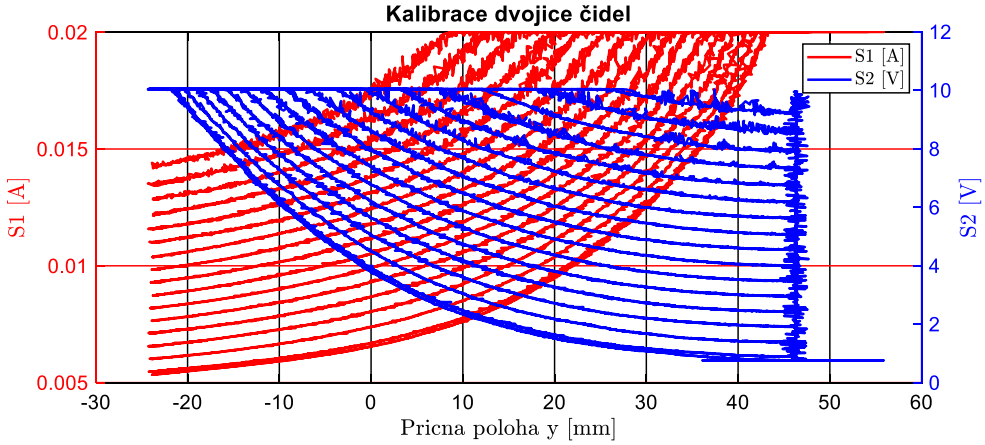
Umístění dvojice čidel v těsné blízkosti vedle sebe není v souladu s doporučeními výrobců, protože v takovém případě dochází k jejich vzájemnému ovlivňování a zkreslení výstupního signálu. Z toho důvodu byla použita dvojice čidel od různých výrobců pracujících na odlišných frekvencích a s různou formou výstupního signálu (čidlo 1 proudový, čidlo 2 napěťový). Vzájemné ovlivnění zvolené dvojice čidel v těsné blízkosti vedle bylo testováno na zkušebním zařízení. Výstupní signál z obou čidel spojitě reagoval na změny polohy kolejnice v rámci měřicí oblasti, a to jak ve svislém, tak i v příčném směru.

Kalibrace měřicího systému byla provedena pomocí automatizované sekvence, při které byla postupně měněna příčná vzdálenost od kolejnice *y* v různých výškách nad kolejnicí *z*. Poloha čidel vzhledem ke kolejnici byla přímo měřena pomocí potenciometrických čidel a zároveň byla sledována odezva čidel S1 a S2. Výstup z kalibračního měření je zobrazen na obr 7.

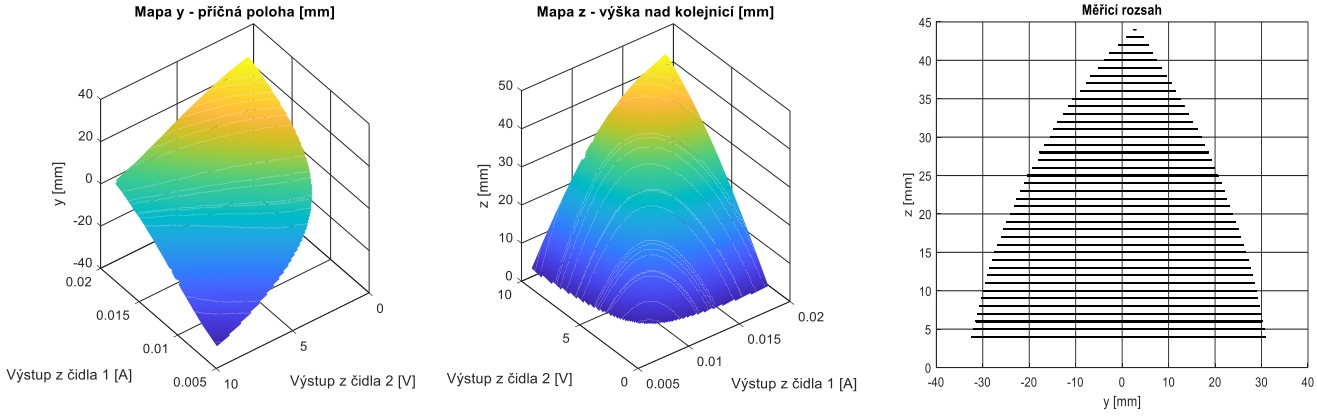
Výstupy z kalibračního měření byly následně filtrovány a zpracovány do podoby dvou map čidel – Mapa y a Mapa z, viz obr. 8a. Jedná se v podstatě o dvě tabelárně definované funkce dvou proměnných – výstupů z čidel S1 a S2 jejichž výsledkem je poloha vzhledem ke kolejnici ve příčném *y* a svislém směru *z*. Na obr. 8b je potom graficky znázorněn měřicí rozsah.



Obr. 6 Uspořádání sensorů měření svislé a příčné polohy



Obr. 7 Výstup z kalibračního měření

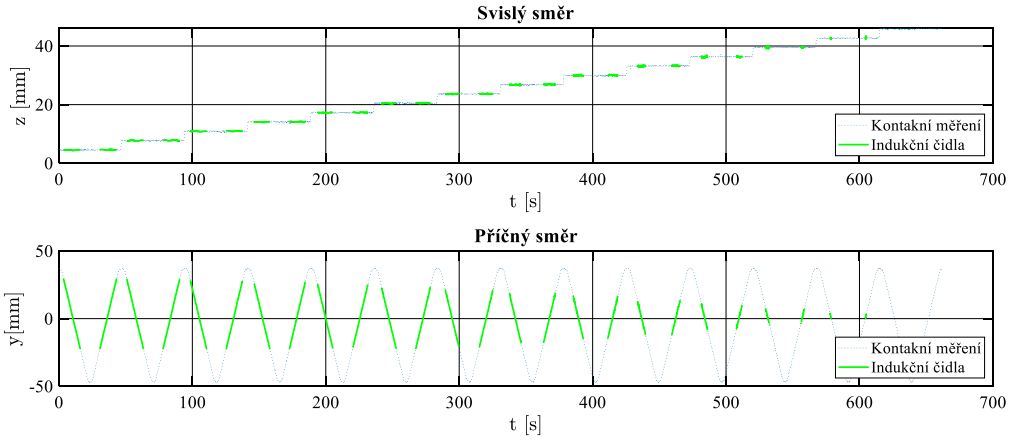


Obr. 8 Mapy dvojice čidel v ose y a z (vlevo), měřicí rozsah (vpravo)

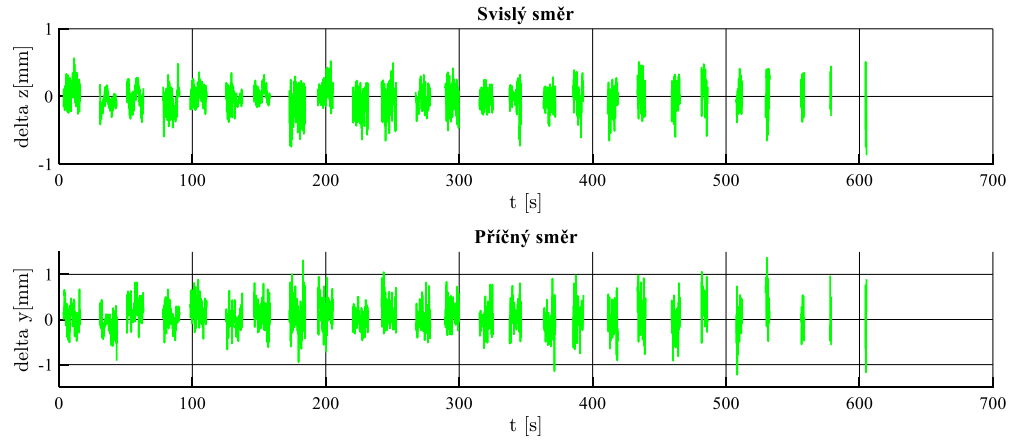
Rozsah měřených příčných výchylek je přibližně 45 mm v rozmezí výšek 5 až 25 mm nad rovinou temene kolejnice. S dále rostoucí výškou pak tento rozsah klesá od výšky 45 mm již příčnou ani svislou vzdálenost od kolejnice detekovat nelze.

6 VÝSLEDKY MĚŘENÍ

Kalibrační mapy byly v podobě lookup tabulek implementovány do software pro zpracování měřených dat na testovacím stavu. Ten tak umožňuje online zobrazovat a porovnávat polohu vzhledem ke kolejnici přímo měřenou pomocí kontaktních čidel a bezkontaktně měřenou pomocí navrženého senzorického systému. Porovnání přímo a nepřímo měřených hodnot je zobrazeno na obr. 9.



Obr. 9 Průběh svislé a příčné polohy při testovacím měření



Obr. 10 Odchylka přímo a bezkontaktně měřených hodnot

Testování na zkušebním stavu potvrdilo možnost bezkontaktního měření polohy vzhledem ke kolejnici pomocí dvojice indukčních čidel. V rámci měřicího rozsahu je střední hodnota odchylky přímo a bezkontaktně měřené vzdálenosti ve svislém směru, -0,020 mm se směrodatnou odchylkou 0,18 mm. V příčném směru je střední hodnota odchylky přímo a bezkontaktně měřené vzdálenosti 0,073 mm se směrodatnou odchylkou 0,29 mm. Za předpokladu normálního rozdělení je tak s pravděpodobností 99% chyba měření příčné polohy menší než 0,75 mm a svislé polohy menší než 0,5 mm.

7 ZÁVĚR

Úhel, pod kterým nabíhá železniční kolo na kolejnici, je důležitým parametrem, který ovlivňuje řadu sledovaných bezpečnostních a provozních kritérií. Měření úhlu náběhu je zpravidla založeno na měření příčné vzdálenosti dvou bodů pevně spojených s ložiskovou komorou od hlavy kolejnice. K tomu se používají jak kontaktní, tak i bezkontaktní čidla, avšak všechny dosud používané systémy vykazují výrazná omezení z hlediska rychlosti, kompatibility s infrastrukturou či odolnosti vůči vibracím a nečistotám. Proto byl navržen nový bezkontaktní systém měření úhlu náběhu založený na využití indukčních čidel.

Laboratorní testování navrhovaného řešení prokázalo:

- Použitím dvou paralelně umístěných indukčních čidel lze současně měřit příčnou a svislou vzdálenost od kolejnice.
- Umístění čidel zajišťuje bezkontaktní způsob měření s možností průjezdu výhybek, křížení, nebo železničních přejezdů.
- Rozsah měřených příčných výchylek závisí na svislé vzdálenosti od hlavy kolejnice. V rozmezí výšek 5–25 mm nad TK, je rozsah měřených příčných vzdáleností od hlavy kolejnice přibližně 45 mm, což při umístění čidel ve vzdálenosti 450 mm před a 450 mm za osou dvojkolí odpovídá rozsahu měřeného úhlu náběhu 0 - 2,86°.
- Dosahovaná přesnost měření v příčném směru je ± 0,75 mm, to odpovídá přesnosti měření úhlu náběhu ± 0,05°.
- Dosažený rozsah měření je postačující pro měření úhlu náběhu na nabíhajícím kole v rámci zkoušek dle EN 14363. Pro měření úhlu náběhu dvojkolí v obecné příčné poloze v rámci vůlí v kolejovém kanálu je nezbytné rozsah měření zvýšit.

V rámci dalšího vývoje bude navrhovaný systém umístěný na jednoduchý vozík, který je schopen autonomního pohybu nízkou rychlostí v koleji. Pomocí testů na vozíku bude sledován např. vliv změny tvaru hlavy kolejnice, vliv rychlosti jízdy, možnost automatizované kalibrace systému v daném místě koleje apod. Následně bude systém umístěn na vozidle a použit v rámci testů dle EN 14363, při kterých bude úhel náběhu paralelně měřen doposud používaným i nově navrhovaným způsobem následně porovnány výsledky.

The paper was created with the financial support of the Technology Agency of the Czech Republic, project No. TE01020054 “Božek Vehicle Engineering – National Competence Center”.

◆◆

Literatura

[1] ENOKI, S., ASAHI, T., WATANABE, S., MIZUNO, T., TAKESHITA, K. Electromagnetic measurement of the rail displacement by two triangular coils. *IEEE Transactions on Magnetics.* Vol 38 (2002), issue 5, s. 3303–3305. ISSN 0018-9464.

[2] SHIMOJIMA, Y., BU, Y., MIZUNO, T., ASAHI, T., ITO, M., ENOKI, S. *Influence of Rail Wear on Output Voltage of Eddy-Current Rail Displacement Sensor.* Online. In: Ninth International Conference on Sensing Technology, conference proceedings. Auckland: IEEE, 2015, s. 396–401. ISSN 2156-8073. Dostupné z: https://doi.org/10.1109/ICSensT.2015.7438429. [citováno 2025-06-09]

[3] JOST, F., RATZFELD, P. Mechatronic guidance for tramways using a novel hall sensor concept. In: *11th International Conference on Railway Bogies and Running Gears, conference proceedings*. Budapest: BME, 2019, s. 254–262.

[4] KALIVODA, J., BAUER, P., NOVÁK M., NOVÁK, Z. Train based system for wheelsets’ angle of attack measurement – laboratory verification of sensor characteristics. In: *Transport Means 2024: Proceedings of the 28th International Scientific Conference*. Kaunas: Kaunas University of Technology, 2024, s. 126–131. ISSN 2351-7034.

Zasláno / received: 13. 06. 2025, přijato / accepted: 08. 07. 2025, publikováno / published: 17. 09. 2025.

Příspěvek recenzovali / The paper was reviewed by: Ing. Lukáš Hejzlar (Výzkumný Ústav Železniční, a.s. (VUZ)), Ing. Martin Kohout, Ph.D. (Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera).

SOUČASNÉ PROBLÉMY V KOLEJOVÝCH VOZIDLECH

XXVII. konference s mezinárodní účastí
17.–19. září 2025, Česká Třebová

VYBRANÉ PROBLÉMY BRZDĚNÍ NÁKLADNÍCH VOZŮ S KOTOUČOVOU BRZDOU

SELECTED BRAKING PROBLEMS OF FREIGHT WAGONS WITH DISC BRAKE

Martin KOHOUT[1], Dominik ŘIHÁK[2], Jan VANIŠ[3]

e-ISBN: 978-80-7560-564-1
DOI: 10.46585/spkv20252724
ISSN: 3029-8342
CC BY

Abstrakt

Bezpečnost železniční dopravy je ovlivněna také brzdicími schopnostmi vozidel. V případě vozů s kotoučovou brzdou nedochází při brzdění k čištění jízdní plochy kola, což v kombinaci s nárůstem součinitele tření při dobrzďování zvyšuje pravděpodobnost smyku dvojkolí, poškození jízdní plochy kola a prodloužení zábrzdné dráhy. Příspěvek se zabývá vybranými problémy brzdění nákladních vozů s kotoučovou brzdou, které jsou na Dopravní fakultě Jana Pernera Univerzity Pardubice aktuálně řešeny v rámci závěrečných prací studentů. Práce byly zaměřeny na zjišťování součinitele tření mezi kotoučem a brzdovým obložením v podmínkách firmy DAKO-CZ, a.s., a návrhem jednoduchého zařízení pro ochranu jízdní plochy kol při brzdění nákladních vozů kotoučovou brzdou.

Klíčová slova

brzdové obložení, tření, poškození kol, měření, experiment

Abstract

The safety of rail transport is also affected by the braking capabilities of the vehicles. In the case of vehicles with disc brakes, there is no cleaning of the wheel surface during braking, which, combined with an increase in the coefficient of friction during braking, increases the probability of wheelset sliding, damage to the wheel surface and an increase in braking distance. The paper deals with selected problems of braking of freight wagons with disc brakes, which are currently being solved at the Faculty of Transport Engineering of the University of Pardubice as part of students' final theses. The theses were focused on the determination of the coefficient of friction between the disc and the brake pads in the conditions of the company DAKO-CZ, a.s., and on design of a simple device for the protection of the running surface of the wheels during braking of freight wagons by disc brakes.

Keywords

brake pad, friction, wheel damage, measurement, experiment

[1] **Ing. Martin Kohout, Ph.D.**, 0000-0001-9050-3194. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera. Dislokované pracoviště DFJP, Pražského 547, 560 02 Česká Třebová, Česká republika, tel.: +420 466 037 427, e-mail: martin.kohout@upce.cz

[2] **Bc. Dominik Řihák**. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera. Studentská 95, 532 10 Pardubice, Česká republika, e-mail: rihak.dominik@seznam.cz

[3] **Jan Vaniš**. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera. Studentská 95, 532 10 Pardubice, Česká republika.

1 ÚVOD

Pohyb kolejového vozidla lze po přijetí některých zjednodušujících předpokladů popsat jako pohyb hmotného bodu s jedním stupněm volnosti. Základní tvar pohybové rovnice vozu lze vyjádřit vztahem

$$m_{\mathrm{v}} \cdot (1+\rho) \cdot \ddot{x} = F_{\mathrm{ok}} - F_{\mathrm{B}} - O_{\mathrm{v}} - O_{\mathrm{t}}, \tag{1}$$

kde m_v je hmotnost vozu, ρ je součinitel rotačních hmot, F_{ok} je tažná síla na obvodu kol, F_B je brzdná síla na obvodu kol a O_v je vozidlový odpor a O_t odpor traťový. Pokud je nutné snižovat rychlost vozidla nebo bezpečně zastavit, je ve většině případů vyvíjena brzdná síla zařízením k tomu určeným, tedy brzdou, resp. brzdovým systémem. Brzdovou výstroj nákladních vozů tvoří pneumaticko-mechanický systém, jehož návrh závisí na požadované výkonnosti brzdy a zohledňuje všechny provozní hmotnosti vozu, maximální provozní rychlost a požadovanou zábrzdnou dráhu.

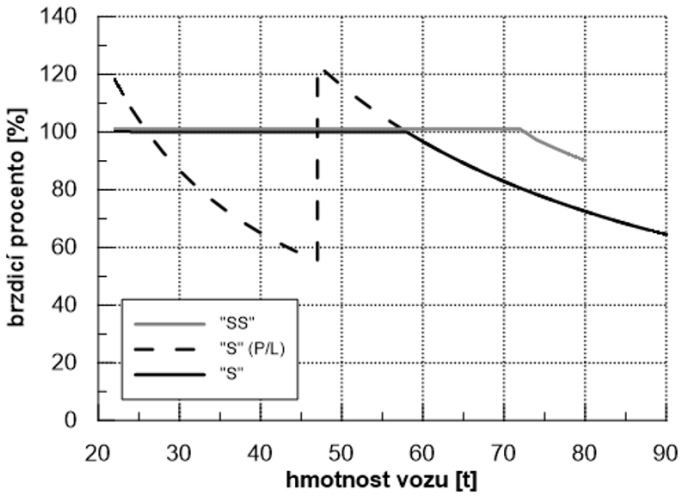
Z fyzikálního hlediska dochází při brzdění k přeměně kinetické energie vlaku na jiné formy energie, v případě nákladních vozů pouze na teplo, které je mařeno v kontaktní dvojici brzdový špalík/věnec kola nebo brzdové obložení/kotouč. Konstrukční materiály těchto prvků proto musí být navržené tak, aby byly schopné teplo odvádět a neměnit příliš své vlastnosti ani při cyklickém či dlouhodobém extrémním zatížení. V opačném případě dochází k vadám a poškozování kol, které může vést až k fatálním následkům [1].

A právě opakující se problémy provozovatelů nákladních vozů s poškozováním jízdní plochy kol, nedostatek detailních informací o chování třecí dvojice při extrémním zatížení a chybějící analýza možností jednoduchého řešení vedly k zadání závěrečných prací [2], [3] studentům Dopravní fakulty Jana Pernera Univerzity Pardubice, jejichž obsah je stručně představen v následujících kapitolách.

2 SPECIFIKA BRZDĚNÍ NÁKLADNÍCH VOZŮ

2.1 Regulace brzdného účinku s ohledem na hmotnost a rychlost

Historický vývoj kapacitní železnice vedl k rozdělení trati mezi stanicemi na kratší úseky, které byly zabezpečeny návěstidly v definovaných vzdálenostech. Vývoj osobní železniční dopravy pokračoval dále postupným zvyšováním rychlosti provozovaných vozidel, což nutně vedlo k požadavku na intenzivnější brzdění při zachování stávajícího rozmístění návěstidel. V dopravě nákladní se vývoj ubírá směrem nárůstu hmotnosti přepravovaného nákladu, což kromě dostatečně dimenzované brzdy vede také k nutnosti řešit regulaci výkonu brzdové výstroje každého vozu dle aktuálního ložení (skokové nebo plynulé) tak, aby nebyly výraznější rozdíly v brzdné síle jednotlivých vozidel ve vlaku. Takový stav může vést k nepřípustným podélným silám ve vlaku a/nebo poškozování kol v důsledku termomechanického namáhání či mechanického poškození jízdní plochy kol při překročení meze adheze.



Obr. 1 Výkonnost brzdy nákladních vozů v závislosti na ložení, režimu brzdy a způsobu regulace tlaku ve válci

Mechanická část brzdové výstroje nákladních vozů ovšem neumožňuje jednoduše a spolehlivě regulovat velikost brzdného účinku v závislosti na hmotnosti, regulován je proto tlak v brzdovém válci a tím i přítlačná síla špalíku nebo brzdového obložení. Během brzdění je tato síla neměnná a závislá pouze na požadované intenzitě brzdění, dané poklesem tlaku v hlavním potrubí.

Regulaci tlaku v brzdovém válci je možné realizovat manuálně skokovým přestavením ventilu tlakového relé nebo automaticky dle aktuálního ložení vozu (snímače ve vypružení vozidel), což i tak vede k nestejnému brzdnému účinku různě ložených vozů společně řazených ve vlaku (obr. 1), jakož i k rozložení kinetické energie celého vlaku či využívání aktuálních adhezních možností jednotlivými vozy.

2.2 Mechanická část brzy nákladních vozů

Brzdová výstroj nákladních vozů je třecí, a to ve variantě špalíkové, dnes již téměř výhradně s nekovovými brzdovými špalíky „LL“ či „K“, případně ve variantě kotoučové brzdy. Nekovové brzdové špalíky, nahrazující dříve používanou litinu, sice umožnili snížit hlučnost, a v případě K-špalíků zlepšit třecí vlastnosti (vyšší součinitel tření), ale přináší problémy s nadměrným opotřebováváním kol a tepelným přehříváním věnců kol z důvodů malé tepelné vodivosti špalíku. Tyto nevýhody odstraňuje brzda kotoučová, ovšem za cenu zvýšení nevypružených hmot.

V článku je uvažován nákladní vůz s kotoučovou brzdou. Třecí brzda nákladních vozů je brzdou adhezní, využívající přenosu tečných sil mezi kolem a kolejnicí. U kotoučové brzdy je adhezní podmínka vyjádřitelná momentovou rovnicí

$$n_{\mathrm{k}} \cdot F_{\mathrm{P}} \cdot \mu_{\mathrm{tření}} \cdot r_{\mathrm{t}} < Q \cdot \mu_{\mathrm{adheze}} \cdot r_{\mathrm{k}}, \tag{2}$$

kde n_k je počet brzdových kotoučů, F_P je přítlačná síla brzdového obložení na plochu brzdového kotouče, $\mu_{tření}$ je aktuální součinitel tření mezi brzdovým obložením a kotoučem, r_t střední třecí poloměr na kotouči, Q je svislá kolová síla, μ_{adheze} je aktuální součinitel adheze a r_k je poloměr kola. Levá strana rovnice (2) vyjadřuje moment vzniklý na brzdových kotoučích (2 ks na nápravě), pravá strana moment na kolech.

Z rovnice (2) je zřejmé, že dynamika brzdění vlaku a bezpečnost železnice, dané schopností zastavit na určené dráze, je během jízdy ovlivněna adhezními podmínkami kontaktní dvojice kolo-kolejnice a také třecími vlastnostmi brzdového obložení a brzdového kotouče. V konstrukčních výpočtech návrhu brzdy i v podkladech od dodavatelů brzdového obložení je zpravidla uváděn součinitel tření jedinou hodnotou a považuje se během brzdění za minimálně se měnící. Bohužel podrobnější informace o chování klíčových veličin během zkoušení či výzkumy v této oblasti nejsou běžně dostupné, což je dáno normativními požadavky na podmínky provádění a hodnocení zkoušek brzdového obložení před jejich uvedením na trh.

3 EXPERIMENTÁLNÍ ZJIŠŤOVÁNÍ SOUČINITELE TŘENÍ

3.1 Legislativní požadavky na zkoušení a hodnocení

Norma ČSN EN 15328 [4] (příp. UIC541-3 [5]) stanovuje požadavky na brzdové obložení pro kotoučové brzdy používané na železničních vozidlech. Nejdůležitější vlastností požadovanou po brzdovém obložení je stálost součinitele tření. Závislost součinitele tření na opotřebení obložení, přítlaku ke kotouči nebo povětrnostních podmínkách, jakými jsou např. vlhkost nebo teplota (od součinitele tření za sucha se musí součinitel za těchto podmínek lišit minimálně), je nežádoucí. Složení materiálu brzdového obložení je ale založeno na kompromisu mezi třecími vlastnostmi, chemické reaktivitě, odolnosti proti opotřebení a tepelně-mechanické odolnosti.

Norma rovněž předepisuje obecné zkušební programy a hodnocení výsledků zkoušení brzdového obložení na dynamometru, včetně definovaného osazení kotouče teplotními čidly, průtoků vody při zkouškách za mokra či nezbytného zajetí kotouče a brzdového obložení před zkouškami.

Z výsledků zkoušek jsou hodnoceny následující veličiny a parametry:

- Okamžitý součinitel tření μ_a jako okamžitá hodnota součinitele tření třecího páru brzdová destička/brzdový kotouč v každém okamžiku při brzdění.

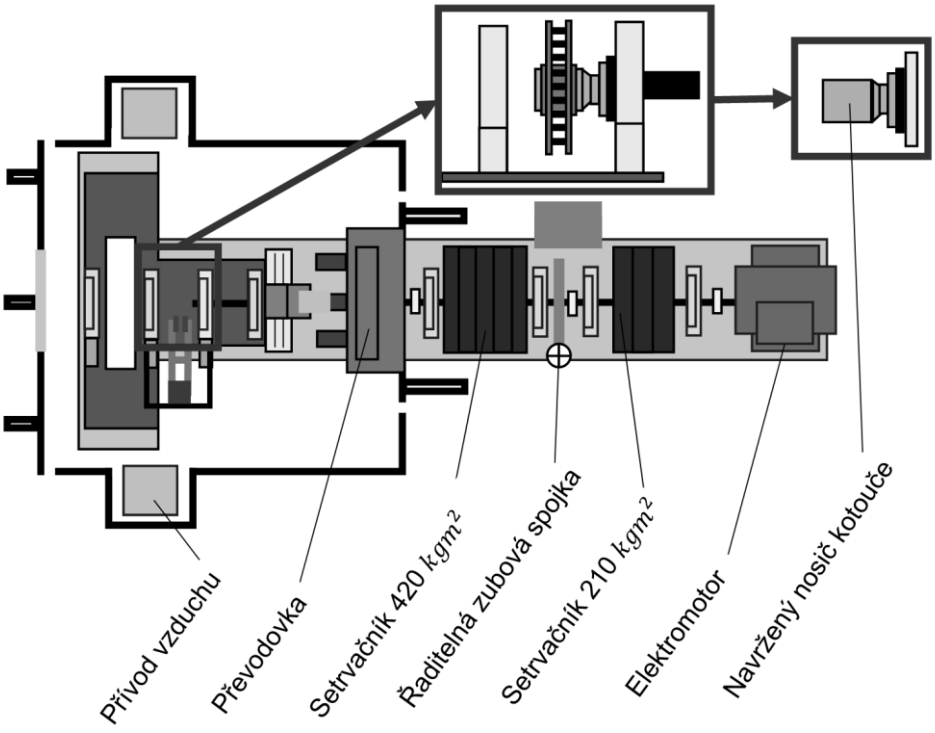
- Větší význam má střední součinitel tření μ_m vypočtený podle vztahu

$$\mu_{\mathrm{m}} = \frac{1}{s_2} \cdot \int_0^{s_2} \mu_{\mathrm{a}} \cdot ds, \tag{1}$$

  Střední součinitel je okamžitý součinitel tření integrovaný na dráze s_2 – brzdná dráha od okamžiku, kdy okamžitá brzdná síla na kotouč dosáhne 95% jmenovité brzdné síly na kotouč, do zastavení.
- Jmenovitá přímka závislosti součinitele tření na rychlosti pro každé obložení a zkušební program, která je dána lineární regresí středního součinitele tření na rychlostech všech brzdění s prioritou 1, seřazených od nejnižší po nejvyšší zkušební rychlost. Dle priorit brzdění jsou jmenovité přímce přiřazena toleranční pásma 1 (uvnitř tohoto pásma musí ležet střední součinitel tření) a 2 (mimo toto pásmo nesmí ležet žádný střední součinitel tření).

3.2 Zkušební stav

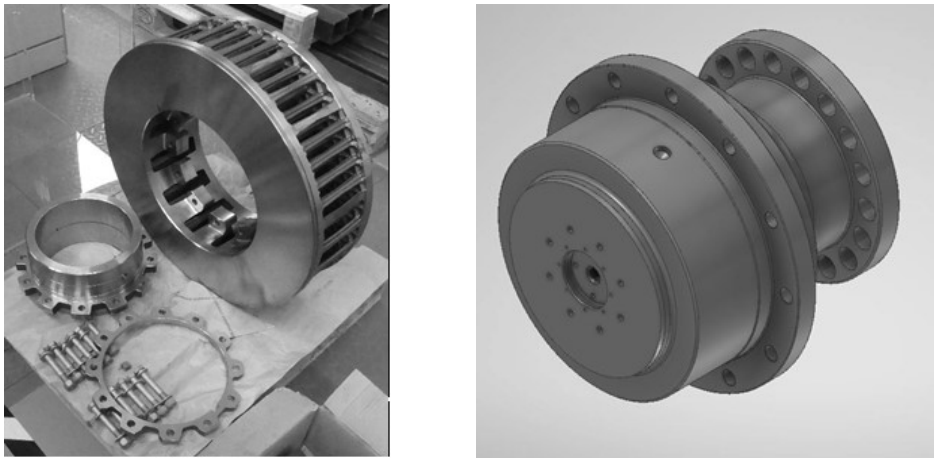
Zkoušky byly realizovány na rotačním zkušebním stavu společnosti DAKO-CZ, a.s., Třemošnice (podrobný popis je uveden v [2]), určenému ke zkoušení třecích dvojic brzdového obložení používaného pro železniční vozidla a tramvaje (obr. 2). Hlavní části stavu jsou namontovány na nosném rámu. Pohon je zajištěn elektromotorem o maximálním výkonu 700 kW. K simulaci brzděné hmoty jsou k dispozici setrvačníky do 210 kg·m^2 a do 420 kg·m^2 (lze využít jeden nebo oba najednou).



Obr. 2 Schéma uspořádání rotačního zkušebního stavu společnosti DAKO-CZ, a.s.

Pro zkoušení byl vybrán kotouč z šedé litiny o průměru 590 mm a šířky 170 mm (obr. 3), což jsou typické rozměry kotoučů používaných u nákladních vozů. Kotouč je na nápravu obvykle připevněn přes nalisovaný náboj. S ohledem na čas a technologické možnosti při řešení bakalářské práce byla v případě zkušebního stavu zvolena cesta speciálního nosiče kotouče, který nahradil náboj a hřídel zkušebního stavu (obr. 3).

Na základě výběru typu nákladního vozu, jeho hmotnosti a výchozích rychlostí byl proveden výpočet brzdy, přítlačných sil a sil, potřebných pro návrh speciálního nosiče pro montáž brzdového kotouče na zkušební rotační stav. Navrhovaný nosič kotouče byl následně podroben pevnostním výpočtům a kontrole vůči meznímu stavu únavy v nejvíce namáhaném místě.



Obr. 3 Brzdový kotouč použitý při měření (vlevo) a navržený speciální nosič kotouče (vpravo)

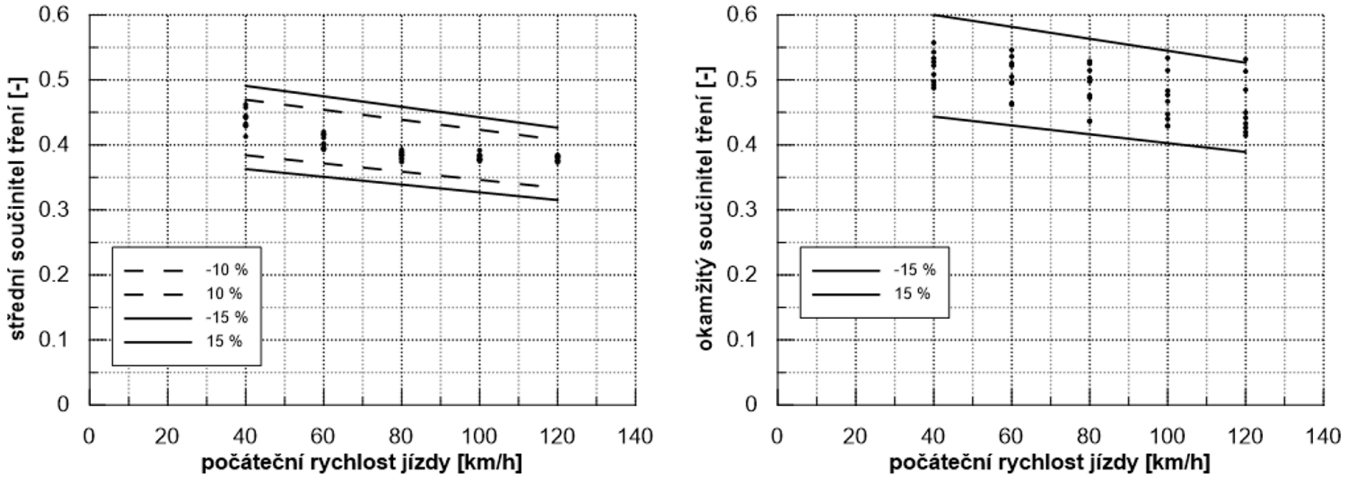
3.3 Výsledky realizovaných zkoušek brzdového obložení na zkušebním stavu

Program zkoušek vznikl zjednodušením existujícího normalizovaného programu pro brzdové obložení třídy A1 – nákladní vozy v režimu SS s maximální rychlostí 120 km/h. Největší pozornost byla věnována okamžitému součiniteli tření a jeho průběhu až do zastavení.

Zkouškám byla podrobena brzdová obložení Becorit BM41NT a Jurid 707, která jsou běžně používaná na nákladních vozech s kotoučovou brzdou. Zkušební program byl nastaven pro obě brzdová obložení stejný. Při zkouškách byla uvažována celková hmotnost vozu 21 t, 80 t a 90 t (2,69 t, 10 t a 11,25 t/kotouč). Před sérií zkoušek bylo provedeno zajetí brzdového obložení (85% dotykové plochy obložení musí vykazovat známky tření, parametry zajetí podle odpovídajícího programu zkoušky), kontrola funkčnosti měřicího řetězce a došlo k hodnocení opakovatelnosti výsledků.

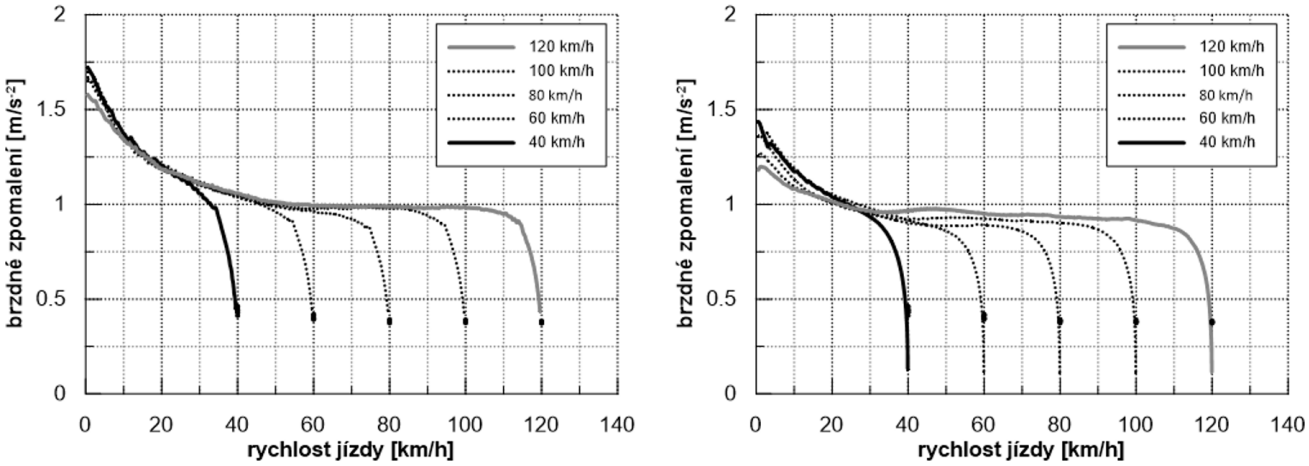
Z výsledků zkoušek vyplývá následující:

- Všechna realizovaná brzdění byla úrovně priority 1 – brzdění za sucha s nejvyšší jmenovitou brzdnou silou pro jakoukoliv hmotnost.
- U brzdového obložení Becorit BM41NT i Jurid 707 ležely hodnoty středních součinitelů tření v tolerančním pásmu 1 (obr. 4), což potvrdilo plnění požadavků normy ČSN EN 15328+A1 [4].
- Průběh součinitele tření v závislosti na rychlosti není konstantní. Obě testovaná obložení vykazují podobný charakter průběhu okamžitého součinitele tření při brzdění.
- Přítlačná síla F_p, vyvozovaná během zkoušek, se neměnila, ale okamžitý součinitel μ_a, a tím následně i dosahované brzdné zpomalení vozu, výrazně narůstalo v nízkých rychlostech jízdy. Maximálních hodnot součinitele tření bylo dosaženo vždy před zastavením (obr. 5).

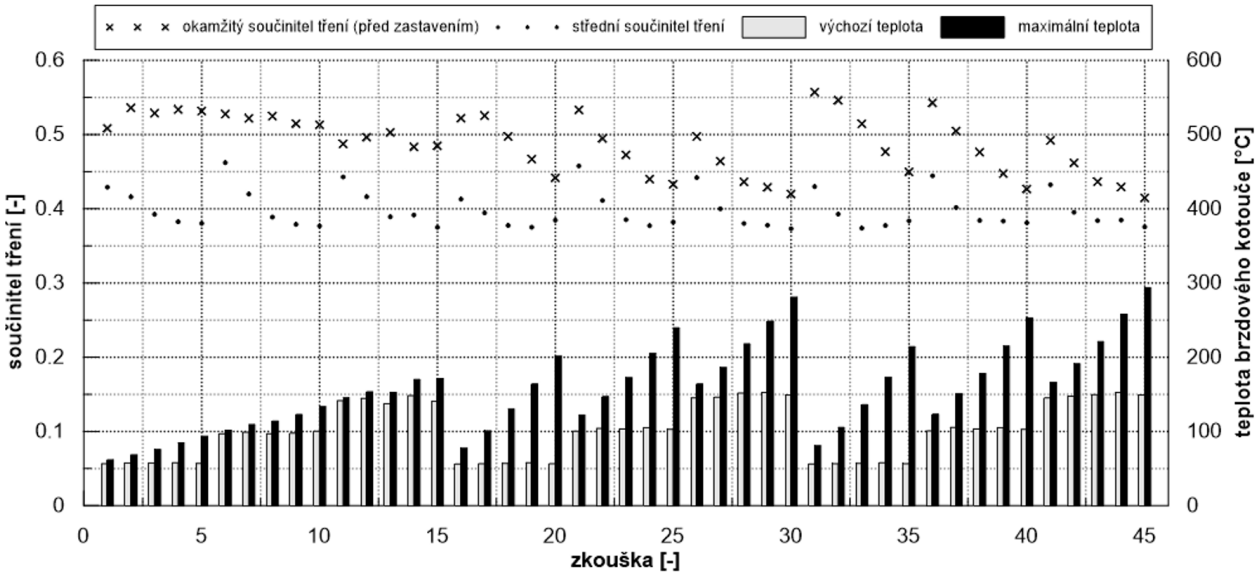


Obr. 4 Výsledné hodnoty středního (vlevo) a okamžitého součinitele tření před zastavením (vpravo) brzdového obložení Becorit BM41NT

- Okamžitý součinitel tření je v nízkých rychlostech větší než střední součinitel tření, pro který je brzda navrhována, což zvyšuje pravděpodobnost překročení meze adheze a poškození jízdní plochy kol v provozu před zastavením.
- Změna součinitele tření během zpomalování je výrazně závislá na ložení vozu a počáteční rychlosti (obr. 6), tedy kinetické energii, která se maří v kotouči a brzdovém obložení.



Obr. 5 Průběh brzdného zpomalení, způsobeného změnou třecích vlastností brzdového obložení Becorit BM41NT (vlevo prázdný, vpravo ložený vůz)

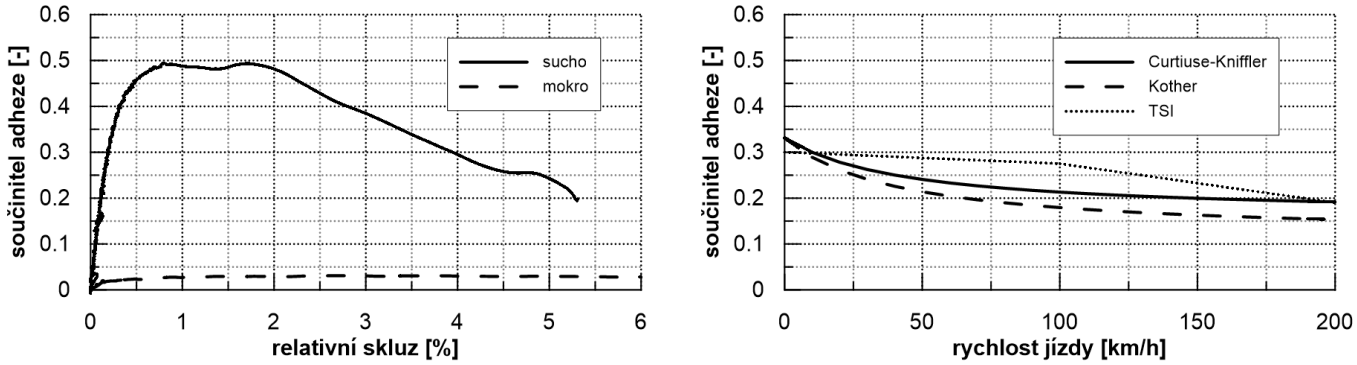


Obr. 6 Celkové vyhodnocení všech provedených zkoušek s brzdovým obložením Becorit BM41NT (zkoušky 1÷15 hmotnost vozu 21 t, 16÷30 hmotnost vozu 80 t, 31÷45 hmotnost vozu 90 t, počáteční rychlost při stejné výchozí teplotě a hmotnosti vozu vzestupně 40, 60, 80, 100 a 120 km/h)

4 NÁVRH ZAŘÍZENÍ PRO OCHRANU JÍZDNÍ PLOCHY KOLA

4.1 Legislativní požadavky a možnosti ochrany

Z pohledu bezpečnosti železnice jako systému je nezbytné zastavit na stanovené dráze za téměř jakýchkoliv podmínek, což je výrazně ovlivňováno také podmínkami adhezními. Při konstrukčním návrhu brzdy je proto tento požadavek zohledněn dovoleným součinitelem adheze přibližně 0,15 (specifikace např. zde [6]). I toto omezení nepokrývá všechny provozní situace a je tak možné se setkat s prodlužováním zábrzdné dráhy a poškozováním jízdní plochy kola a hlav kolejnic za zhoršených adhezních podmínek, které mohou být výrazně nepříznivější, než je běžně uvažováno při trakčních výpočtech (obr. 7).



Obr. 7 Příklad adhezní charakteristiky v závislosti na relativním skluzu a na rychlosti jízdy

Za účelem eliminace poškození dvojkolí při brzdění jsou dnes hnací vozidla, osobní vozy a jednotky vybavovány elektronickými systémy protismykové ochrany (WSP). Důraz je kladen na efektivní využití dostupné adheze s minimálním prodloužením zábrzdné dráhy a na minimální zvýšení spotřeby stlačeného vzduchu během snižování a obnovování brzdné síly za účelem zabránění blokování a nekontrolovanému smyku dvojkolí. Tím je optimalizován brzdný výkon a minimalizuje se výskyt poškození dvojkolí.

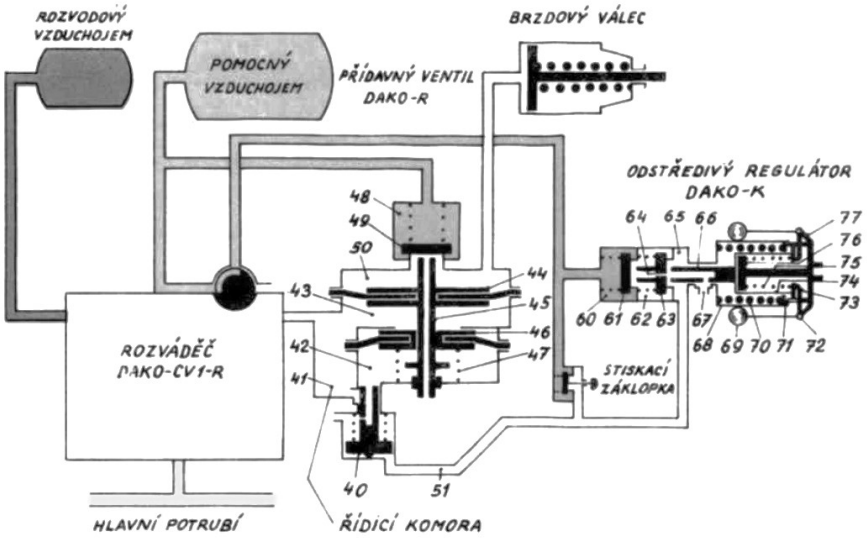
Povinnost vybavit vozidlo protismykovou ochrannou dvojkolí (UIC541-05 [7], EN 14198 [8]) je především při vyšších rychlostech jízdy (nad 150 km/h), vyšším brzdném výkonu (brzdicí procento vyšší než 125 %) a v případě výhradního použití kotoučové brzdy. Legislativní plnění (EN 15595 [9]) je zároveň podmíněno technickými požadavky na funkčnost WSP zařízení, které jsou minimálně:

- jeden systém nesmí kontrolovat více než 8 náprav;
- snižovat brzdnou sílu při smyku kola může systém zcela nebo částečně;
- pod prahem nízké rychlosti (5 km/h) musí, bez ohledu na okolnosti, na kolo působit vždy 100 % brzdného účinku nastaveného strojvedoucím;
- systém musí být při rozjezdu vlaku k dispozici od rychlosti 6 km/h (pro nákladní vozy, které nemají zajištěno v nízké rychlosti napájení, od 15 km/h);
- systém nesmí být schopen zvýšit brzdný účinek nad úroveň brzdného účinku vyžadovaného brzdovým systémem;
- systém nesmí měnit požadovanou brzdnou sílu během stání vozidla (s výjimkou jeho zkoušky);
- pro případ nouzového brzdění musí mít systém protismykové ochrany vlastní subsystém se speciálním řídicím algoritmem, který zabrání nadměrnému snížení brzdné síly;
- nepřetržité odbrzdění požadované systémem nesmí trvat déle než 10 s – po uplynutí této doby musí bezpečnostní obvod zabránit zasahování do brzdy;
- systém musí být automaticky vyřazen z činnosti, pokud tlak v pomocném vzduchojemu klesne pod stanovenou hodnotu (u jednopotrubní brzdy v případě, že tlak v pomocném vzduchojemu je o 0,3 bar vyšší než maximální tlak v brzdovém válci).

4.2 Návrh zařízení pro regulaci brzdného účinku s ohledem na třecí vlastnosti

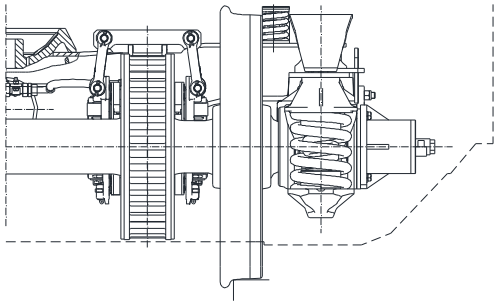
Velkou část železničních vozidel tvoří nákladní vozy, které nejsou běžně vybaveny protismykovým zařízením. Kromě ceny zařízení je omezením pro dovybavení vozů také absence zdroje napájení a tím i jakékoli elektroniky, která je dnes u WSP nutností pro splnění normativních požadavků. V případě nákladních vozů s kotoučovou brzdou, které nečistí jízdní plochu kola, a použití brzdového obložení, které vykazuje nekonstantní průběh součinitele tření [2] v oblasti nízkých rychlostí, je vysoká pravděpodobnost poškození jízdní plochy kola u prázdných nákladních vozů při snižování rychlosti až do zastavení.

Analogický problém byl dříve řešen u osobních vozů s rychlíkovou brzdou a litinovými brzdovými špalíky s nekonstantním součinitelem tření v oblasti nízkých rychlostí, kde bylo nalezeno řešení v podobě rychlíkové brzdy (obr. 8), která nechrání dvojkolí před smykem, ale předchází překročení meze adheze a následného poškození jízdní plochy kola (výrazné zpomalení či dokonce zablokování kola) úpravou vyvozované brzdné síly při poklesu rychlosti pod 50 km/h poklesem tlaku v brzdovém válci o 50 %.



Obr. 8 Dvoustupňová rychlíková brzda DAKO na vozidle; zdroj: [10]

Součástí řešení diplomové práce [3] proto bylo ověřit možnost využití modifikované pneumaticko-mechanické rychlíkové brzdy DAKO-R s odstředivým regulátorem DAKO-K u nákladních vozů s kotoučovou brzdou a identifikovat problémy a omezení takového řešení. Kromě hledání optimálního nastavení regulátoru byla ověřena možnosti zástavby na ložiskovou skříň podvozku Y25 (obr. 9).



Obr. 9 Podvozek Y25Lssi(f)-D s odstředivým regulátorem DAKO-K. Linie obrysu pro vozidlo, odpovídající vztažným liniím G1 a GI1 a zohledňující mezní stavy a vůle [11], je zobrazena čárkovanou čarou; převzato z [12], upraveno

4.3 Výsledky simulačních výpočtů

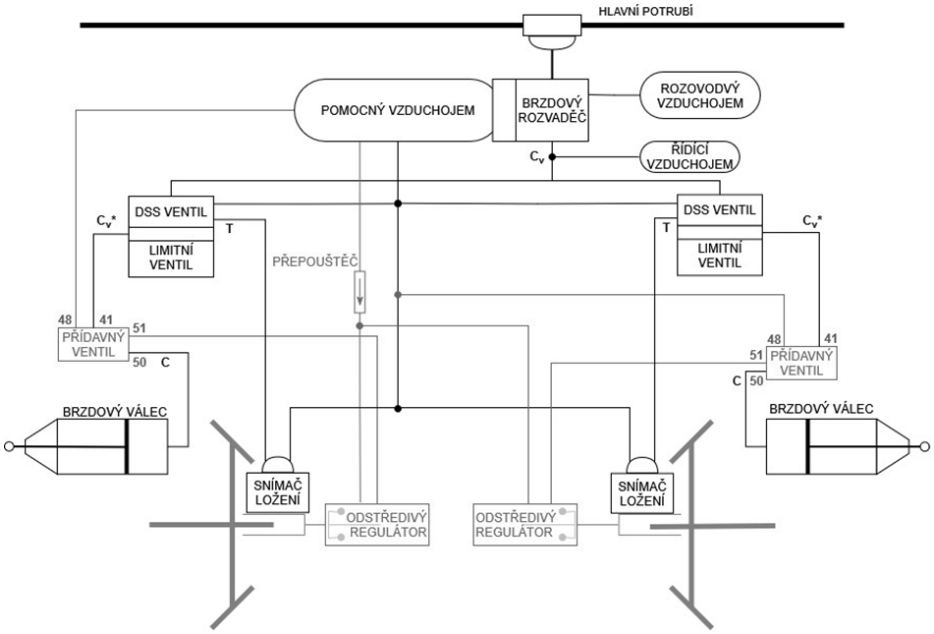
Pro návrh zařízení bylo použito simulace v prostředí MATLAB, která obsahuje matematický model odstředivého regulátoru a umožňuje využití experimentálních dat z měření součinitele tření, adheze a vlastností pneumatické části brzdy. Pro simulace bylo vybrán plošinový vůz Sggnss 80‘, který může být vybaven kotoučovou brzdou a provozován rychlostí 120 km/h v loženém stavu. Simulační model byl založen na řešení pohybové rovnice vlaku.

Tab. 1 Vliv zvoleného optimálního nastavení regulátoru na zábrzdnou dráhu

Hmotnost vozu [t]	Souč. adheze [-]	Počátečn í rychlost [km/h]	Činnost regulátoru			Překročen í meze adheze [-]	Zábrzdná dráha			
			Snížení účinku [%]	Počátek regulace [km·h^{-1}]	Konec regulace [km·h^{-1}]		Bez regulátoru [m]	S regulátore m [m]	Absolutní rozdíl [m]	Relativní rozdíl [%]
21	0.15	29	25	30	5	NE	38	48	10	26.3
21		40					69	72	3	4.3
21		120					561	564	3	0.5
90		29					69	59	10	14.5
90		40					102	106	4	3.9
90		120					754	758	4	0.5

Provedené simulační výpočty ukazují, že při nastavení počáteční rychlost regulace 30 km/h, koncové rychlosti regulace 5 km/h a snížení tlaku z rozvaděče o 25 % při nízkém stupni je dosaženo nejlepších výsledků (tab. 1). V případě rychločinného brzdění z rychlosti 120 či 40 km/h dochází k minimálnímu prodloužení zábrzdných drah (do 5 metrů). K výraznějšímu prodloužení drah dochází pouze v situaci, kdy vůz jede výběhem rychlostí těsně pod spínací hranicí regulátoru (29 km/h) a začne brzdit, neboť bude rovnou aplikován snížený brzdný účinek.

Při plně loženém voze běžně nedochází při brzdění k překročení meze adheze. Teoreticky by tak bylo možno regulátor z činnosti vyřadit a brzdný účinek v nízké rychlosti nesnižovat. Nejsou však k dispozici naměřená data součinitele tření brzdové obložení-kotouč při více stavech ložení, která by pomohla určit mezní stav ložení vozu, od kterého není nutné brzdný účinek snižovat. Zajištění vyřazování regulátoru by navíc bylo dalším, poměrně náročným zásahem do navrženého upraveného pneumatického schématu brzdy (obr. 10). Zároveň by bylo za špatných adhezních podmínek zabráněno regulátoru, aby svou činností zvýšil pravděpodobnost obnovení valení kol. Prodloužení zábrzdných drah přitom není natolik zásadní (tab. 1), aby ohrozilo bezpečnost provozu nebo markantně snížilo brzdící schopnost vozidla. Proto bylo rozhodnuto regulátor ponechat v činnosti při všech stavech ložení vozu.



Obr. 10 Pneumatické schéma nákladního vozu režimu SS se zařízením pro snížení pravděpodobnosti smyku kol

Zvolená čistě mechanická konstrukce ochranného zařízení (modifikovaného regulátoru) však přináší také jistá omezení. Rychlost, při které zařízení přechází z vysokého na nízký stupeň brzdění, závisí na tuhosti pružin a hmotnosti závaží uvnitř regulátoru. Oblast zásahu se tedy nedá v provozu jednoduše přenastavit. Znamená to tedy, že okamžik zásahu se bude při nových a opotřebených kolech lišit.

5 ZÁVĚR

K bezpečné železnici je nutné zajistit také schopnost vozidel zastavit na určené dráze za jakýchkoli podmínek. Mechanická a pneumatická výstroj každého nákladního vozu je navrhována s ohledem na různé ložení a maximální rychlost vozu, což musí být následně ověřeno také brzdovými zkouškami z maximálních rychlostí pro daný režim vozu.

V provozních podmínkách je ale běžně využíváno brzdění z rychlostí nižších. Výsledky provedených měření na zkušební stavu firmy DAKO-CZ, a.s. prokázaly výrazně rozdílné třecí vlastnosti brzdových obložení, běžně používaných na nákladních vozech s kotoučovou brzdou. Nárůst součinitele tření v pásmu rychlostí pod 40 km/h sice neovlivní maximální zábrzdnou dráhu vozu, zvyšuje však výrazně pravděpodobnost překročení meze adheze s následným poškozením jízdní plochy kola.

V příspěvku jsou shrnuty výsledky provedených experimentů a následné úvahy nad možností využití a nastavení jednoduchého, mechanicko-pneumatického regulačního prvku, který by měl problémům s překračování meze adheze v poslední fázi brzdění před zastavením předcházet.

◆◆

Literatura

[1] SCHWEIZERISCHE SICHERHEITSUNTERSUCHUNGSSTELLE (SUST). *Abschlussbericht der Schweizerischen Sicherheitsuntersuchungsstelle SUST über die Entgleisung eines Güterzuges im Gotthard-Basistunnel vom 10. August 2023 in Faido (TI)*. Online. Dostupné z: https://www.sust.admin.ch/inhalte/BS/2023081002_GBT_SB_D.pdf. [citováno 2025-06-10]

[2] VANIŠ, J. *Experimentální ověření třecích vlastností brzdového obložení využitelného u nákladních vozů.* Bakalářská práce. Pardubice: Univerzita Pardubice, DFJP, 2025.

[3] ŘIHÁK, D. *Návrh zařízení pro ochranu jízdní plochy kol při brzdění nákladních vozů kotoučovou brzdou*. Diplomová práce. Univerzita Pardubice, DFJP, 2025.

[4] ČSN EN 15328+A1:2024. *Železniční aplikace – Brzdění – Brzdové destičky*.

[5] UIC CODE 541-3:2017. *Brakes – Disc brakes and their application – General conditions for the certification of brake pads*.

[6] Nařízení komise (EU) č. 1302/2014 ze dne 18. listopadu 2014 o technické specifikaci pro interoperabilitu subsystému kolejová vozidla – lokomotivy a kolejová vozidla pro přepravu osob železničního systému v Evropské unii. In: *Úřední věstník Evropské unie*. L 356, 12. 12. 2014.

[7] *UIC CODE 541-05:2016. Brakes – Manufacturing specifications for various brake parts – Wheel Slide Protection device (WSP)*.

[8] ČSN EN 14198+A2:2022. *Železniční aplikace – Brzdění – Požadavky na brzdový systém vlaků tažených lokomotivou*.

[9] ČSN EN 15595+A1:2024. *Železniční aplikace – Brzdění – Protismyková ochrana kola.*

[10] DANĚK, J. *Rychlíková brzda DAKO-R*. Praha, 1964.

[11] ČSN EN 15273-2:2016. *Železniční aplikace – Průjezdné průřezy tratí a obrysy vozidel. Část 2: Obrysy vozidel*.

[12] Tatravagónka Poprad. Online. *Y25Lssi(f)-D.* Funkční popis 2nápravovového podvozku. Dostupné z: https://tatravagonka.sk/file/2016/08/Y25Lssif_D_nahlad.pdf. [citováno 2025-06-10]

Zasláno / received: 24. 07. 2025, přijato / accepted: 17. 08. 2025, publikováno / published: 17. 09. 2025.

Příspěvek recenzovali / The paper was reviewed by: Ing. Stanislav Pechar (DAKO-CZ, a.s.), Ing. Radek Westfál (VÚKV a.s.).

SOUČASNÉ PROBLÉMY V KOLEJOVÝCH VOZIDLECH

XXVII. konference s mezinárodní účastí
17.–19. září 2025, Česká Třebová

VÝHODY POUŽITÍ DVOURYCHLOSTNÍCH PŘEVODOVEK V POHONU DVOJKOLÍ VOZIDEL BEMU

ADVANTAGES OF USING TWO-SPEED GEARBOXES IN WHEELSET DRIVES OF RAIL VEHICLES BEMU

Josef KOLÁŘ[1]

e-ISBN: 978-80-7560-564-1
DOI: 10.46585/spkv20252668
ISSN: 3029-8342
CC BY

Abstrakt

Článek se zabývá přínosy použití dvourychlostních převodovek v individuálním pohonu dvojkolí u regionálních vozidel BEMU. Analyzuje konstrukční možnosti použití příčného pohonu v trakčním dvounápravovém podvozku. Ukazuje možnosti energetické úspory trakční energie dosažitelné při vhodném řízení jízdy regionálního vozidla typu BEMU při použití asynchronního nebo synchronního trakčního motoru a jednostupňové nebo dvourychlostní převodovky.

Klíčová slova

čtyřnápravové vozidlo BEMU, individuální příčný pohon dvojkolí, účinnost trakčního motoru, jednostupňová převodovka, dvoustupňová řaditelná převodovka

Abstract

The article deals with the benefits of using two-speed gearboxes in individual wheel set drive in regional BEMU vehicles. It analyzes the design possibilities of using a transverse drive in a traction two-axle chassis. It shows the possibilities of energy saving of traction energy achievable with appropriate driving control of a regional BEMU vehicle using an asynchronous or synchronous traction motor and a single-speed or two-speed gearbox.

Keywords

four-axle BEMU vehicle, transverse wheelset drive, traction motor efficiency, single-speed gearbox, two-speed shifting gearbox

1 ÚVOD

V České republice je v současnosti elektrifikováno cca 35 % provozované železniční sítě. Průměr v EU je 57 %. Správou železnic je v současnosti zpracována koncepce přechodu na jednotnou napájecí síť 25kV/50 Hz a jsou prověřovány možnosti dalších vhodných úseků k elektrifikaci celostátní železniční sítě. Přes tyto investiční plány lze konstatovat, že větší část železničních regionálních tratí s nápravovým zatížením $A_0 \leq 20$ tun a s traťovými rychlostmi $V_T \leq 70$ km/h zůstane v ČR i po roce 2045 neelektrifikovaná. Zásadní technologickou výzvou je odpověď na otázku: „S jakými trakčními vozidly budeme na těchto

[1] **doc. Ing. Josef Kolář, CSc.**, 0000-0002-4648-6515. České vysoké učení technické v Praze, Strojní fakulta, Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel. Technická 4, 160 00 Praha 6, Česká republika, tel.: +420 224 352 493, e-mail: josef.kolar@fs.cvut.cz

úsecích neelektrifikovaných tratí zajišťovat energeticky a ekologicky šetrnou regionální osobní a nákladní dopravu?“

V současnosti jsou neelektrifikované úseky obsluhovány především kolejovými vozidly nezávislé, tj. motorové (dieselové) trakce. Jejich efektivní náhradu novými vozidly elektrické nezávislé trakce omezují limity v akumulaci energie. Jak baterie, tak vodík totiž vykazují relativně nízké hustoty uložené energie na jednotku hmotnosti a objemu. Navíc napájecí infrastruktura pro „vodíkovou“ železnici téměř neexistuje a její vybudování si vyžádá nemalé investiční náklady. Pro realizaci osobní dopravy na kratších neelektrifikovaných úsecích železniční sítě ČR se nabízí použít aku-trolejová vozidla, typu BEMU 70, tj. vozidlo s kapacitou 70 míst k sezení nebo lehká kolejová vozidla typu Tram–Train (aku-trolejová nebo diesel-trolejová) [1], [2]. Pro delší, neelektrifikované úseky regionálních železničních tratí je vhodné uvažovat o využití současných elektrických lokomotiv s připojeným Energy-Tendrem nebo v osobní dopravě o nových vozidlech na vodíkový pohon, např. typu HEMU. Případně se nabízí otázka, zda lze použít modernizovaná vozidla dieselové trakce s elektrickým přenosem výkonu, spalující „uhlíkově neutrální“ syntetická paliva, bude-li jich (vozidel i paliv) na trhu dostatek. Výhodou tohoto „uhlíkově neutrálního“ řešení by bylo, že bychom nemuseli zásadně budovat novou distribuční síť na zásobování palivem, neboť by šlo použít stávající čerpací stanice. Toto řešení vyžaduje „pouze“ investice do zařízení na výrobu syntetických paliv.

Základními koncepčními studiemi těchto kolejových vozidel se zabýváme v rámci řešení projektu TAČR No.TN02000054 "Bozek Vehicle Engineering - National Competence Center". S ohledem na hospodárnost a efektivnost provozu by tato hnací železniční vozidla měla používat elektrický přenos výkonu. Koncepční uspořádání kolejových vozidel, nastavení základních technických parametrů pohonu a jeho řízení by mělo být s ohledem na minimalizaci spotřeby energie v železniční dopravě přizpůsobeno směrovému, sklonovému a rychlostnímu profilu projížděné trati a provozním režimům vozidla. Spotřeba trakční energie a okamžitá účinnost jednotlivých komponent pohonu kolejového vozidla mimo jiné výrazně závisí na rychlosti jízdy a požadované trakční síle, respektive otáčkách a momentu trakčních motorů, jejichž průběhy se napříč různými provozními stavy podstatně liší. Tyto aspekty je nutné vhodně respektovat při návrhu lehkých kolejových vozidel pro regionální dopravu a jejich pohonu.



Obr. 1 Blokové schéma trakčního pohonu dvojkolí

Obr. 1 dokumentuje schéma jednotlivých komponent trakčního pohonu dvojkolí. Výslednou účinnost trakčního pohonu η_{TP} lze vyjádřit součinem účinnosti elektrické části pohonu $\eta_{Eč}$ a mechanické části $\eta_{Mč}$ pohonu dvojkolí:

$$\eta_C = \eta_{Eč} \cdot \eta_{Mč} = \eta_{HT} \cdot \eta_M \cdot \eta_{TM} \cdot \eta_{Př}, \quad (1)$$

kde η_{HT} je účinnost hlavního transformátoru, η_M je účinnost trakčního měniče, η_{TM} je účinnost trakčního elektromotoru a $\eta_{Př}$ je účinnost použité převodovky (včetně účinnosti vstupní „spojky“ mezi trakčním motorem a pastorkem převodovky, případně i výstupní spojky či duté kloubové hřídele mezi převodovkou a dvojkolím). Pro návrh trakční charakteristiky vozidla a způsobu efektivního řízení pohonu je vhodné, aby projektant pohonu vozidla mohl využít mapy účinnosti jednotlivých komponent pohonu, neboť musí rozhodnout o:

a) typu dvounápravového podvozku, tj. s **vnitřním** nebo s **vnějším** rámem,
b) uspořádání pohonu dvojkolí: – individuální ***B₀´B₀´*** nebo ***(1A)(A1)*** či skupinový ***B´B´***,
– využití adhezní tíhy vozidla pro pohon a pro brzdu,
– závěskový, tj. částečně odpružený nebo plně odpružený pohon,
c) typu střídavého trakčního elektromotoru $\mathbf{T_{Em}}$ – třífázový asynchronní (**ASM**) či synchronní (**PMSM**),
d) řešení převodovky – **konvenční jednostupňová** ($\boldsymbol{i_{Ckin}}$) či **dvourychlostní** převodovka ($\boldsymbol{i_{Cad}}$, $\boldsymbol{i_{Ckin}}$),
e) způsobu řešení regulace trakčního výkonu vozidla při rozjezdu nebo při částečném zatížení,
f) způsobu řešení regulace brzdné síly a výkonu vozidla ⇒ míra uplatnění rekuperace energie.

2 ANALÝZA KONSTRUKČNÍCH ŘEŠENÍ POHONU DVOJKOLÍ

Základní informace o způsobech řešení pohonů dvojkolí u kolejových vozidel, získané autorem tohoto příspěvku v rámci řešení úkolů CKDV, byly publikovány např. v [3]. Z nich vyplývá, že trakční pohony u lehkých kolejových vozidel (LKV) můžeme rozdělit podle orientace trakčních elektromotorů do dvou koncepčních uspořádání:

- s T_{Em} kolmým na podélnou osu dvounápravového podvozku, tj. příčný pohon
- s T_{Em} rovnoběžným s podélnou osou dvounápravového podvozku, tj. podélný pohon

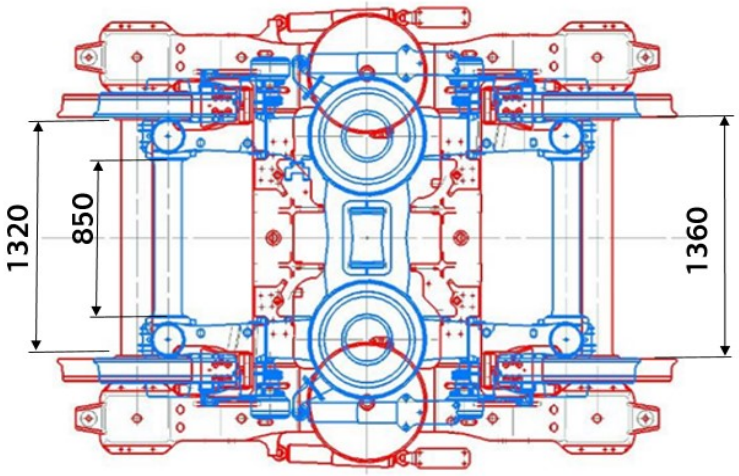
U příčného individuálního pohonu dvojkolí se v převodovkách používají čelní soukolí. U podélného pohonu je nutné použít kuželová, případně hypoidní soukolí nebo kombinaci čelních a kuželových soukolí. Průměrná účinnost převodovek je u jednostupňové převodovky s jedním čelním soukolím $\eta_{Př}$ = 98 %. U převodovky s vloženým kolem nebo s předlohovou hřídelí je $\eta_{Př}$ = 96 %. Průměrná účinnost je při použití kuželové převodovky s jedním soukolím (kuželovým nebo hypoidním) $\eta_{Př}$ = 94–95 %. V případě u kuželo-čelní nebo čelně-kuželové převodovky $\eta_{Př}$ = 93 %. Z těchto poznatků je patrné, že projektant pohonu by pro zlepšení účinnosti pohonu měl upřednostňovat použití příčného pohonu dvojkolí.

2.1 Analýza možnosti zástavby příčného pohonu dvojkolí do podvozku s vnitřním rámem

V rámci projektu TAČR No.TN02000054 byla provedena rešerše dvounápravových trakčních podvozků používaných pro regionální kolejová vozidla typu BEMU či HEMU a analýza prostorových možností zástavby individuálního trakčního pohonu do dvounápravového trakčního podvozku.

Z ní vyplynuly <u>následující závěry</u>:

- u kolejových vozidel pro regionální a příměstskou dopravu se s ohledem na úsporu hmotnosti pojezdu a snížení setrvačných účinků stále více uplatňuje použití dvounápravových trakčních podvozků s vnitřním rámem a menším rozvorem (snížení z 2,3 na 2,1 m, pro metro až na 1,8 m);
- použití vnitřního rámu u trakčního dvojkolí s rozkolím 1360 mm výrazně omezuje příčný rozměr pro zástavbu pohonu dvojkolí, tedy trakčního motoru a převodovky, neboť konstrukce trakčního pohonu nesmí přesáhnout příčnou bázi cca 850 mm, viz obr. 2. Podvozky používají částečně odpružený, tzv. závěskový pohon, u něhož je propojení TM s $P_ř$ zpravidla realizováno pomocí dvojité sférické zubové spojky. Nápravové převodovky jsou řešeny s konstantním stálým převodem. Moderní provozovaná vozidla zatím nevyužívají dvourychlostní převodovky, tj. 2^0 řaditelné převodovky.



Obr. 2 Porovnání půdorysu podvozků s vnějším a vnitřním rámem [10] – graficky upraven (doplnění kót)

Lze očekávat, že příčná báze 850 mm umožní u částečně odpruženého pohonu dvojkolí realizovaného **ASM** s cizí ventilací instalovat pro 2^0 převodovku trvalý trakční výkon cca 250 kW/dvojkolí. U motoru s vlastní ventilací lze očekávat, že trvalý trakční výkon bude omezen na hranici 150 ÷ 160 kW.

Tento trvalý výkon 4 x 160 kW je pro potřeby čtyřnápravového vozidla BEMU 70 s maximální provozní rychlostí 120 km/h dostačující, blíže viz [5]. Pro případnou instalaci vyššího trvalého výkonu (do 400 kW/ dvojkolí) do podvozku s vnitřním rámem by bylo nutné použít trakční **PMSM** s dutou kotvou a 2^0 řaditelnou nápravovou převodovku propojit s trakčním motorem s pomocí kloubového hřídele, vybaveného v dutině kotvy motoru sférickou zubovou spojkou a na straně u převodovky diskovou pružnou spojkou, viz [10].

2.2 Návrh koncepce dvourychlostní převodovky pro příčný pohon dvojkolí

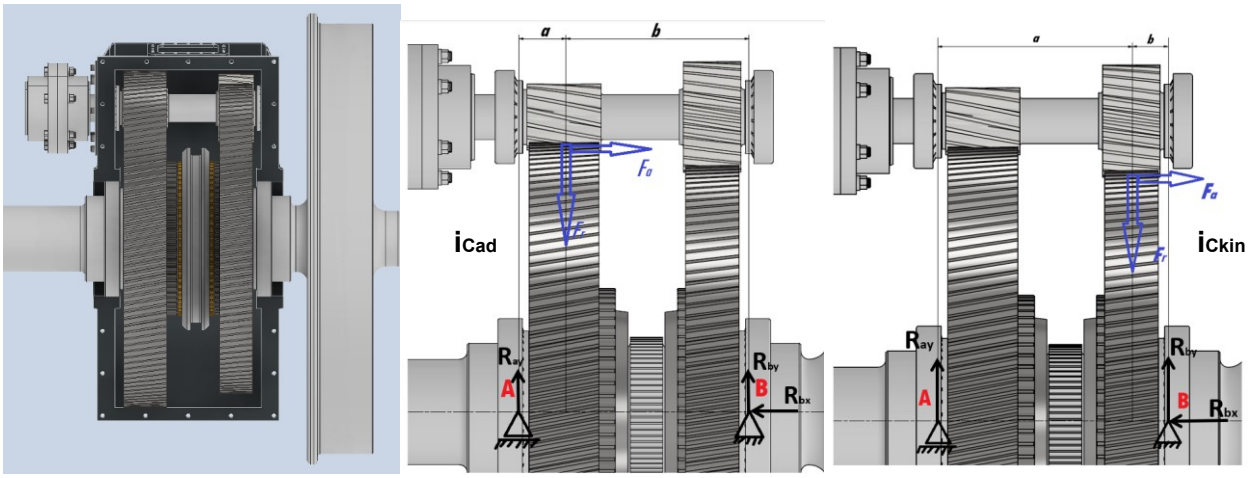
Na konferenci PRORAIL 2023 byla v příspěvku [5] prezentována studie koncepce řešení kolejového vozidla pro regionální dopravu BEMU 70 a základní koncept pohonu vozidla. Dále byla v tomto příspěvku na základě simulačních výpočtů jízdy vozidla BEMU 70 v jednoduchém jízdním cyklu provedena analýza úspory trakční energie při rozjezdu při použití individuálního příčného pohonu dvojkolí třífázovým asynchronním elektromotorem poháněným přes dvojitou sférickou zubovou spojku nápravovou převodovku v provedení:

a) s klasickou jednostupňovou převodovkou se stálým převodem – i_{Ckin}
b) s dvourychlostní, tj. 2^0 řaditelnou převodovkou s převody – (1^0 – i_{Cad}, 2^0– i_{Ckin})

V závěru příspěvku [5] byly stručně teoreticky zhodnoceny možné ekonomické přínosy z použití 2^0 řaditelných převodovek v individuálním pohonu dvojkolí a bylo konstatováno, že posouzení vhodného konstrukčního řešení dvourychlostních převodovek bude předmětem dalšího výzkumu v rámci projektu TAČR No. TN02000054. Tyto základní výzkumné práce probíhají ve dvou rovinách.

První je soustředěna na kvalifikované posouzení konceptu konstrukčního řešení nápravové převodovky z pohledu návrhu čelních soukolí jednotlivých převodů (1^0 – i_{Cad}, 2^0– i_{Ckin}) a možného technického provedení – převodovka dvouhřídelová, viz obr. 3 [7], nebo s předlohovou hřídelí, viz obr. 4 [8]. V souvislosti s konstrukčním řešením převodovky je posuzován i koncept řešení a umístění řadicí synchronizační spojky.

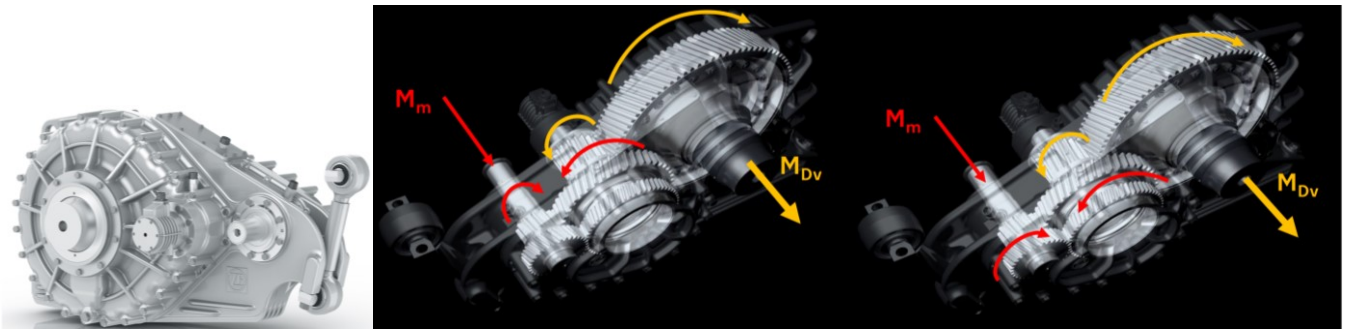
Z hlediska dosažení nejvyšší účinnosti převodovky by bylo teoreticky vhodné použít v příčném individuálním pohonu dvojkolí pouze dvouhřídelovou převodovku, neboť ta vykazuje pouze dvě čelní soukolí (i_{Cad}, i_{Ckin}), vždy jedno v silovém záběru, a tedy účinnost cca 97,5 %. Její konstrukční řešení je však výrazně závislé na velikosti převodového stupně i_{Cad}. Na něm je závislé i umístění řadicí spojky – na vstupní nebo výstupní hřídel? Z hlediska rozměrů a dimenzování řadicí spojky by bylo vhodnější ji umístit na vstupní hřídel.



Obr. 3 Koncept dvouhřídelové dvourychlostní řaditelné převodovky [7]

Pro menší hodnoty převodu $\mathbf{i_{Cad}}$ lze teoreticky použít pastorek čelního soukolí s větším počtem zubů, např. $\boldsymbol{z_{1Cad}} \geq 25$. Tím lze při použití normálního modulu čelního soukolí $m_n \geq 5$ mm dosáhnout větší průměr patní kružnice $D_{f1\mathbf{Cad}} \geq 113$ mm. Tak obdržíme i větší vnitřní průměr náboje pastorku převodového stupně $\boldsymbol{i_{Cad}}$. To by mohlo umožnit jeho uložení v jehlových ložiskách na vstupním hřídeli. Řešení s umístěním synchronizační řadicí spojky na vstupním hřídeli je jednodušší i z hlediska její případné opravy, neboť

po rozpojení dvojité sférické zubové spojky spojující hřídel elektromotoru a vstupní hřídel převodovky a po uvolnění jejího závěsu by byl z převodovky demontován pouze vstupní hřídel se dvěma pastorky a se synchronizační řadicí spojkou. Toto řešení je použitelné pro střídavé pohony dvojkolí jednotek s PMSM, kde $i_{Cad} \leq 4{,}5$.



Obr. 4 Dvourychlostní převodovka ZF Get 2 s předlohou [8], graficky upraven [5]

Pro příměstské a regionální vozidla či jednotky typu BEMU nebo HEMU používající elektromotory s maximálními provozními otáčkami $n_{TMmax} \geq 3\,500$ ot./min při maximální rychlosti na adhezní převod $V_{max(iad)} \leq 65$ km/h, nelze vzhledem k velikosti převodového stupně i_{Cad} a tedy k rozměrům patní kružnice pastorku $D_{f1Cad} \leq 100$ mm konstrukčně realizovat řadicí synchronizační spojku na vstupním hřídeli převodovky, neboť ten bude muset být konstrukčně řešen jako jeden obrobený výkovek se dvěma pevnými pastorky. Proto je nutné řadicí spojku umístit na osu nápravy dvojkolí, viz obr. 3. Toto řešení však klade požadavky na vysokou kvalitu a spolehlivost vnější synchronizační spojky, neboť její případná oprava by vyžadovala vyvázání trakčního dvojkolí z podvozku a následné rozlisování dvojkolí. Tato konstrukční úskalí patrně vysvětlují, proč nebyla dosud dvouhřídelová převodovka pro regionální kolejová vozidla vyprojektovaná.

Na trhu je výrobcům kolejových vozidel pro regionální a příměstskou železnici či metro nabízena firmou ZF Friedrichshafen AG pouze 2^0 řaditelná převodovka ZF Get 2 s předlohou [8], viz obr. 4.

U ní jsou výsledné převodové poměry i_{Cad}, i_{CKin} rozděleny na dva dílčí převody. Rozjezdový převod $i_{Cad} = i_{12ad} \cdot i_{34}$ a kinematický převod $i_{CKin} = i_{12Kin} \cdot i_{34}$. Toto koncepční řešení se dvěma soukolími v silovém záběru sice vykazuje oproti dvouhřídelové převodovce o cca 2% nižší účinnost, avšak nabízí při stejném přenosu tažné síly dvojkolí T_{Dv} menší reakční sílu S v závěsce převodovky a menší dynamický moment v čelních soukolích $M_{1dyn,}$ vyplývající z relativních kývavých pohybů nápravové převodovky kolem osy dvojkolí [6]. Toto hmotnější konstrukční řešení však umožnuje lépe optimalizovat počty zubů na pastorcích čelních soukolí.

U nápravové převodovky s předlohou je možné použít tato konstrukční řešení předlohy:

- plný předlohový hřídel, na němž jsou mezi nábojem vnější synchronizační spojky v jehlových ložiskách uložená velká kola čelních soukolí i_{12ad}, i_{12Kin} a na druhém konci je nalisovaný pastorek soukolí 34,
- velká kola čelních soukolí i_{12ad}, i_{12Kin} opatřená dutými náboji jsou na vnějších průměrech nábojů uložená v ložiskách ve skříni převodovky. V dutině nábojů velkých ozubených kol je vestavěná příčně posuvná řadicí spojka, která je připojená k duté hřídeli pastorku soukolí 34.

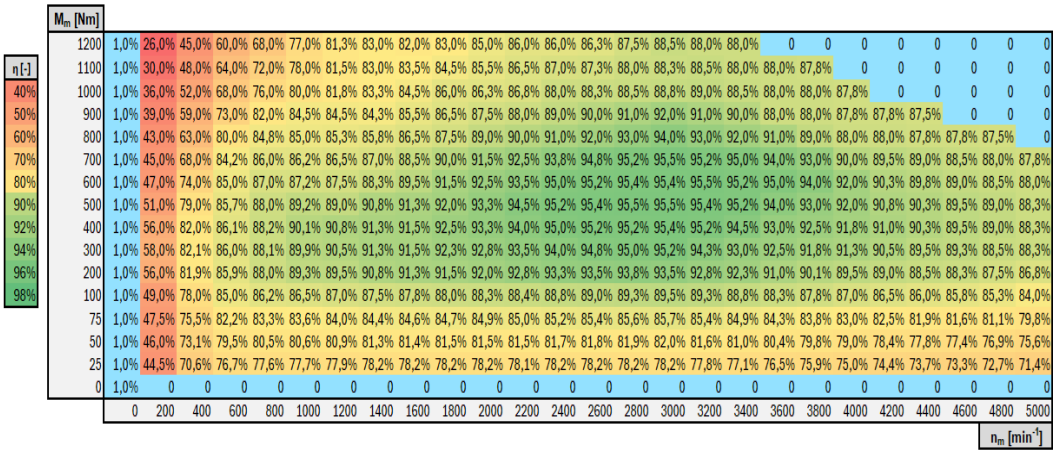
U obou konstrukčních řešení předlohy musí být dílčí převody i_{12ad} a i_{12Kin} korigovány na stejnou osovou vzdálenost, tj. $a_{w12ad} = a_{w12Kin}$. Stálý převod i_{34} je vhodné volit co největší, avšak s ohledem na maximální průměr hlavové kružnice D_{a4} a splnění požadavků na bezpečnou osovou vzdálenost trakčního motoru od osy nápravy.

2.3 Vývoj výpočetního programu pro trakční výpočty

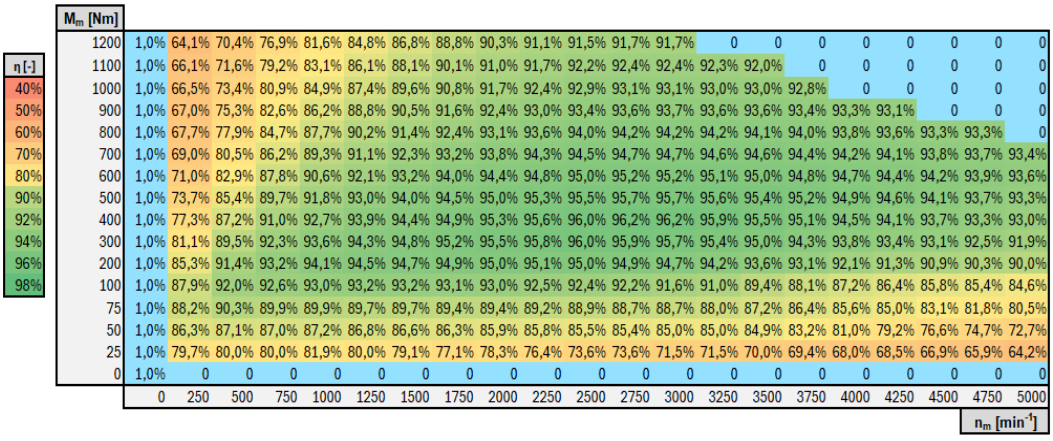
Druhá výzkumná rovina byla soustředěna do vývoje výpočetního programu v prostředí Matlab pro trakční výpočty jízdy regionálních kolejových vozidel s využitím map účinnosti jednotlivých komponent trakčního pohonu [9]. Vyvíjený program umožňuje vyhodnotit časový tachogram $v = f(t)$ a dráhový tachogram $v = f(s)$, průběh hnací síly $F_0 = f(s)$ a výkonu hnacího výkonu na dvojkolí $P_0 = f(s)$. Ze znalostí

map účinnosti analyzuje spotřebu trakční energie, např. regionálního vozidla BEMU 70 a možnosti její rekuperace při jízdě v reálné trati.
Výpočetní program umožňuje porovnat individuální pohon dvojkolí s různými střídavými trakčními motory (ASM, PMSM) a různým řešením převodovek, tj. klasická 1^0 převodovka se stálým převodem nebo 2^0 řaditelná převodovka se třemi provozními stupni (1^0 – rozjezdový, 2^0 – rychlostní, a neutrál = odpojení TM).

Lze konstatovat, že klíčem k úspěšné cestě optimalizace spotřeby energie při jízdě vlaku na reálném traťovém úseku je nejen znalost sklonových a směrových poměrů trati a požadované traťové rychlosti, ale z pohledu řízení pohonu vozidla je to dostupnost map účinností jednotlivých komponent pohonu, jehož blokové schéma je na obr. 1. Získat mapy účinností vyráběných komponent je velký problém, neboť je to nedostupné know-how jejich výrobců, kteří jej veřejně nepublikují. Program proto v současnosti pracuje s maticovým zápisem kvalifikovaně navržených map účinnosti trakčního měniče a trakčních motorů, viz obr. 5 a obr. 6. Z nich je patrné, že PMSM vykazuje při částečném výkonovém zatížení oproti ASM vyšší účinnost. Vytvořený výpočetní program je obecně připraven pracovat i s mapami účinnosti hlavního transformátoru a převodovky.



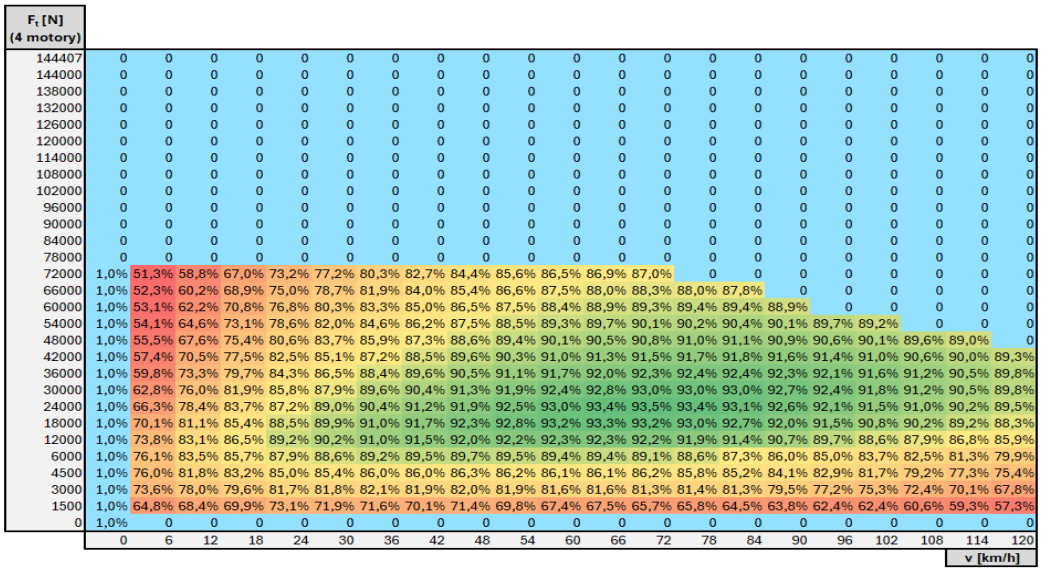
Obr. 5 Pole účinnosti asynchronního motoru (ASM) v maticové podobě [9]



Obr. 6 Pole účinnosti synchronního motoru (PMSM) v maticové podobě [9]

Obecně je postaven tak, že po stanovení potřebné hnací síly vozidla na obvodě kol vozidla se ze znalosti map účinnosti jednotlivých komponent pohonu provede výpočet spotřeby energie na realizovaném traťovém úseku. Ukázku pole účinnosti vozidla s jedno- či dvoustupňovou převodovkou zobrazeného v rychlostní charakteristice vozidla dokumentují obr. 7 a obr. 8. Z jejich porovnání je patrné, že pro snížení energetické spotřeby regionálních vozidel BEMU 70 či HEMU 70 se při uspořádání pohonu náprav *$B_0´B_0´$* nabízí s ohledem na instalovaný výkon na dvojkolí (jmenovitý trakční 160 kW, max. brzdný výkon EDB cca 225 kW) zvážit použití trakčních PMSM s 2^0 řaditelnou převodovkou (I^0, neutrál, II^0). Toto řešení umožňuje pracovat při stejné hodnotě maximální hnací síly vozidla (např. 72 kN) s lepší účinností. Případně při

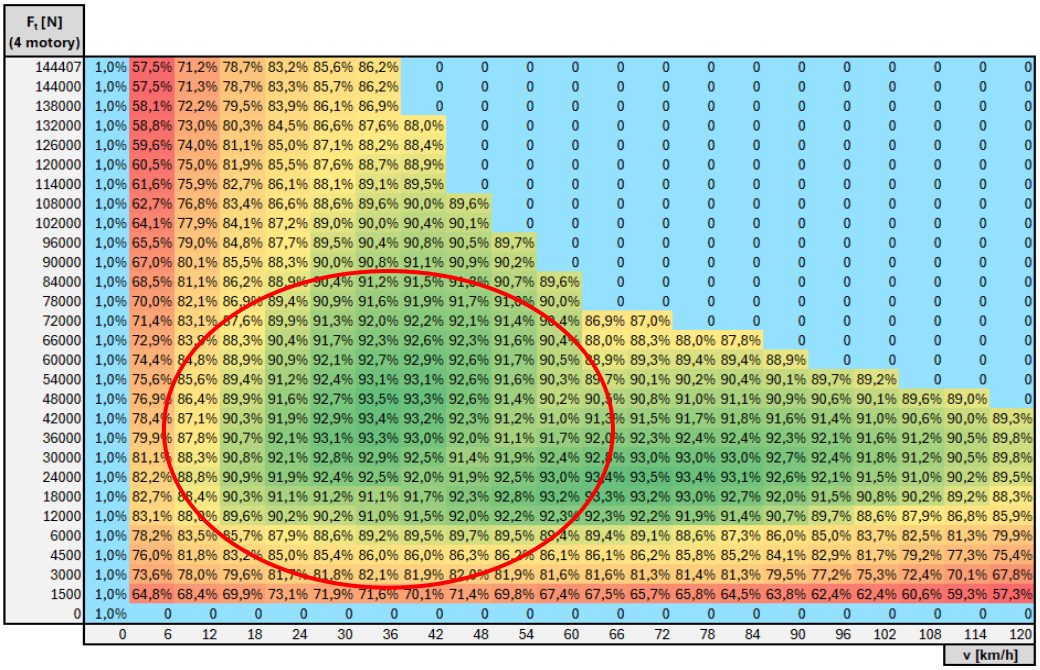
zpoždění vlaku umožňuje vyvinout větší hnací sílu (až 144 kN) a tím i vyšší akceleraci, např. při jízdě do stoupání. V tomto provozním režimu však již nebude úspora energie tak výrazná, blíže viz [5] a [9].



F_t [N] (4 motory)	0	6	12	18	24	30	36	42	48	54	60	66	72	78	84	90	96	102	108	114	120
144407	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
144000	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
138000	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
132000	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
126000	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
120000	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
114000	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
108000	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
102000	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
96000	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
90000	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
84000	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
78000	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
72000	1,0%	51,3%	58,8%	67,0%	73,2%	77,2%	80,3%	82,7%	84,4%	85,6%	86,5%	86,9%	87,0%	0	0	0	0	0	0	0	0
66000	1,0%	52,3%	60,2%	68,9%	75,0%	78,7%	81,9%	84,0%	85,4%	86,6%	87,5%	88,0%	88,3%	88,0%	87,8%	0	0	0	0	0	0
60000	1,0%	53,1%	62,2%	70,8%	76,8%	80,3%	83,3%	85,0%	86,5%	87,5%	88,4%	88,9%	89,3%	89,4%	89,4%	88,9%	0	0	0	0	0
54000	1,0%	54,1%	64,6%	73,1%	78,6%	82,0%	84,6%	86,2%	87,5%	88,5%	89,3%	89,7%	90,1%	90,2%	90,4%	90,1%	89,7%	89,2%	0	0	0
48000	1,0%	55,5%	67,6%	75,4%	80,6%	83,7%	85,9%	87,3%	88,6%	89,4%	90,1%	90,5%	90,8%	91,0%	91,1%	90,9%	90,6%	90,1%	89,6%	89,0%	0
42000	1,0%	57,4%	70,5%	77,5%	82,5%	85,1%	87,2%	88,5%	89,6%	90,3%	91,0%	91,3%	91,5%	91,7%	91,8%	91,6%	91,4%	91,0%	90,6%	90,0%	89,3%
36000	1,0%	59,8%	73,3%	79,7%	84,3%	86,5%	88,4%	89,6%	90,5%	91,1%	91,7%	92,0%	92,3%	92,4%	92,4%	92,3%	92,1%	91,6%	91,2%	90,5%	89,8%
30000	1,0%	62,8%	76,0%	81,9%	85,8%	87,9%	89,6%	90,4%	91,3%	91,9%	92,4%	92,8%	93,0%	93,0%	93,0%	92,7%	92,4%	91,8%	91,2%	90,5%	89,8%
24000	1,0%	66,3%	78,4%	83,7%	87,2%	89,0%	90,4%	91,2%	91,9%	92,5%	93,0%	93,4%	93,5%	93,4%	93,1%	92,6%	92,1%	91,5%	91,0%	90,2%	89,5%
18000	1,0%	70,1%	81,1%	85,4%	88,5%	89,9%	91,0%	91,7%	92,3%	92,8%	93,2%	93,3%	93,2%	93,0%	92,7%	92,0%	91,5%	90,8%	90,2%	89,2%	88,3%
12000	1,0%	73,8%	83,1%	86,5%	89,2%	90,2%	91,0%	91,5%	92,0%	92,2%	92,3%	92,3%	92,2%	91,9%	91,4%	90,7%	89,7%	88,6%	87,9%	86,8%	85,9%
6000	1,0%	76,1%	83,5%	85,7%	87,9%	88,6%	89,2%	89,5%	89,7%	89,5%	89,4%	89,4%	89,1%	88,6%	87,3%	86,0%	85,0%	83,7%	82,5%	81,3%	79,9%
4500	1,0%	76,0%	81,8%	83,2%	85,0%	85,4%	86,0%	86,0%	86,3%	86,2%	86,1%	86,1%	86,2%	85,8%	85,2%	84,1%	82,9%	81,7%	79,2%	77,3%	75,4%
3000	1,0%	73,6%	78,0%	79,6%	81,7%	81,8%	82,1%	81,9%	82,0%	81,9%	81,6%	81,6%	81,3%	81,4%	81,3%	79,5%	77,2%	75,3%	72,4%	70,1%	67,8%
1500	1,0%	64,8%	68,4%	69,9%	73,1%	71,9%	71,6%	70,1%	71,4%	69,8%	67,4%	67,5%	65,7%	65,8%	64,5%	63,8%	62,4%	62,4%	60,6%	59,3%	57,3%
0	1,0%	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

v [km/h]

Obr. 7 Mapa účinnosti v trakční charakteristice vozidla BEMU 70 s asynchronními motory (ASM) a konvenční převodovkou [9][1]



F_t [N] (4 motory)	0	6	12	18	24	30	36	42	48	54	60	66	72	78	84	90	96	102	108	114	120
144407	1,0%	57,5%	71,2%	78,7%	83,2%	85,6%	86,2%	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
144000	1,0%	57,5%	71,3%	78,7%	83,3%	85,7%	86,2%	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
138000	1,0%	58,1%	72,2%	79,5%	83,9%	86,1%	86,9%	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
132000	1,0%	58,8%	73,0%	80,3%	84,5%	86,6%	87,6%	88,0%	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
126000	1,0%	59,6%	74,0%	81,1%	85,0%	87,1%	88,2%	88,4%	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
120000	1,0%	60,5%	75,0%	81,9%	85,5%	87,6%	88,7%	88,9%	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
114000	1,0%	61,6%	75,9%	82,7%	86,1%	88,1%	89,1%	89,5%	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
108000	1,0%	62,7%	76,8%	83,4%	86,6%	88,6%	89,6%	90,0%	89,6%	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
102000	1,0%	64,1%	77,9%	84,1%	87,2%	89,0%	90,0%	90,4%	90,1%	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
96000	1,0%	65,5%	79,0%	84,8%	87,7%	89,5%	90,4%	90,8%	90,5%	89,7%	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
90000	1,0%	67,0%	80,1%	85,5%	88,3%	90,0%	90,8%	91,1%	90,9%	90,2%	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
84000	1,0%	68,5%	81,1%	86,2%	88,9%	90,4%	91,2%	91,5%	91,3%	90,7%	89,6%	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
78000	1,0%	70,0%	82,1%	86,9%	89,4%	90,9%	91,6%	91,9%	91,7%	91,0%	90,0%	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
72000	1,0%	71,4%	83,1%	87,6%	89,9%	91,3%	92,0%	92,2%	92,1%	91,4%	90,4%	86,9%	87,0%	0	0	0	0	0	0	0	0
66000	1,0%	72,9%	83,9%	88,3%	90,4%	91,7%	92,3%	92,6%	92,3%	91,6%	90,4%	88,0%	88,3%	88,0%	87,8%	0	0	0	0	0	0
60000	1,0%	74,4%	84,8%	88,9%	90,9%	92,1%	92,7%	92,9%	92,6%	91,7%	90,5%	88,9%	89,3%	89,4%	89,4%	88,9%	0	0	0	0	0
54000	1,0%	75,6%	85,6%	89,4%	91,2%	92,4%	93,1%	93,1%	92,6%	91,6%	90,3%	89,7%	90,1%	90,2%	90,4%	90,1%	89,7%	89,2%	0	0	0
48000	1,0%	76,9%	86,4%	89,9%	91,6%	92,7%	93,5%	93,3%	92,6%	91,4%	90,2%	90,1%	90,8%	91,0%	91,1%	90,9%	90,6%	90,1%	89,6%	89,0%	0
42000	1,0%	78,4%	87,1%	90,3%	91,9%	92,9%	93,4%	93,2%	92,3%	91,2%	91,0%	91,3%	91,5%	91,7%	91,8%	91,6%	91,4%	91,0%	90,6%	90,0%	89,3%
36000	1,0%	79,9%	87,8%	90,7%	92,1%	93,1%	93,3%	93,0%	92,0%	91,1%	91,7%	92,0%	92,3%	92,4%	92,4%	92,3%	92,1%	91,6%	91,2%	90,5%	89,8%
30000	1,0%	81,1%	88,3%	90,8%	92,1%	92,8%	92,9%	92,5%	91,4%	91,9%	92,4%	92,8%	93,0%	93,0%	93,0%	92,7%	92,4%	91,8%	91,2%	90,5%	89,8%
24000	1,0%	82,2%	88,8%	90,9%	91,9%	92,4%	92,5%	92,0%	91,9%	92,5%	93,0%	93,4%	93,5%	93,4%	93,1%	92,6%	92,1%	91,5%	91,0%	90,2%	89,5%
18000	1,0%	82,7%	89,4%	90,3%	91,1%	91,2%	91,1%	91,7%	92,3%	92,8%	93,2%	93,3%	93,2%	93,0%	92,7%	92,0%	91,5%	90,8%	90,2%	89,2%	88,3%
12000	1,0%	83,1%	88,8%	89,6%	90,2%	90,2%	91,0%	91,5%	92,0%	92,2%	92,3%	92,3%	92,2%	91,9%	91,4%	90,7%	89,7%	88,6%	87,9%	86,8%	85,9%
6000	1,0%	78,2%	83,5%	85,7%	87,9%	88,6%	89,2%	89,5%	89,7%	89,5%	89,4%	89,4%	89,1%	88,6%	87,3%	86,0%	85,0%	83,7%	82,5%	81,3%	79,9%
4500	1,0%	76,0%	81,8%	83,2%	85,0%	85,4%	86,0%	86,0%	86,3%	86,2%	86,1%	86,1%	86,2%	85,8%	85,2%	84,1%	82,9%	81,7%	79,2%	77,3%	75,4%
3000	1,0%	73,6%	78,0%	79,6%	81,7%	81,8%	82,1%	81,9%	82,0%	81,9%	81,6%	81,6%	81,3%	81,4%	81,3%	79,5%	77,2%	75,3%	72,4%	70,1%	67,8%
1500	1,0%	64,8%	68,4%	69,9%	73,1%	71,9%	71,6%	70,1%	71,4%	69,8%	67,4%	67,5%	65,7%	65,8%	64,5%	63,8%	62,4%	62,4%	60,6%	59,3%	57,3%
0	1,0%	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

v [km/h]

Obr. 8 Mapa účinnosti v trakční charakteristice vozidla BEMU 70 se synchronními motory (PMSM) a s 2^0 řaditelnou převodovkou [9][1]

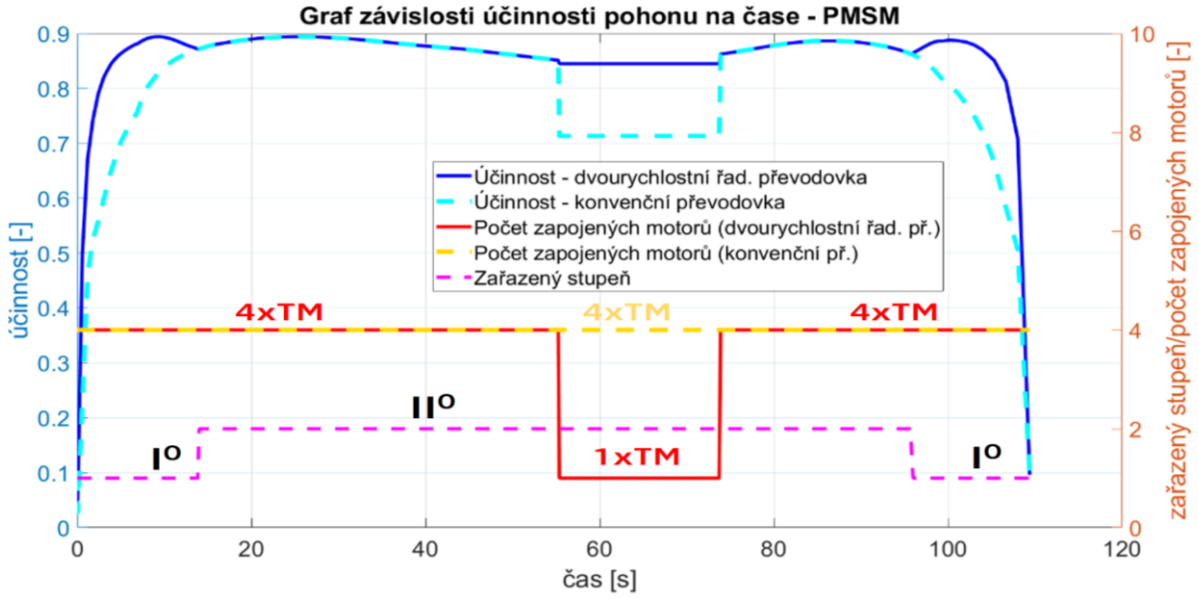
Výpočetní program zahrnuje simulaci „chytrého“ řízení asynchronních motorů (ASM) s možností jejich elektrického odpojení v okamžicích nízké výkonové potřeby vozidla za účelem dosažení vyšší účinnosti pohonu. U kolejového vozidla využívajícího synchronní motory (PMSM) umožňuje program simulaci odpojení motoru zařazením neutrálu ve 2^0 řadicí převodovce, opět s cílem dosažení vyšší účinnosti pohonu vozidla. Program dopočítává energii spotřebovanou na urychlování rotačních hmot při přeřazování z 2^0 (i_{CKin}) na 1^0 (i_{Cad}) a také v případě zařazování rychlostního stupně z neutrálu.

V rámci vývoje programu byly provedeny simulace jízdy vozidla BEMU 70, jak v jednoduchém jízdním cyklu na dráze 2,5 km a 4 km (rozjezd na V_{max} = 120 km/h, jízda V_{max} a brzdění do zastavení), tak i při simulací jízdy na reálné trati Klatovy – Železná Ruda–Alžbětín [9]. Vozidlo při simulačních výpočtech pracovalo s nápravovými převodovkami s předlohou a konstantní účinností 96 %. Navržené převodové stupně byly 1^0 – i_{Cad} = 12,786 a 2^0 – i_{Ckin} = 6,675. [9]

Tab. 1 Spotřeba energie při jednoduchém jízdním cyklu na úseku 2,5 km

Použitá převodovka	**Odpojování PMSM** [ano/ne]	**Rozjezdové zrychlení** $a_{Xroz.}$ [m/s^2]	**Spotřeba energie – ASM** [kWh]	**Spotřeba energie – PMSM** [kWh]	**Jízdní doba** [s]
1^0 konvenční- i_{CKin}	ne	1,2	9,56	9,11	110,8
2^0 řaditelná - i_{Cad}, i_{CKin}	ne	1,2	9,02	8,77	110,8
2^0 řaditelná - i_{Cad}, i_{CKin}	ano	1,2	----	8,94	110,8
1^0 konvenční- i_{CKin}	ne	1	9,44	9,06	114,3
2^0 řaditelná - i_{Cad}, i_{CKin}	ne	1	9,02	8,78	114,3
2^0 řaditelná - i_{Cad}, i_{CKin}	ano	1	----	8,92	114,3

Z provedených simulací na jednoduchém jízdním cyklu s délkou úseku L_u = 2,5 km, viz tab. 1, byla při použití 2^0 řaditelné převodovky potvrzená možnost energetické úspory cca 5 až 6 % oproti konvenční 1^0 převodovce při použití ASM, predikovaná v [5], případně až (9,56 - 8,77)/9,56 = 8,26 % při použití PMSM místo ASM. Z tabulky dále vyplynulo, že odpojení tří PMSM po dosažení maximální rychlosti jízdy 120 km/h zařazením „neutrálu“ nepřineslo na tomto krátkém úseku trati oproti jízdě na 4 trakční motory energetickou úsporu, neboť pro použití EDB bylo nutné odpojené motory PMSM znovu roztočit a energie vynaložená na jejich rozběh byla nepatrně větší než energie uspořená.



Obr. 9 Výsledky porovnání účinnosti pohonu pro PMSM s dvěma typy převodovek [9]

Prodloužení jednoduchého úseku mezi dvěma zastávkami na L_u = 4 km nabídlo u vozidla s PMSM a dvoustupňovými řaditelnými převodovkami jet po dosažení maximální rychlosti 120 km/h delší část trati pouze na jeden PMSM a tím se při zachování stejné doby jízdy t = 159,3 s (jako u pohonu ASM s konvenční jednostupňovou převodovkou) podařilo dosáhnout menší spotřeby energie. Výsledky těchto simulací jízdy vozidla BEMU 70 s rozjezdovým zrychlením $a_{xroz.}$ = 1,2 m/s^2 byly následující:

- spotřeba energie u pohonu ASM s konvenční jednostupňovou převodovkou E = 12,65 kWh,
- spotřeba energie u pohonu PMSM s dvoustupňovou řaditelnou převodovkou při jízdě se všemi čtyřmi zapnutými motory na celém úseku E = 12,17 kWh
- spotřeba energie u pohonu PMSM s dvoustupňovou řaditelnou převodovkou při jízdě s krátkodobým odpojením tří trakčních motorů E = 11,92 kWh.

Z uvedeného příkladu vyplývá, že systém řízení odpojování trakčních motorů může přinést při „chytrém řízení“ pohonu vozidla energetické úspory, které mohou přinést určité prodloužení dojezdu vozidel BEMU 70 či HEMU 70 na neelektrifikovaných tratích.

Po odladění vytvořeného programu byly v [9] provedeny simulační výpočty jízdy vozidla BEMU na trati Klatovy – Železná Ruda–Alžbětín a zpět. Jedná se o trať dlouhou přibližně 49 km s výškovým rozdílem 326 m, kterou vozidlo projede za asi 55 min.

Pro simulace byly zvoleny hodnoty maximálního zrychlení a_{xroz} = 1 m/s^2 se 100 % využitím výkonu při rozjezdu či brzdění vozidla. Vozidlo BEMU 70 bylo simulováno jako pohybující se hmotný bod, tj. délka vozidla byla zanedbána. Simulace byly provedeny v obou směrech jízdy, pro trakční motory (ASM, PMSM), pro oba druhy převodovek (konvenční, 2^0 řaditelná). V případě PMSM byla provedena simulace jízdy jak v částečném zatížení na všechny čtyři motory, tak s možností odpojování TM, tedy s možností zařazení „neutrálu“ na některých trakčních motorech při nižší výkonové potřebě, např. při jízdě maximální povolenou traťovou rychlostí, nikoliv maximální provozní rychlostí vozidla v přímé trati či v klesání. Výsledky energetických spotřeb dokumentují tab. 2 a tab. 3.

Tab. 2 Spotřeba energie na trati Klatovy – Železná Ruda-Alžbětín

Použitá převodovka	**Odpojování PMSM** [ano/ne]	**Rozjezdové zrychlení** $a_{xroz.}$ [m/s^2]	**Spotřeba energie – ASM** [kWh]	**Úspora energie ASM** [kWh]	**Spotřeba energie – PMSM** [kWh]	**Úspora energie PMSM** [kWh]
1^0 konvenční- i_{CKin}	ne	1	190,6	---	190,8	----
2^0 řaditelná - i_{Cad}, i_{CKin}	ne	1	184,7	5,9	186,6	4,2
2^0 řaditelná - i_{Cad}, i_{CKin}	ano	1	----	---	184	**6,8**

Tab. 3 Spotřeba energie na trati Železná Ruda-Alžbětín – Klatovy

Použitá převodovka	**Odpojování PMSM** [ano/ne]	**Rozjezdové zrychlení** $a_{xroz.}$ [m/s^2]	**Spotřeba energie – ASM** [kWh]	**Úspora energie ASM** [kWh]	**Spotřeba energie – PMSM** [kWh]	**Úspora energie PMSM** [kWh]
1^0 konvenční- i_{CKin}	ne	1	124	---	122,8	----
2^0 řaditelná - i_{Cad}, i_{CKin}	ne	1	117,7	**6,3**	118,4	4,4
2^0 řaditelná - i_{Cad}, i_{CKin}	ano	1	----	---	117,3	5,5

Ve směru do Železné Rudy byly relativní úspory energie nejvyšší u synchronního motoru v režimu s odpojováním dílčích pohonů 6,8 kWh – viz tab. 2. Při jízdě do Klatov to byl motor asynchronní 6,3 kWh – viz tab. 3. Využití funkce „neutrálu“ v pohonu s PMSM se ukazuje u vozidel BEMU 70 jako energeticky opodstatněné, neboť pomohlo snížit spotřebu o cca 1%. Je však nutné upozornit, že je vykoupené častějším řazením, které by mohlo vést k opotřebení řadicí spojky. Přínos v úspoře energie a v případném snížení opotřebení řadící spojky lze spatřit ve spolupráci „chytrého řízení pohonu vozidla“ s hybridním vlakovým zabezpečovačem ETCS – level 3. Pokud hnací vozidlo bude znát trať, svou polohu a znamení na návěstidlech, a tedy okamžitý rychlostní profil před ním, bude moci vhodně aplikovat řazení „neutrálu“ pouze tam, kde by po delší dobu nepotřebovalo plný výkon, tak by se četnost řazení mohla snížit a tím by se zvýšila životnost řadicí spojky.

3 ZÁVĚR

Pro potřeby regionální a příměstské dopravy, kde vzdálenosti mezi zastávkami jsou výrazně kratší a kde dochází k častému rozjíždění a brzdění „sólo“ vozidla či vlaku, nemusí být použití jednostupňové převodovky s konstantním převodem navrženým pro otáčkové využití trakčního motoru optimálním řešením, neboť při jízdě pod trolejí může být zákazníkem požadována maximální rychlost V ≥ 120 km/h a pro jízdu v akumulátorovém režimu na neelektrifikované trati bude s ohledem na směrové a sklonové poměry trati maximální traťová rychlost V ≤ 80 km/h. V tomto režimu částečného využití výkonu a trakční síly bude při jízdě po regionální trati trakční pohon dvojkolí s jednostupňovou převodovkou pracovat v oblasti nižších účinností.

Pro zlepšení energetické spotřeby regionálních vozidel BEMU 70 či HEMU 70 se při uspořádání pohonu náprav $B_0´$ $B_0´$ nabízí s ohledem na instalovaný výkon na dvojkolí (jmenovitý trakční 160 kW, max. brzdný výkon EDB cca 225 kW) zvážit použití dvourychlostních řaditelných převodovek.

Jejich konstrukční provedení bude nutné důkladně analyzovat s ohledem na technické požadavky, provozní určení vozidla a možnosti jeho údržby, jak bylo naznačeno v tomto příspěvku. Technologické výzvy snižování energetické spotřeby v železniční dopravě, zvyšování komfortu pro cestující a dokončení poslední „míle“, tj. odstranění přepřahu hnacích kolejových vozidel či přestupu cestujících na neelektrifikované železniční síti si však tuto analýzu „moderní konstrukce“ úsporných pohonů dvousilových vozidel typu BEMU či hybridních vozidel typu HEMU jistě zaslouží.

Tento článek byl vytvořen s finanční podporou Technologické agentury České republiky, projekt č. TE02000054 „Božek Vehicle Engineering – National Competence Center“.

◆◆

Literatura

[1] KOLÁŘ, J. Modern railways for the 21st century – A challenge not only for designers. In: *Acta Polytechnica CTU Proceedings.* Prague: Czech Technical University in Prague, 2022, s. 14–18. ISSN 2336-5382. ISBN 978-80-01-06996-7.

[2] KOLÁŘ, J. Moderní vozidla pro regionální železnice. *Nová železniční technika*. Roč. 31 (2023), č. 3,4, s. 28, 8–31,18. ISSN 1210-3942.

[3] KOLÁŘ, J. Design of a Wheelset Drive. *Transaction on Electrical Engineering.* Vol. 4 (2015), no. 1, s. 11–19. ISSN 1805-3386.

[4] KOLÁŘ, J. Moderní individuální pohon kol a dvojkolí u tramvají a železničních vozidel. *Strojař*. Roč. 25 (2016), č. 1,2, s. 4–17. ISSN 1213-0591.

[5] KOLÁŘ, J. Přínosy využití dvoustupňových řaditelných převodovek u lehkých kolejových vozidel s elektrickým přenosem výkonu. In: *Súčasné problémy v koľajových vozidlách – PRORAIL 2023: XXVI. medzinárodná konferencia, zborník prednášok*, *diel I.* Žilina: VTS pri ŽU v Žiline, 2023, s. 255–262. ISBN 978-80-89276-61-5.

[6] KOLÁŘ, J. Dynamika individuálního pohonu dvojkolí s nápravovou převodovkou. In: *Súčasné problémy v koľajových vozidlách – PRORAIL 2011: XX. medzinárodná konferencia, zborník prednášok, diel II*. Žilina: VTS pri ŽU v Žiline, 2011, s. 139–148. ISBN 978-80-89276-31-8.

[7] LIČMAN, F. *Nápravová převodovka pro lehké kolejové vozidlo BEMU 70*. Bakalářská práce. Praha: FS ČVUT, 2025.

[8] ZF. *Get2 - Zweiganggetriebe: Wegweisend. Für einen geringeren Energieverbrauch*. Online. Dostupné z: https://www.zf.com/products/de/rail/products_64372.html. [citováno 2025-06-12]

[9] MAJKUS, D. *Výpočetní program pro trakční výpočty regionálních kolejových vozidel s využitím účinnostních map*. Diplomová práce. Praha: FS ČVUT, 2025.

[10] ZIKA, J. *Návrh pohonu podvozku elektrické vlakové jednotky s vnitřním rámem pomocí PMSM motoru s převodovou skříní*. Diplomová práce. Praha: FS ČVUT, 2024.

Zasláno / received: 16. 06. 2025, přijato / accepted: 10. 07. 2025, publikováno / published: 17. 09. 2025.

Příspěvek recenzovali / The paper was reviewed by: doc. Ing. Petr Heller, CSc. (Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní), doc. Ing. Petr Voltr, Ph.D. (Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera).

SOUČASNÉ PROBLÉMY V KOLEJOVÝCH VOZIDLECH

XXVII. konference s mezinárodní účastí
17.–19. září 2025, Česká Třebová

AVV OVER ETCS

AVV OVER ETCS

Aleš LIESKOVSKÝ[1], Ivo MYSLIVEC[2]

e-ISBN: 978-80-7560-564-1
DOI: 10.46585/spkv.20252654
ISSN: 3029-8342
CC BY

Abstrakt

Příspěvek se zabývá problematikou přechodu od národního automatizačního systému AVV k plně interoperabilnímu ERTMS/ATO s mezikrokem AVV over ETCS, rozebírá změny na vozidlech, na „hardwaru“ tratě i v datovém popisu infrastruktury. Popisuje jednotlivá řešení retrofitních instalací podle dodavatele mobilní části ETCS a zamýšlí se nad dalším osudem traťových informačních bodů.

Klíčová slova

automatické vedení vlaku, AVV, ERTMS/ATO, AVV over ETCS, MIB

Abstract

The paper deals with the issue of transition from the national ATO system AVV to a fully interoperable ERTMS/ATO with the intermediate step AVV over ETCS, analyzes changes to vehicles, track "hardware" and infrastructure data description. It describes individual solutions for retrofit installations according to the supplier of the ETCS mobile part and considers the future of track information points.

Keywords

automatic train operation, AVV, ERTMS/ATO, AVV over ETCS, MIB

1 ÚVOD

Tento článek je volným pokračováním článku „Praktické aplikace ATO over ETCS“, jenž byl prezentován na 11. ročníku Konference sdělovací a zabezpečovací techniky na železnici v roce 2023 [1], shrnuje jeho obsah a doplňuje změny, které se udály během dvou let od jeho uvedení.

2 AVV, ATO OVER ETCS, AVV OVER ETCS

2.1 Vysvětlení pojmů

AVV (Automatické vedení vlaku) je český národní automatizační systém pro řízení kolejových vozidel pod dohledem strojvedoucího, dle klasifikace UITP se jedná o úroveň automatizace GoA2, tedy automatická jízda pod dohledem strojvedoucího. Skládá se z mobilní (palubní) části, v jejíž paměti jsou uloženy datové soubory popisující pojížděné tratě i jízdní řády obsluhovaných vlaků, a z traťové části, tvořené jednoduchými magnetickými informačními body (MIBy), příp. nahrazenými GPS lokalizací (tzv. GIBy – geodetické informační body; v dalším textu je ale zahrneme pod MIBy, protože odlišnosti nejsou

[1] **Dr. Ing. Aleš Lieskovský**. AŽD Praha s.r.o. Žirovnická 2, 106 00 Praha 10 – Záběhlice, Česká republika, tel.: +420 268 287, 323, e-mail: Lieskovsky.Ales@azd.cz
[2] **Dr. Ing. Ivo Myslivec**. AŽD Praha s.r.o. Žirovnická 2, 106 00 Praha 10 – Záběhlice, Česká republika, tel.: +420 268 287 371, e-mail: Myslivec.Ivo@azd.cz

pro potřeby tohoto článku důležité). Systém AVV přebírá informace ze zabezpečovače typu LS, ale může být provozován i na tratích bez zabezpečovače.

ATO over ETCS, resp. v současnosti **ERTMS/ATO**, je automatizační systém pro řízení jízdy kolejových vozidel vytvořený dle specifikací UNISIG. V rámci evropských programů UNISIG TEN-T a Shift2Rail však nebylo vytvářeno vlastní jádro systému ATO (to je vyvíjeno každým jednotlivým výrobcem s využitím jeho know-how), ale byly vytvořeny funkční specifikace systému a definována rozhraní k traťové části systému, jakož i k dalším subsystémům vozidla (k ETCS, k pohonu, brzdám a dalším technologiím vozidla, k záznamovému zařízení atd.).

Zásadní rozdíly oproti našemu AVV jsou v podstatě tři:

- systém ERTMS/ATO lze používat jen a pouze v režimu plného dohledu ETCS (mód FS, resp. AD),
- veškerá data, jak o trati, tak jízdní řád daného vlaku, jsou na vozidlo přenášena on-line z traťové centrály (tzv. ATO TrackSide) pomocí rádia,
- a tato traťová centrála je tedy nutnou součástí celého systému ERTMS/ATO.

AVV over ETCS je český mezistupeň mezi současným AVV a výhledovým ERTMS/ATO a reflektuje stav, že v ČR je (na rozdíl od zbytku Evropy) používání automatizačního systému (konkrétně AVV) velmi rozšířené a jeho zneprovoznění (byť dočasné... na několik let, do vybudování traťových centrál) při jízdě pod dohledem ETCS by se u strojvedoucích s kladnou odezvou rozhodně nesetkalo.

2.2 Rozdíl AVV (over LS) vs. AVV over ETCS

Proč by bylo nutné současné AVV zneprovoznit, pokud bude vozidlo provozováno pod ETCS?

Na rozdíl od zabezpečovače LS, který nijak nehlídá skutečnou rychlost vozidla a pokud strojvedoucí mačká tlačítko bdělosti, projede s vlakem klidně až do nádražní hospody za zarážedlem kusé koleje, se ETCS o rychlost vlaku zajímá velice intenzivně.

Při jízdě na trati bez zabezpečovače se tedy AVV řídí údaji rychlostníků a návěstními znaky zadanými strojvedoucím ručně (pomocí klávesnice) a není nikdo, kdo by mu do řízení nějak zasahoval (samozřejmě s výjimkou strojvedoucího, který může rychlost vlaku snížit pod hodnotu požadovanou systémem AVV).

Při jízdě na trati vybavené kódováním zabezpečovače LS si od něj AVV přebírá návěstní kód (případně upřesněný strojvedoucím) a podle něj pak upravuje chování před návěstidlem. Ovšem průběh brzdění je opět záležitostí pouze AVV a opět nehrozí kolize s „názory“ jiného systému.

Jakmile je ovšem v činnosti ETCS, je průběh rychlosti vlaku, a to jak statický – nepřekročení traťové či návěstěné rychlosti, tak hlavně dynamický - průběh rychlosti (brzdná křivka) před místem snížení rychlosti, trvale kontrolován ETCS, které má navíc i „pravomoc“ vlak zabrzdit, pokud rychlost v daném okamžiku překročí jím určený limit.

Pokud bychom tedy provozovali AVV bez spojení s ETCS, umělo by AVV pouze hlídat traťovou rychlost a brzdit do zastávek, avšak jakékoliv brzdění dohlédané ETCS (a hlavně pak brzdění k návěsti Stůj) by s pravděpodobností hraničící s jistotou skončilo zásahem ETCS, protože brzdné křivky ETCS jsou velmi pesimistické a navíc závislé na mnoha proměnlivých parametrech, které do AVV nelze dopředu staticky zadat. Takové AVV je pak pro strojvedoucího prakticky nepoužitelné a mohlo by být využíváno jen na tratích bez ETCS.

Již před začátkem Pilotního projektu ETCS v ČR (rok 2006) bylo předpokládáno, že pro plnohodnotnou činnost AVV pod ETCS bude nutná datová komunikace mezi ETCS a AVV, takováto komunikace pak byla (již tenkrát) navržena a zrealizována a bylo ověřeno, že jen v tomto případě je možná plnohodnotná činnost AVV i pod ETCS. I když byl tehdejší projekt propojení ETCS a AVV z dnešního pohledu poměrně jednoduchý co se týče přenášených dat, byl zásadní z pohledu prokázání, že takováto komunikace je nezbytná a zároveň realizovatelná.

2.3 Problematika přechodu z AVV na AVV over ETCS

Jak již bylo řečeno, AVV over ETCS vyžaduje datové propojení s ETCS, což je asi největší problém této instalace. Sice existuje definice rozhraní mezi ETCS a ATO (ERTMS Subset 130 a 143 [2]), ale v době uzavírání smluv na instalace ETCS do vozidel takovéto rozhraní většina výrobců nenabízela (čest nejmenované výjimce ze Španělska), a to s odkazem na problémy se schvalováním takto upraveného ETCS. Proto bylo při upgradu klasického AVV na AVV over ETCS nutno se přizpůsobit tomu, co byl výrobce ETCS ochoten dodat (a musíme podotknout, že to bylo opravdu veliké přizpůsobování). Navíc každý výrobce nabízí rozhraní řešené podle svých zvyklostí, takže přenositelnost řešení mezi řadami vozidel vybavenými ETCS od různých výrobců je mizivá.

V současnosti tedy na vozidlech v ČR existují tři zcela rozdílná řešení rozhraní mezi ETCS a AVV, která budou popsána dále.

Další úpravy se týkají samotného AVV, které je při této modernizaci zároveň připravováno na budoucí upgrade na plnohodnotné ERTMS/ATO (příprava na připojení modemu pro komunikaci s traťovou částí ERTMS/ATO). Kromě doplnění komunikace s ETCS a následného zpracování přijatých dat se upravuje i vzhled displeje strojvedoucího (jiný popis stupnic a stop brzdných křivek, nezobrazuje se symbol návěstidla atd.) a např. je nutné i potlačit zobrazení skutečné rychlosti na vozidlovém displeji, pokud je tato rychlost zároveň zobrazována na DMI ETCS (ale rychlost se zobrazit naopak musí, pokud je ETCS vypnuté či v poruše). Často se také do displeje doplňuje servisní stránka diagnostiky ETCS.

Při upgradu na AVV over ETCS zůstává nezměněn způsob uložení provozních dat, tzn. AVV over ETCS i klasické AVV používají (téměř) stejné soubory traťových map a jízdních řádů.

V traťových mapách jsou (či spíše teprve budou) namísto poloh a kódů MIBů uváděny polohy a kódy balíz ETCS, přičemž traťová mapa musí být po úsecích homogenní (tzn. určitá část tratě je popsána jen jedním typem lokalizátorů, buď MIBy nebo balízami, ale na úsek popsaný jedním typem může bezprostředně navazovat úsek popsaný druhým typem lokalizátoru). Zároveň je možné, že jeden a tentýž úsek tratě je v mapě určené pro vozidla s AVV over ETCS popsán již balízami, zatímco pro vozidla (zatím) bez ETCS je vygenerována jiná mapa, obsahující polohy a kódy MIBů. Pokud jsou v mapě na vozidle s AVV over ETCS v určitém úseku uvedené balízy a pokud by tímto úsekem jelo toto vozidlo s vypnutým ETCS, tak bohužel v tomto úseku není možné využívat režim AVV, protože vypnuté ETCS nedává informaci o přejeté balíze.

Pro úplnost (a zároveň jako přípravu pro správné pochopení závěrečné části příspěvku) ještě dodejme, že zatímco „klasické“ AVV se pomocí balíz lokalizovat v žádném případě nemůže (nemá je jak přečíst), AVV over ETCS se lokalizovat pomocí MIBů může, pokud jsou MIBy obsaženy v mapě trati (a to i v případě, že na trati jsou instalovány kromě MIBů i balízy a vozidlo jede pod dohledem ETCS).

Na tratích bez ETCS zůstává možnost provozovat systém AVV over ETCS v „klasickém“ režimu, tj. s lokalizací podle informačních bodů a čtením kódů národního VZ – tyto periferie se z vozidel (až na výjimku) nedemontují.

3 AVV OVER ETCS V PRAXI

Rozeberme jednotlivé instalace AVV over ETCS na vozidlech (nejen) Českých drah.

3.1 AVV over ETCS ALSTOM

Lokomotivy ř. 362WTB a rodina jednotek Panter

První vozidlo, na kterém byl systém AVV upgradován na AVV over ETCS (v dnešním významu tohoto označení), byla lokomotiva 362.165, shodou okolností stroj vyrobený bezprostředně před lokomotivou 362.166, na které byla spolupráce AVV a ETCS ověřována během pilotního projektu ETCS v letech 2006–2008. Tato řada vozidel (a sesterská řada 162WTB) je vybavena ETCS od firmy Alstom, které nedisponuje standardizovaným rozhraním k ATO. Po dlouhých jednáních s výrobcem ETCS bylo dosaženo shody na řešení založeném na odposlechu existujícího a schváleného rozhraní k německému systému AFB, které

však neposkytuje ani zdaleka tolik údajů (a v takové kvalitě), jako rozhraní dle Subsetu 130. AVV je z bezpečnostních důvodů připojeno přes jednosměrný hardwarový oddělovač na vnitřní datovou CAN sběrnici ETCS a byly nám „odtajněny“ struktury telegramů, pozice zájmových proměnných pro využití v AVV a formáty dat. Dost podstatnou nevýhodou je fakt, že komunikace není periodická, ale vyslání daného paketu je spuštěno změnou jeho obsahu, což uvnitř ETCS nevadí (pokud příjemce nezachytí paket správně, je vysílání zopakováno), ale AVV tuto možnost kvůli jednosměrnému oddělovači bohužel nemá. Nakonec se i tento nedostatek podařilo celkem úspěšně eliminovat a AVV over ETCS je na těchto vozidlech poměrně úspěšně využíváno.

Velice podobné řešení jako na lokomotivách **362/162WTB** je použito i na řídicích vozech ř. **80-30** (961, „Sysel“), na el. jednotkách ř. **660** („Interpanter“), jakož i na jednotkách ř. **640.2**/**650.2** („Regiopanter“), **530/550** („Moravia“) nebo na řídicích vozech ř. **86-72** netrakčních jednotek Škoda 13Ev („Push-pull MSK“), kde se však nejedná o retrofitní instalace, ale o instalace při novostavbě vozidla.

Jednotky ř. 471

ETCS firmy Alstom je použito i na jednotkách ř. 471, kde ale bylo potřeba zcela změnit komunikaci řídicího systému s AVV. Původní AVV bylo integrováno do hardwaru řídicího počítače od firmy Unicontrols, hardwarově upgradovat pouze procesorovou desku již není technicky řešitelné a vyměnit celý řídicí počítač zase není ekonomické. Nakonec bylo nalezeno řešení spočívající v dosazení standardní externí jednotky AVV, která komunikuje s nově vyvinutým převodním modulem umístěným do sběrnice vozového počítače namísto původní procesorové desky AVV. Odposlech vnitřní komunikace ETCS je ale stejný jako ve výše zmiňovaných případech.

3.2 AVV over ETCS CAF

ETCS od firmy CAF disponuje rozhraním dle ERTMS Subsetu 130 (ve verzi platné při uzavírání první smlouvy, což ale ničemu nevadí – tato konfigurace vydrží až do případné výměny ETCS za nové), včetně komunikace po sběrnici Ethernet. Integrace AVV a ETCS tak byla ze všech případů nejjednodušší a rozhraní poskytuje veškerá potřebná data v žádané kvalitě.

AVV over ETCS CAF je použito na retrofitních instalacích na lokomotivách ř. **750.7** a na motorových vozech ř. **842**, jakož i na novostavbách mot. vozů ř. **847** (PESA „RegioFox“).

V obou výše zmíněných případech (ALSTOM i CAF) je možnost využívat AVV i v klasickém režimu bez ETCS, tj. s lokalizací pomocí MIBů a s vazbou na zabezpečovač typu LS, resp. Mirel, protože při upgradu zůstaly zachovány periferie pro standardní AVV (snímače inf. bodů, vazba na LVZ typu LS).

3.3 Režim CB-E

Režim CB-E pod ETCS Siemens

Lokomotivy ř. **363.5** ČD Cargo jsou vybavovány ETCS od firmy Siemens. Na těchto lokomotivách sice bylo při jejich přeměně z ř. 163 (rok 2010–2013) instalováno AVV, ale v praxi nebylo využíváno. Majitel vozidel původně zamýšlel hardware AVV při instalaci ETCS zcela odstranit, nakonec ale došlo k dohodě, že AVV na lokomotivách zůstane, ale bude funkčně přizpůsobeno potřebám nákladního dopravce (který např. přesně podle jízdního řádu jezdí spíše výjimečně).

Po dohodě s ČD Cargo je tedy stávající AVV upraveno tak, že může fungovat pouze v režimu plného dohledu ETCS, které mu poskytuje veškerá dostupná provozní data. AVV samo totiž již žádná vlastní data (mapy tratí, jízdní řády) nemá, nemůže tedy být provozováno bez datové podpory ETCS, a tudíž nemůže být provozováno na trati bez ETCS. Z toho též dále plyne, že AVV nebude umožňovat režim regulace jízdní doby (optimalizaci jízdy), jehož využití je ale v nákladní dopravě (v jejím současném pojetí v ČR) silně problematické. Periferie pro standardní činnost AVV (snímače inf. bodů) jsou demontovány a vazba na národní zabezpečovač zrušena. Z klasického AVV, které bylo schopno brzdit ke 4 cílům zároveň a ještě optimalizovat průběh jízdy s ohledem na minimalizaci spotřeby, se tedy stal „pouhý“ regulátor cílového brzdění k jednomu cíli, což bylo nakonec zohledněno i v názvu režimu „CB-E“ – cílové brzdění k cíli ETCS.

Při technickém řešení komunikace s ETCS firmy Siemens jsme opět byli nuceni se přizpůsobit dostupnému řešení – využít rozhraní pro systém AFB, které je však zcela jiné než u ETCS Alstom, a to jak z pohledu datového (zcela jiné struktury paketů), tak fyzického (komunikace po sběrnici MVB).

Základním problémem provedení rozhraní dle firmy Siemens by v případné aplikaci pro osobní dopravu ale bylo, že na tomto rozhraní není dostupná informace o přečtené balíze. ETCS v tomto případě tedy neposkytuje informaci o tom, kde na síti se vlak nachází. V nákladní dopravě se s tím ještě dá pracovat, nákladnímu AVV stačí znát vzdálenost k cíli ETCS (plus informace o sklonu před vlakem, která na rozhraní dostupná je) a nepotřebuje znát přesnou polohu na síti. V osobní dopravě je ale přesná lokalizace (a to absolutní) nutná je, protože AVV brzdí i k místům, o kterých ETCS neví (zastávky). Navíc je absolutní lokalizace nutná i pro práci s jízdním řádem (výběr nejbližšího místa zastavení apod.) a optimalizaci jízdy (přiřazení času příjezdu konkrétnímu místu na trati; AVV musí znát rychlostní a sklonový profil dál než jen ke konci MA). Takto řešené rozhraní by tedy v osobní dopravě použitelné nebylo.

Ironií osudu je, že v následujícím projektu instalace ETCS na vozidla ČD Cargo (řada 242) již výrobce ETCS nabídl palubní jednotku s plnohodnotným rozhraním dle Subsetu 130, ovšem lokomotivy ř. 242 systémem AVV vybaveny nejsou... (ačkoliv na stroji 242.256 se koncem 80. let 20. století podobné zařízení, byť ještě na analogové bázi, úspěšně zkoušelo).

Režim CB-E pod ETCS CAF

Ačkoliv mobilní jednotka ETCS od firmy CAF disponuje plnohodnotným rozhraním dle Subsetu 130 a podporuje tedy systém AVV over ETCS bez funkčních omezení, bylo při návrhu instalace ETCS do lokomotiv řady **365** (ex Class 12 SNCB) dopravce SD-KD navrženo řešení podobné jako pro lokomotivy 363.5 ČD Cargo, a to z důvodu, že pro nákladní dopravu je takovéto řešení plně vyhovující a méně náročné z provozního pohledu (není nutno např. udržovat mapy tratí či jízdní řády). Oproti řešení na lokomotivě 363.5 ale v tomto případě AVV disponuje úplným rychlostním a sklonovým profilem před vlakem, takže může lépe reagovat na různé „záludnosti“ typu dvou rychlostních schodů blízko za sebou.

4 OD AVV OVER ETCS K ERTMS/ATO

Většina zmiňovaných instalací AVV over ETCS je po hardwarové stránce připravena k upgradu na plnohodnotné ERTMS/ATO (vyjma řešení s ETCS Siemens). Upgrade bude spočívat v doplnění již zmíněného modemu pro komunikaci s traťovou centrálou a dále ve výměně softwarového vybavení jednotky AVV, přičemž funkčně byl systém ERTMS/ATO v provedení AŽD (vč. „standardního“ hardware od firmy MSV elektronika) úspěšně vyzkoušen při testech interoperability již v roce 2020 ve Švýcarsku (lokomotiva Traxx ř. 185 DB Cargo) a ve Velké Británii (jednotka ř. 313 Network Rail).

Přechod k ERTMS/ATO však není záležitostí pouze provozovatelů vozidel, ale hlavně správce infrastruktury, a bude mít smysl až po vybudování infrastrukturní části systému ERTMS/ATO, která obsahuje traťové centrály s vazbami na systém dispečerského řízení provozu (GTN) a komunikační kanály GSM-R. Dále musí být v provozu management změn popisu infrastruktury, tzn. je nutné zajistit, aby se každá změna stavu infrastruktury (např. změna traťové rychlosti, změna polohy návěstidla či nástupiště) správně a včas dostala do všech databází, ze kterých se sestavují data pro vlaky řízené systémem ERTMS/ATO. Bez splnění těchto podmínek není systém ERTMS/ATO provozovatelný.

Z praktického pohledu je naprostá většina dat popisu infrastruktury pro potřeby ERTMS/ATO shodná s daty pro konfiguraci traťové části ETCS, a bylo by tedy žádoucí řešit jejich změny společně. Zároveň by se tím management změn dat konečně dostal do správy toho, komu přísluší a kdo je za správnost dat zodpovědný – správci infrastruktury (pro klasické AVV jsou data udržována společností AŽD).

„Funkční vzorek“ traťové centrály z produkce AŽD v současnosti pokrývá tratě ve vlastnictví AŽD, tj. Švestkovou dráhu (Litoměřice–Most) a Kopidlnku (Kopidlno–Dolní Bousov), a umožňuje tak na nich provoz systému ERTMS/ATO, což je na Kopidlnce využíváno během „autonomních víkendů“, kdy zde i s cestujícími jezdí souprava tažená vozem 811.111 Edita, vybaveným systémem ERTMS/ATO.

5 JAK DÁL S MIBY?

Na závěr ještě stručně naznačíme osud magnetických informačních bodů na tratích vybavených ETCS (přeci jen toto je součást infrastruktury a nikoliv vozidel, která jsou tématem této konference).

Je potřeba rozlišovat dvě situace: tratě s výhradním provozem ETCS a tratě se smíšeným provozem.

Na tratích s výhradním provozem ETCS je nezbytnou podmínkou připuštění vozidla na tuto trať funkční ETCS. Je-li toto vozidlo zároveň vybaveno AVV, musí toto být výhradně ve variantě „over ETCS“, a vozidlo se tedy primárně orientuje dle balíz. MIBy tedy budou na takovéto trati zbytečné (avšak viz dále).

Na tratích se smíšeným provozem je nutné MIBy zachovat pro vozidla s AVV, ale bez ETCS. Typickým příkladem takovéto tratě je společný úsek dvou tratí mezi stanicí a odbočkou vedlejší tratě, např. Praha-Vysočany – Odb. Skály, kde lze předpokládat provozní model s vlaky Praha – Lysá n. L. – Kolín / Hradec Králové jedoucími pod ETCS a vlaky Praha – Neratovice – Turnov provozovanými (dočasně) bez ETCS, ale s AVV. Traťový úsek bude osazen jak MIBy, tak balízami, vlaky jedoucí pod ETCS budou vybaveny mapou tratě s balízami (ale opět viz dále) a budou se tedy lokalizovat dle balíz, vlaky bez ETCS budou vybaveny mapou tratě s MIBy a budou se lokalizovat podle MIBů. Lze nicméně předpokládat, že tento stav bude jen dočasný a cílový stav bude opět výhradní provoz ETCS na všech tratích.

Podobná je i situace ve stanici typu „přípojná žst. vedlejší trati na hlavní trati s výhradním provozem“.

Celá situace s přechodem od MIBů k balízám je ale ještě komplikovaná tím, že upravené mapy tratí (s balízami) nevznikají samy od sebe. Vzhledem k poměrně značné délce tratí, které přecházejí či budou přecházet na výhradní provoz, je nutné počítat s tím, že jak samotná úprava map, tak i jejich verifikace a distribuce (vše zatím v gesci AŽD) budou trvat nějakou dobu. Systém AVV over ETCS je schopen se i při jízdě pod ETCS lokalizovat i podle MIBů, proto je provozně nezbytné nelikvidovat MIBy ihned po spuštění ETCS, ale prozatím je zachovat (příp. vrátit, pokud byly při rekonstrukci kolejiště sneseny) a jejich definitivní odstranění provést až po nasazení ověřených „balízových“ traťových map. Shrnuto do jedné věty: i když trať (či stanice) bude provozována ve výhradním režimu ETCS, MIBy tam pro udržení provozovatelnosti AVV musejí zůstat až do doby, než budou vozidla vybavena ověřenou mapou tratě s balízami.

6 ZÁVĚR

Problematika přechodu od AVV k ERTMS/ATO je čistě národní záležitostí, protože nikde jinde v Evropě není v provozu automatizační systém podobný našemu AVV. Tato situace též dokazuje, že v oblasti automatizace řízení drážních vozidel byla a je Česká republika daleko před zbytkem světa, za což patří dík našim předchůdcům, kteří již v polovině 60. let minulého století stanovili strukturu automatizačního systému tak, že je dodnes používána (byť dnes na jiné technologické základně) a plně vyhovuje současným nárokům.

◆◆

Literatura

[1] LIESKOVSKÝ, A. Praktické aplikace ATO over ETCS. In: *11. ročník Konference sdělovací a zabezpečovací techniky na železnici, sborník přednášek.* Praha: Správa železnic, s.o., 2023, s. 47–52.

[2] EUROPEAN UNION AGENCY FOR RAILWAYS. *CCS TSI Appendix A – Mandatory specifications (ETCS B4 R1, RMR: GSM-R B1 MR1 + FRMCS B0, ATO B1 R1)*. Online. Dostupné z: https://www.era.europa.eu/era-folder/1-ccs-tsi-appendix-mandatory-specifications-etcs-b4-r1-rmr-gsm-r-b1-mr1-frmcs-b0-ato-b1. [citováno 2025-05-26]

Zasláno / received: 05. 06. 2025, přijato / accepted: 17. 07. 2025, publikováno / published: 17. 09. 2025.

Příspěvek recenzovali / The paper was reviewed by: Ing. Jan Ouředníček, Ph.D. (Siemens Mobility, s.r.o.), Ing. Tomáš Konopáč (Správa železnic, státní organizace).

SOUČASNÉ PROBLÉMY V KOLEJOVÝCH VOZIDLECH

XXVII. konference s mezinárodní účastí
17.–19. září 2025, Česká Třebová

DIGITÁLNÍ AUTOMATICKÉ SPŘÁHLO (DAC) – INFORMACE O PROJEKTU

DIGITAL AUTOMATIC COUPLING (DAC) – PROJECT INFORMATION

Zdeněk MALKOVSKÝ[1]

e-ISBN: 978-80-7560-564-1
DOI: 10.46585/spkv20252674
ISSN: 3029-8342
CC BY

Abstrakt

Popis projektu DACFIT v návaznosti na všechny pracovní oblasti a činnosti související s DAC v rámci projektu Europe's Rail Flagship Project 5. Zkušenosti z analýzy možností zabudování DAC do stávající flotily nákladních vozů a lokomotiv, kterou řeší VÚKV ve spolupráci s partnery projektu. Diskuse širších souvislostí s ohledem na možnosti budoucího inteligentního nákladního vozu.

Klíčová slova

digitální automatické spřáhlo, nákladní vůz, lokomotiva

Abstract

Description of the DACFIT project in relation to all work areas and activities related to DAC within Europe's Rail Flagship Project 5. Experiences from the analysis of the possibilities of integrating DAC into the existing fleet of freight wagons and locomotives, which is being addressed by the VÚKV in cooperation with the project partners. Discussion of the broader context regarding future intelligent freight wagon options.

Keywords

digital automatic couplers, freight wagon, locomotive

1 ÚVOD

V roce 1903 Karl Scharfenberg přihlásil patent na automatické spřáhlo. V období mezi světovými válkami bylo ve spolupráci s firmami Siemens a Brown Boveri vyvinuto spřáhlo, které umožňovalo elektrické a vzduchové propojení. Toto spřáhlo v té době našlo uplatnění ve vozidlech pro přepravu osob.

Snahy použít v provozu nákladních vlaků v Evropě automatické spřáhlo mají dlouhou tradici. V roce 1928 byla v rámci UIC ustanovena pracovní skupina pro vývoj samočinného spřáhla. Práce na vývoji však nepřekročily fázi definování základních požadavků, které postupně narůstaly do nereálné výše.

Hospodářský rozvoj po druhé světové válce vedl ke zvýšení délky a hmotnosti nákladních vlaků. Předpokládalo se, že automatické spřáhlo umožní mj. provoz vlaků o hmotnosti až 1 600 t na horských tratích procházejících přes Alpy, aniž by se do souprav musela vkládat pomocná trakční vozidla [1]. Na začátku 60. let pak vyvstala potřeba koordinovat technické přípravy se zeměmi východního bloku tak, aby byla zachována kompatibilita se spřáhlem SA-3. Ani spřáhlo SA-3, které je založeno na Willisonově principu, ani americké spřáhlo Janney pro nákladní vozy, neumožňovaly kromě mechanického spojení propojení vzduchového potrubí a elektrické výbavy.

[1] **Ing. Zdeněk Malkovský, Ph.D.**, 0009-0005-9030-7907. VÚKV a.s. Bucharova1314/8, 158 00 Praha 5 – Stodůlky, Česká republika, tel.: +420 736 519 970, e-mail: malkovsky@vukv.cz

Po rozsáhlých provozních zkouškách v rámci Výzkumného a zkušebního ústavu ORE Mezinárodní železniční unie byly od 1. ledna 1965 závazně stanoveny pro nákladní vozy rozměry prostoru pro zabudování automatického spřáhla. Na zasedání Evropské konference ministrů dopravy (CEMT) dne 11. června 1970 bylo rozhodnuto zahájit dne 5. dubna 1979 zavádění automatického spřáhla v provedení AK69e/Intermat pro mezinárodní dopravu. Spřáhlo AK69e umožňovalo propojit vzduchové a elektrické vedení. Termín zahájení přestavby byl několikrát odložen jak z finančních, tak technických důvodů a posléze přestalo být zavedení automatického spřáhla centrálně podporováno.

Evropa je tedy stále posledním světadílem, který ještě na železnici hromadně nezavedl automatické spřáhlo. Používání nárazníků a tažného háku se šroubovkou je dnes určitým omezujícím faktorem. V současné době proto řada železničních nákladních dopravců vyvíjí logický tlak na automatizaci a digitalizaci s cílem dosažení efektivnější a atraktivnější nákladní železniční dopravy. Jedním z prostředků, který má umožnit dosažení těchto cílů je zavedení digitálního automatické spřáhla.

Nařízením Rady (EU) č. 2021/2085 ze dne 19. listopadu 2021 byl zřízen společný evropský železniční podnik (*Europe's Rail Joint Undertaking – EU-Rail).* Jedná se o nové evropské partnerství pro výzkum a inovace v oblasti železniční dopravy zřízené v rámci programu Horizont Europe (2020–2027) a jediného nástupce společného podniku Shift2Rail. V rámci programu EU-Rail Výzkum a inovace (R&I) jsou stanoveny inovativní a systémové pilíře. Součástí inovativního pilíře je jako oblast 5 (Flagship 5) stanovena Udržitelná konkurenceschopná digitální ekologická železniční nákladní doprava. V roce 2022 byl v rámci 5. rámcového programu Evropské železnice (FP5-TRANS4M-R) schválen projekt „Plně digitální provoz nákladních vlaků – Full Digital Freight Train Operations (FDFTO)". Cílem programu FP5-TRANS4M-R je stanovení provozních postupů, funkčních požadavků a systémové architektury pro FDFTO. Projekt navazuje na projekt EDDP – European DAC Delivery Programme a je finančně podpořen ze strany Europe's Rail Joint Undertaking (ERJU, EU Rail).

Pro řešení otázek souvisejících s přechodem stávajícího vozidlového parku na DAC bylo založeno konsorcium DACFIT. Na jeho výzkumných aktivitách se pod vedením DB Cargo podílí dalších 6 firem: Instytut kolejnictwa (Polsko), K+V Ingeniergesellschaft MBH (Německo), BME ITS (Maďarsko), VÚKV a.s. (Česko), Fraunhofer Gesellschaft (Německo) a VPI European Rail Service (Německo).

Zapojení VÚKV a.s. do projektu DACFIT si vyžádalo DB Cargo, neboť zkušenosti VÚKV v oblasti pevnostních zkoušek nákladních vozů a jejich posuzování dobře doplnily aktivity ostatních členů konsorcia.

Projekt DACFIT byl schválen řídícím výborem ERJU dne 9. 4. 2024 a oficiálně zahájen 15. 10. 2024. Doba trvání je 24 měsíců. Projekt hraje rozhodující roli při realizaci plánu přechodu na DAC, přičemž se zaměřuje jak na kvantitativní (číselné), tak i kvalitativní (technické možnosti) analýzy stávajícího parku nákladních vozů a lokomotiv z hlediska možnosti jejich modernizace, plánování kapacity modernizace a plánů komplexní realizace přechodu na DAC.

2 STRUKTURA PROJEKTU DACFIT

Projekt je rozčleněn na 8 následujících pracovních balíčků:

- WP1 – Řízení a koordinace projektů
- WP2 – Předběžná technická analýza parku železničních nákladních vozů
- WP3 – Dokončení technické analýzy parku železničních nákladních vozů
- WP4 – Kvantitativní analýza parku železničních nákladních vozů
- WP5 – Procesy, časy a požadavky na modernizaci
- WP6 – Dostupná a potenciální kapacita pro modernizaci
- WP7 – Kapacitní plán modernizace
- WP8 – Šíření, komunikace a využívání

VÚKV se podílí v rámci balíčků WP2 a WP3 nejen na analýzách stávajícího parku nákladních vozů, ale i lokomotiv vyrobených v České republice, resp. před rokem 1993 v Československu.

Výstupy z těchto analýz jsou využívány pro kvantitativní analýzy v rámci WP4. Hlavním cílem v tomto pracovním balíčku je vyvinout co možná nejpodrobnější inventarizační analýzu a přehled vozového parku železničních nákladních vozů využívajících standardní rozchod kolejí 1435 mm v celé Evropě. Výsledný soupis bude zahrnovat počet a klasifikaci lokomotiv a vozů, rozlišených podle konkrétních typů vozidel. Kromě toho je plánována identifikace distribučních a provozních regionů těchto vozidel v rámci Evropy včetně počtu jejich aktivních vozidel podle typu.

Souběžně s pracemi realizovanými v rámci projektu DACFIT pokračuje vývoj jak mechanické, tak i pneumatické, elektrické a digitální části DAC tak, jak jsou specifikovány jednotlivé funkční úrovně:

- FL1: Automatické spojení mechanických částí; manuální rozpojení je možné
- FL2: FL 1 plus automatické propojení vzduchového potrubí
- FL3: FL 2 plus automatické propojení elektrických rozvodů
- FL4: FL 3 plus automatické propojení datových přenosů
- FL5: FL 4 plus zcela automatické rozpojení

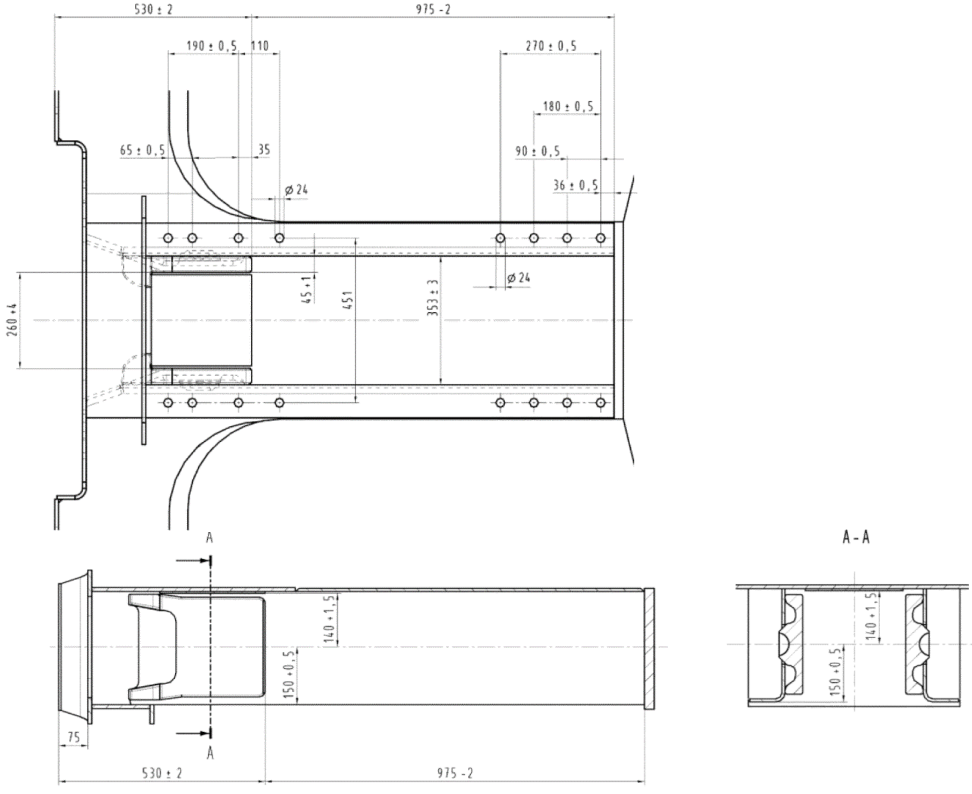
3 ANALÝZA NÁKLADNÍCH VOZŮ

Ve VÚKV bylo od roku 2000 vyzkoušeno více než 150 typů nákladních vozů od různých výrobců. Podklady z těchto vozů představují unikátní zdroj informací potřebných pro analýzu možnosti zabudovat AS. Se všemi významnými výrobci nákladních vozů byla projednána možnost využití těchto informací a k dispozici je jejich písemný souhlas. Samozřejmě využití je omezeno pouze na posouzení splnění dále uvedených základních kritérií.

Těmi jsou geometrická kompatibilita a schopnost přenést výjimečná podélná tahová a tlaková zatížení přes automatické spřáhlo do nosné struktury vozu.

3.1 Geometrická kompatibilita

Mezinárodní železniční unie UIC vydala vyhlášku UIC 530-1 [2], která od 1.1.1974 zavazovala výrobce nákladních vozů dodržovat požadavky v ní uvedené nejen na spřáhlové komory, ale i na tvar čelníku.

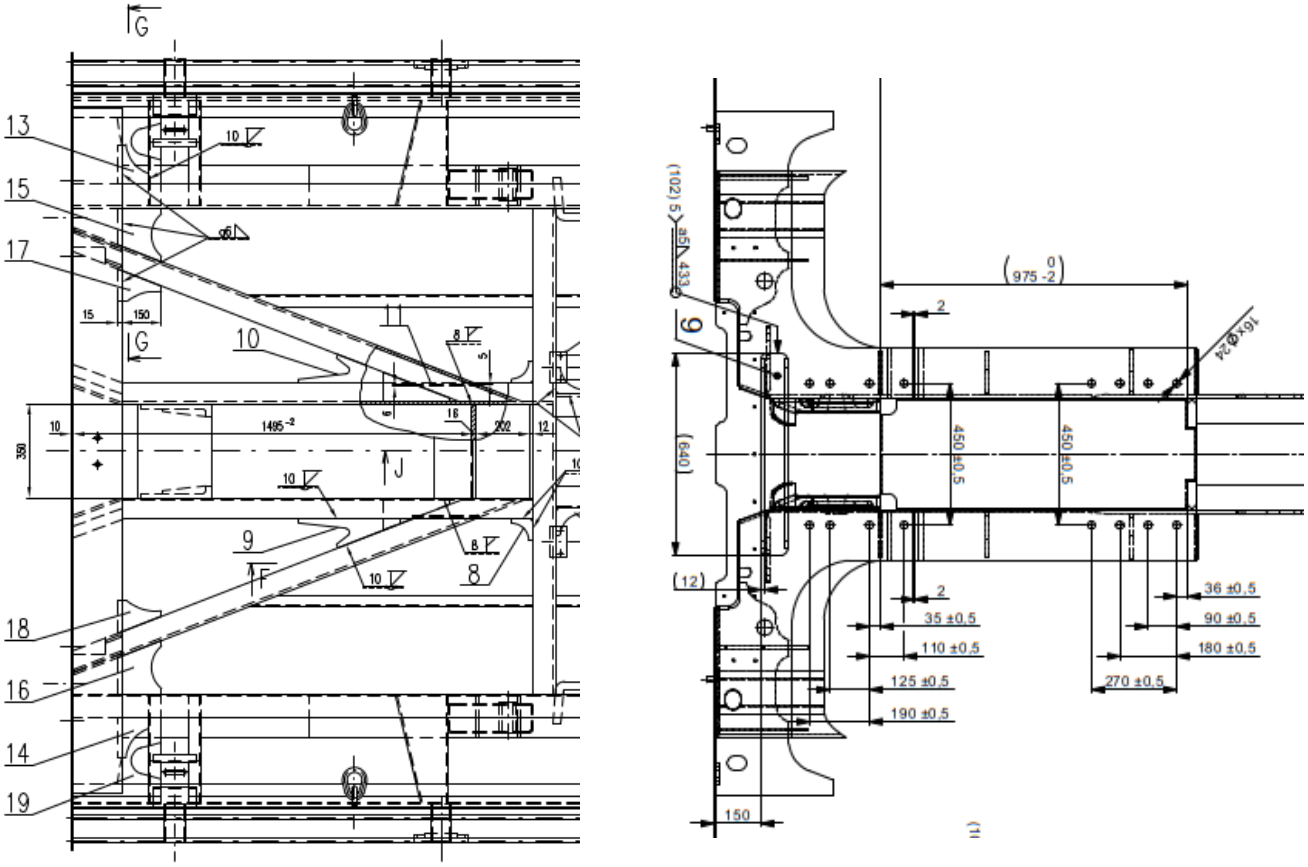


Obr. 1 Závazné rozměry pro instalaci spřáhla

V Československu byly požadavky z této vyhlášky převzaty do Konstrukční směrnice [3]. Ta byla závazná pro všechny vagónky (Poprad, Studénka, Česká Lípa), neboť byla vydána Federálním ministerstvem hutnictví a těžkého strojírenství. Byla zároveň potvrzena Federálním ministerstvem dopravy. Požadavky na geometrické provedení podle vyhlášky UIC 530-2 [2] byly převzaty i do návrhu nové evropské normy prEN 18171 [4].

V roce 2006 byla vydána první verze TSI WAG [5]. TSI WAG jako závazný právní dokument Evropské unie neobsahovaly žádné požadavky na zástavbové rozměry pro instalaci AS. Výrobci toho využili, a pokud to nebylo požadováno zákazníkem, příprava pro zabudování AS nebyla realizována.

Porovnání tvaru spřáhlové komory a čelníku s přípravou a bez přípravy pro zabudování automatického spřáhla je uvedeno na obr. 2.

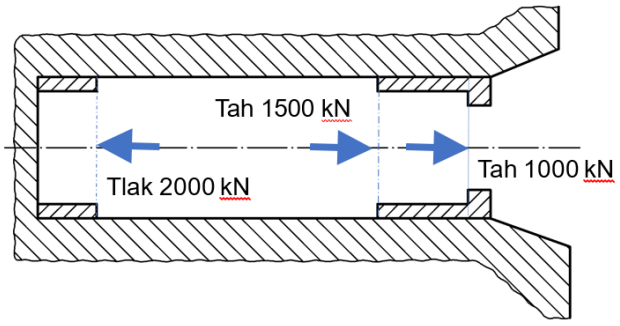


Bez přípravy pro DAC S přípravou pro DAC

Obr. 2 Porovnání oblasti spřáhlové komory

3.2 Požadavky na dimenzování

Požadavky na dimenzování vycházejí ze znění vyhlášky UIC 530-2 [2]. V ní je definováno zatížení tlakovou silu 2 000 kN a tahovou silu 1 500 kN, resp. 1 000 kN v ose spřáhla. Schematicky jsou předepsaná zatížení zobrazena na obr. 3.



Obr. 3 Síly v ose AS předepsané pro dimenzování

Velikosti výjimečných podélných zatížení předepsaných ve vyhlášce UIC 530-2 [2] jsou shodné s požadavky uvedenými v evropské normě ČSN EN 12663-2 [6] a v návrhu nové evropské normy prEN18171 [4].

V souvislosti s analýzou, zda vozy jsou dostatečně dimenzovány pro předepsaná zatížení, si je nutné uvědomit, že pevnostní výpočty metodou konečných prvků a statické pevnostní zkoušky skříní nákladních vozů byly prováděny vždy u konstrukce, u které byly respektovány požadavky vyhlášky UIC 530-2 [2], ale nemohla být provedena analýza vlivu zeslabení konstrukce v důsledku nových průchodů pro elektrické a datové kabely, které budu nutné pro DAC funkční úrovně FL3 až FL5. Požadavky na tyto průchody zatím nejsou vyjasněny. Protože se počítá s napětím 400 V [7] lze očekávat, že tyto průchody budou mít větší rozměry s odpovídajícím dopadem na pevnost konstrukce nákladního vozu.

Pro nákladní vozy jsou pro typové schválení předepsány nárazové zkoušky. V kapitole 8 normy EN 12663-2 [6] jsou podrobně popsány zkoušky nárazem na nárazníky. V kapitole 8.2.5.2 „Speciální nákladní vozy s automatickými spřáhly“ jsou pouze uvedeny rychlosti narážení pro kategorie nákladních vagónů F-I a F-II. Vzhledem k tomu, že se jedná o stejné rychlosti narážení jako při zkouškách vagónů s nárazníky, lze dovozovat, že metodiky zkoušek budou v obou případech stejné. Ze zkušeností VÚKV lze konstatovat, že prakticky žádný z analyzovaných vozů nebyl zkoušen nárazem na AS.

Výše uvedené skutečnosti musí být vzaty do úvahy při rozhodování o postupu schvalování rekonstrukcí nákladních vozů pro přestrojení na AS (DAC).

3.3 Poznatky získané při zpracování analýzy nákladních vozů

V rámci pracovních balíčků WP2 a WP3 je posuzovaní vozů relativně jednoduché. Výstup z těchto pracovních balíčků je základem pro kvantitativní analýzu parku železničních nákladních vozů. Ovšem zde nastává určitý problém s jednoznačnou identifikací vozů, které jsou reálně v provozu v Evropě. Všechny typy vozů mají své písmenné označení řady, např. Hbillss, Zans apod. Toto označení však vykazuje určitou variabilitu (např. Habbii(ll)ns nebo Habbillnss). Navíc vozy od stejného výrobce se stejným označení řady mohou být různého typu. Vůz stejné řady od stejného výrobce může proto mít při stejných rozměrech v jednom případě přípravu pro zabudování AS a ve druhém nikoliv. Podle písmenného označení se tedy vozy nedají jednoznačně identifikovat.

Kromě řady je proto je nutné znát i typ vozu. Většina výrobců označuje vůz jednoznačným typovým kódem, ale někteří výrobci typové označení veřejně neuvádějí nebo jako typové označení používají číslo typového výkresu.

Jasným jednotícím prvkem by mělo být číslo vozu uvedené v evropském registru vozidel. Každý vůz má své dvanáctimístné číslo, které lze dohledat v národním nebo v současné době v evropském registru vozidel (EVR). Ne všechny země ale převedly své národní registry do evropského registru. V některých případech došlo k přečíslování, a proto dohledatelnost potřebných údajů je i v tomto případě také složitější.

Na základě těchto skutečností navrhlo VÚKV pro každý z analyzovaných typů vozů shromažďovat následující informace:

1. Označení řady (např. Tagnoos, Sggrss 80´)
2. Označení typu (např. 9-973-0, Z015)
3. Číslo EVR (např. 09 56 7929 000-7)
4. Výrobce vozu
5. Rok výroby
6. Délka přes nárazníky (mm)
7. Vzdálenost otočných čepů (mm)
8. Vlastní hmotnost vozu (kg)
9. Číslo výkresu představku / čelníku a jeho název
10. Pevnostní výpočet
11. Protokol ze zkoušky

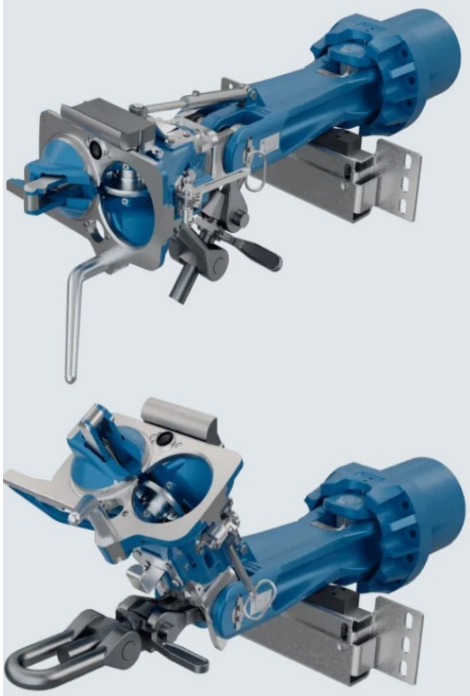
Pouze na základě vzájemného propojení údajů z položek 1 až 8 lze analyzovaný vůz jednoznačně identifikovat. Informace z podkladů uvedených v položkách 9 až 11 jsou základem pro jednoznačné vyjádření, zda vůz je nebo není z hlediska mechanického rozhraní připraven pro zabudování AS.

Výsledek identifikace vozů je pak základem pro provedení kvantitativní analýzy parku železničních nákladních vozů.

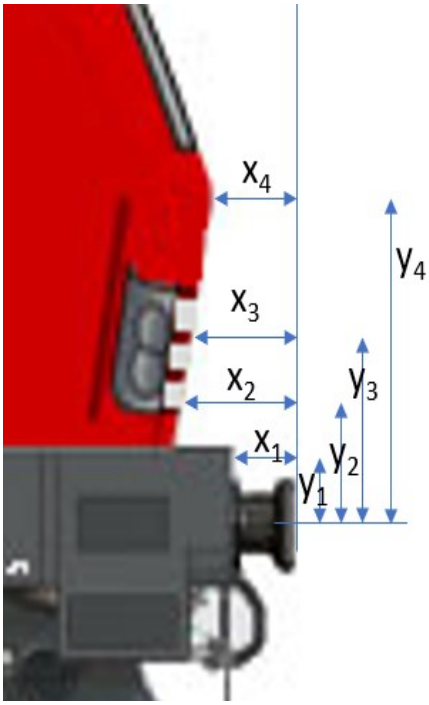
4 ANALÝZA LOKOMOTIV

Situace u lokomotiv je odlišná od nákladních vozů. Kromě geometrické kompatibility a schopnosti přenášet podélná zatížení se u lokomotiv musí sledovat i další parametry. Jedním z kritických parametrů je dodržení hmotnosti na nápravu po montáži AS. U lokomotiv se předpokládá použití hybridního AS, které umožňuje připojení vozů s klasickým spřáhlem. Příklad je uveden na obr. 4. Z důvodu vyklápění hlavy spřáhla směrem vzhůru je nutné provést i analýzu tvaru čela lokomotivy.

Příklad popisu tvaru čela je uveden na obr. 5. Bohužel přesné rozměry hybridního spřáhla, zejména obálka výklopné hlavy, nebyly doposud oficiálně deklarovány.



Obr. 4 Hybridní AS; zdroj: https://www.dellner.com



Obr. 5 Analýza tvaru čela

Tab. 1 Příklad lokomotiv se stejným konstrukčním řešením skříně

Řada	Typ	Rok výroby	Ceková hmotnost (t)	Počet	Příklad
131, ex E 479.1		1980-1982	2x85	100	
162, ex E 499.3	71E	1991-2021	85	83	
263, ex S 499.2	70E	198-1988	85	12	
242, ex S 499.02		1975-2016	84	91	
361, ex (Ex. 162, 163)	71E	2011-2017	85	26	
362, ex ES 499.1	69Er	1990-2021	86	83	
363, ex. ES 499.1 a 163	69E, 71EM	1984-2022	86	197	
363.5, ex. 163	69E, 71EM	2010-2012	88	30	
371, ex ES 499.2	76Em	1994-2001	83	7	
372, ex ES 499.2	76E	1988-1991	84	15	

Dalším prověřovaným parametrem je zdroj elektrické energie. Zdroj napájení musí mít výkon minimálně 3 kW a jednofázové střídavé napětí 400 V 50/60 Hz.

Lokomotivy vyráběné v České republice, resp. Československu lze z hlediska konstrukce skříně rozdělit do několika základních skupin. Příklad jedné takové skupiny elektrických lokomotiv je uveden v tab. 1.

Lokomotivy byly vícekrát upravovány, ale geometrie základního hlavního rámu se neměnila. Změna nastala u celkové hmotnosti, resp. u hmotnosti na nápravu. Jako příklad lze uvést přestavbu jednosystémových lokomotiv na vícesystémové nebo zabudování mobilní části ETCS. Zvýšení hmotnosti nebylo zatím detailněji prověřováno. Z hlediska geometrické kompatibility je u starších lokomotiv spřáhlová komora připravena na zabudování AS. U novějších lokomotiv, jako jsou řady 380 nebo 744, však příprava na zabudování AS není. Základní rám u těchto lokomotiv tak z tohoto důvodu nebyl ani výpočtem, ani zkouškou prověřován pro zatížení podélnou tlakovou silou 2 000 kN v ose spřáhla.

Odlišná situace je u starších lokomotiv. Ty údajně byly zkoušeny i na podélné tlakové zatížení 2 000 kN v ose spřáhla, ale oficiální podklady již nejsou k dispozici. Je to dáno samozřejmě i stářím těchto lokomotiv. Z tohoto důvodu se zatím lokomotivy vyráběné v České republice, resp. Československu hodnotí jako nevhodné pro přestavbu na zabudování AS.

5 ZÁVĚR

Analýza nákladních vozů a lokomotiv vyráběných v České republice, resp. Československu probíhá zatím bez finálně schváleného provedení mechanické části automatického spřáhla pro nákladní vozy, resp. hybridního pro lokomotivy. Při analýze se kontrolují dostupné podklady z hlediska geometrické kompatibility a z hlediska schopnosti konstrukce přenést do základního rámu vozidla podélnou tlakovou sílu 2 000 kN v ose spřáhla. Pokud není potvrzena geometrická kompatibilita podle vyhlášky UIC 530-2 [2], resp. návrhem evropské normy prEN 18171 [4] a nejsou doložitelné výsledky výpočtu nebo statické pevnostní zkoušky, je vozidlo hodnoceno jako vozidlo nevhodné pro dosazení DAC, resp. vyžadující velkou rekonstrukci. U nákladních vozů lze přepokládat, že přibližně polovina typů má již přípravu pro AS. Lokomotivy domácí provenience, které z hlediska geometrie spřáhlové komory by umožnily zástavbu DAC, však bez provedení dodatečných výpočtů nebo zkoušek jsou hodnoceny jako nevhodné pro zabudování hybridního DAC bez náročné rekonstrukce. Ta však bude pravděpodobně stejně nutná po schválení požadavků na elektrickou a datovou část DAC.

Výzkum je podpořen ze strany Europe's Rail Joint Undertaking v rámci projektu DACFIT.

◆◆

Literatura

[1] KORTSCHAK, B., MOLLE, P. Von der Automatisierung zur Digitalisierung im Schienengüterverkehr – am Beispiel DAK. *ZEVrail.* Jahrgang 146 (2022), Ausgabe Sonderheft Graz 2022, s. 98–103. ISSN 1618-8330.

[2] UIC Kodex 530-2:1974. *Konstruktive Maßnahmen an Güterwagen im Hinblick auf die Einführung der automatischen Kupplung bei den Mitgliedsbahnen der UIC und bei den Mitgliedsbahnen der OSShD*.

[3] VÝZKUMNÝ ÚSTAV KOLEJOVÝCH VOZIDEL. *Koncepcia spodku nákladných vozňov pre automatické spriahadlo*. Konstrukční směrnice č. 459.9.001.00.51.2. 1. 4. 1985.

[4] prEN 18171:2025. *Railway applications – Railway Rolling stock – Digital Freight Automatic Coupler – Performance requirements specific interface geometry and test method*.

[5] Rozhodnutí Komise č.2006/861/ES ze dne 28. července 2006 o technické specifikaci pro interoperabilitu subsystému „Kolejová vozidla – nákladní vozy“ transevropského konvenčního železničního systému. In: *Úřední věstník Evropské unie*. L 344, 8. 12. 2006.

[6] ČSN EN 12663-2:2010+A1:2024. *Železniční aplikace – Pevnostní požadavky na konstrukce skříní kolejových vozidel – Část 2: Nákladní vozy*.

[7] *Functional Requirements Specification of Train Functions*. Prezentace FP5-TRANS4M-R Deliverable 5.1. Draft z 2024-07-30.

Zasláno / received: 19. 06. 2025, přijato / accepted: 01. 07. 2025, publikováno / published: 17. 09. 2025.

Příspěvek recenzovali / The paper was reviewed by: Ing. Lukáš Soukup (Ministerstvo dopravy ČR), doc. Ing. Tomáš Michálek, Ph.D. (Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera).



"Funded by the European Union"





„The project is supported by the Europe's Rail Joint Undertaking and its members. Views and opinions expressed are however those of the author(s) only and do not necessarily reflect those of the European Union or the Europe's Rail Joint Undertaking. Neither the European Union nor the granting authority can be held responsible for them."

SOUČASNÉ PROBLÉMY V KOLEJOVÝCH VOZIDLECH

XXVII. konference s mezinárodní účastí
17.–19. září 2025, Česká Třebová

MĚŘENÍ AERODYNAMICKÝCH EFEKTŮ V TUNELECH NA ŽELEZNIČNÍ SÍTI ČR

THE MEASUREMENTS OF AERODYNAMIC EFFECTS IN TUNNELS ON THE CZECH RAILWAY NETWORK

Emanuel MERGL[1], Jiří ŠÁTEK[2]

e-ISBN: 978-80-7560-564-1
DOI: 10.46585/spkv20252662
ISSN: 3029-8342
CC BY

Abstrakt

Článek představuje aerodynamická měření v tunelech na železniční síti ČR, jejichž hlavním úkolem bylo demonstrovat velikost efektů při rychlostech 160 až 200 km/h a analyzovat výsledky ve vztahu k nově projektovaným tratím. Jsou prezentovány ukázky naměřených tlakových změn a rychlostí proudění na pevné pozici v tunelu nebo tlakových změn na povrchu jedoucího vozidla. Dále jsou uvedena působící tlaková zatížení na vozidla a tlakový komfort cestujících pro tyto rychlosti. Závěrem jsou shrnuty související požadavky na vozidla, které tvoří důležitou součást návrhu a provozu na nových tratích v ČR s rychlostí 200 km/h.

Klíčová slova

aerodynamika, tunely, kolejová vozidla, měření, tlakové změny

Abstract

The article presents aerodynamic measurements in tunnels on Czech railway network whose main task was to demonstrate effect magnitudes at speeds of 160 to 200 km/h and to analyse the results in relation to new projects of lines. There are presented examples of measured pressure changes and airflow speeds on the fixed position inside tunnel or pressure changes on the surface of running train. Further there are shown pressure loads acting on the vehicle and passenger pressure comfort for such train speeds. Finally, there are summarised related requirements on vehicles that comprise important part of design and operation on new lines in the Czech Republic with the speed of 200 km/h.

Keywords

aerodynamics, tunnels, railway vehicles, measurement, pressure changes

1 ÚVOD

V posledních letech probíhá realizace studií na základě zadání GŘ O13 Správy železnic, státní organizace, které se věnují aerodynamickým efektům v tunelech. Jejich hlavním záměrem je systematické posouzení vybraných efektů v návaznosti na nově projektované stavby a plánované zvyšování traťové rychlosti na železniční síti v České republice. Důležitou součástí byla i realizace případových měření v existujících tunelech, které měly poskytnout detailní pohled na skutečnou velikost efektů.

[1] **Ing. Emanuel Mergl**. VÚKV a.s. Bucharova 1314/8, 158 00 Praha 5 – Stodůlky, Česká republika, tel.: +420 736 519 952, e-mail: mergl@vukv.cz
[2] **Ing. Jiří Šátek**. VÚKV a.s. Bucharova 1314/8, 158 00 Praha 5 – Stodůlky, Česká republika, tel.: +420 736 519 947, e-mail: satek@vukv.cz

Následující text prezentuje soubor měření, které v oblasti aerodynamiky v tunelech obvykle probíhá, a je ukázkou velikosti efektů, které se vyskytují již v současných provozních podmínkách a s vyšší rychlostí dále narůstají. Uvedené příklady byly naměřeny v tunelech na IV. tranzitním železničním koridoru, kde se nachází několik dvoukolejných tunelů, z nichž některé jsou již vybudovány pro rychlost až 200 km/h. Typickým reprezentantem je například tunel Mezno v úseku Sudoměřice-Votice, jehož řešení je zobrazeno na obr. 1.



Obr. 1 Pohled na řešení tunelu Mezno – portál (vlevo) a tubus tunelu (vpravo)

2 PROBLEMATIKA MĚŘENÍ AERODYNAMICKÝCH EFEKTŮ V TUNELECH

Základní požadavky na měření aerodynamických efektů v tunelech jsou v současnosti uvedeny v evropské normě EN 14067-5 [1]. Základem měření je záznam průběhu změn statického tlaku, který je způsoben tlakovými vlnami vznikající vlivem setrvačných účinků při vjezdu a výjezdu vozidla do, resp. z tunelu a třecími efekty při průjezdu vozidla tunelem. Při vyhodnocení naměřených dat se obvykle analyzuje tlaková charakteristika vozidlo-tunel, tj. charakteristické tlakové změny:

- Δp_N vlivem vjezdu čela vozidla do tunelu,
- Δp_{fr} vlivem třecích efektů podél délky vozidla,
- Δp_T vlivem vjezdu konce vozidla do tunelu,
- Δp_{HP} vlivem průjezdu čela vozidla kolem měřicího stanoviště.

Bližší popis tlakových změn, jejich vznik a působení na vozidla je stručně popsán například v příspěvku [2]. Ostatní měřené veličiny – rychlost proudění v tunelu, atmosférické podmínky (tlak, teplota a vlhkost) v tunelu a rychlost vozidla na jeho vjezdu do tunelu, slouží zejména pro následné vyhodnocení a korekci naměření tlakových hodnot do referenčních podmínek. Rychlost proudění ovšem poskytuje i informace o dalších souvisejících efektech v tunelu.

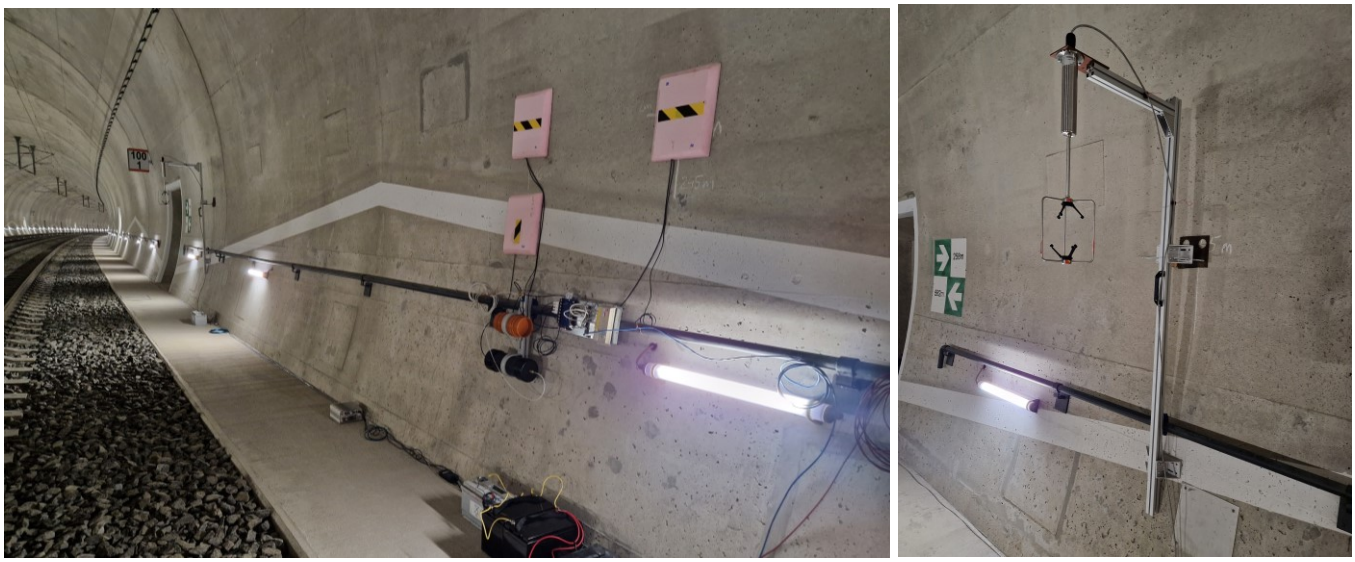
Rozmanitost konstrukčního řešení vozidel i tunelů vyžaduje podrobnou přípravu každého měření a stanovení vhodných zkušebních podmínek. V praxi je často limitujícím faktorem potřebná minimální délka tunelu, aby bylo možno naměřit všechny relevantní složky tlakových změn v jejich odpovídající velikosti bez zkreslení, které vzniká při vzájemné interakci po jejich odrazech na druhém portálu.

Jelikož tlakové vlny přetrvávají v tunelu po dobu, dokud není jejich energie zmařena třením na vnitřních površích tunelu a odrazy od portálů, je nezbytné při měření eliminovat přítomnost efektů spojených s tzv. aerodynamickým míjením vozidel, kdy vozidlo a jím generované tlakové změny interagují s efekty od předchozího vozidla.

Důležitou součástí zkoušky je rovněž analýza vlivu specifických prvků v tunelu jako jsou větrací šachty, průchody, kaverny, tvar portálu apod. Všechny tyto prvky mohou ovlivnit vznik a následné šíření tlakových změn a musí být vyloučeny nebo následně korigovány během vyhodnocení.

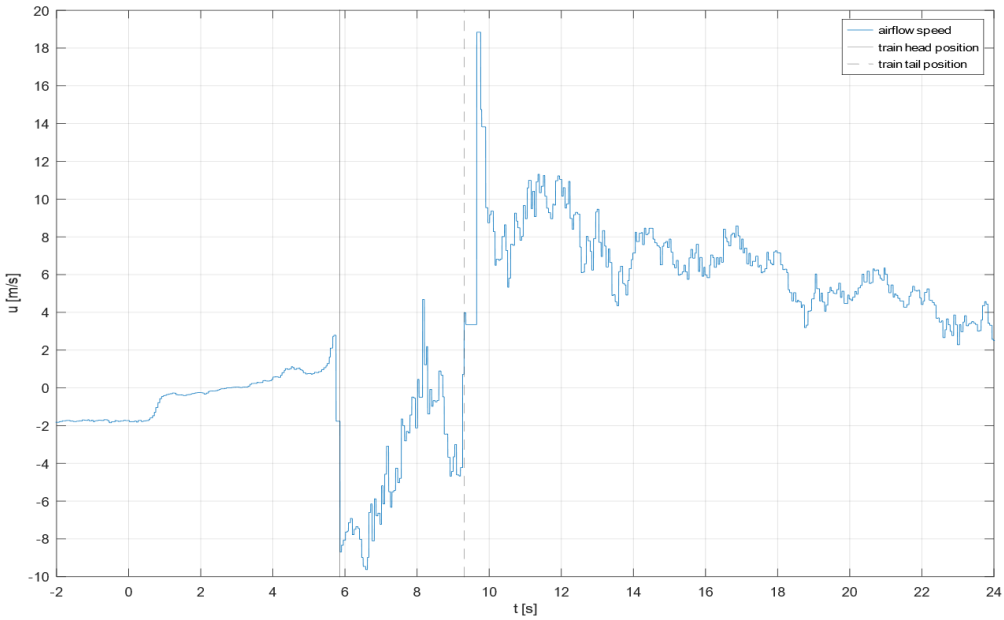
3 TLAKOVÉ ZMĚNY NA PEVNÉ POZICI V TUNELU

Měření na pevné pozici v tunelu představuje základní možnost hodnocení reálných aerodynamických vlastností vozidla i tunelu. Tlakové změny a rychlosti proudění jsou měřeny v dostatečné vzdálenosti od vjezdového portálu, aby bylo možno zaznamenat kompletní tlakovou charakteristiku vozidlo–tunel. Ukázku instrumentace pro tento případ ukazuje obr. 2.



Obr. 2 Ukázka instrumentace při zkoušce na pevné pozici v tunelu – snímače tlakových změn (vlevo) a anemometr pro záznam rychlosti proudění (vpravo)

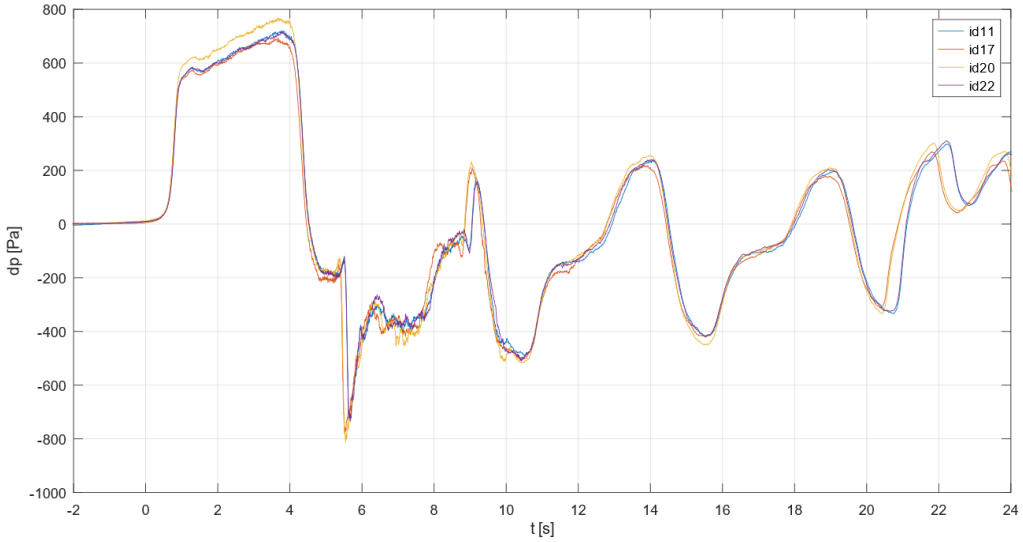
Měření rychlosti proudění v tunelu je nezbytnou podmínkou, která umožňuje stanovit počáteční rychlost proudění v tunelu a tím i relativní rychlost vozidla na vjezdu do tunelu. Příklad záznamu rychlosti proudění na pevné pozici v tunelu ukazuje obr. 3. Na tomto průběhu lze sledovat některé charakteristické jevy – přítomnost počátečního proudění v tunelu, zpětné proudění v okolí vozidla nebo špičky rychlosti těsně za vozidlem, které dokazují existenci dalších témat aerodynamiky v železničních tunelech – výskyt přirozeného proudění, nárůst přítlačné síly pantografu vlivem relativní rychlosti proudění působící na lištu sběrače, resp. aerodynamická zatížení objektů vystavených působícímu proudění.



Obr. 3 Průběh rychlosti proudění v tunelu Mezno při průjezdu lokomotivní soupravy s 5 osobními vozy rychlostí 160 km/h včetně vyznačených okamžiků průjezdu čela a konce vlaku kolem měřicího stanoviště; vjezd čela vlaku do tunelu je v čase 0 s

Příklad průběhu tlakových změn na pevné pozici v tunelu ukazuje obr. 4, na kterém je možné pozorovat některé dříve zmíněné charakteristické složky, okamžik průjezdu vozidla kolem měřicího stanoviště nebo opakovaný výskyt odražených tlakových vln. Časová poloha jednotlivých tlakových vln je způsobena odchylkami v rychlosti jednotlivých souprav. Velikost tlakových změn je mimo jiné ovlivněna relativní rychlostí vozidla, tj. počáteční rychlostí proudění v tunelu v jednotlivých případech.

Tyto tlakové změny působí jako zdroj aerodynamických zatížení na konstrukce oddělující rozdílná prostředí (dveře nouzových východů, skříně rozvaděčů apod.), která by byla umístěna na dané pozici v tunelu. Pro další zobecnění nebo porovnání s mezními hodnotami mohou být tyto výsledky dále transformovány do referenčních podmínek – standardní hustoty vzduchu, rychlosti vozidla, nulové počáteční rychlosti proudění a příčného průřezu tunelu.



Obr. 4 Průběh tlakových změn v tunelu Mezno na pevné pozici při průjezdu lokomotivní soupravy s 5 osobními vozy rychlostí 160 km/h; srovnání pro několik nezávislých jízd

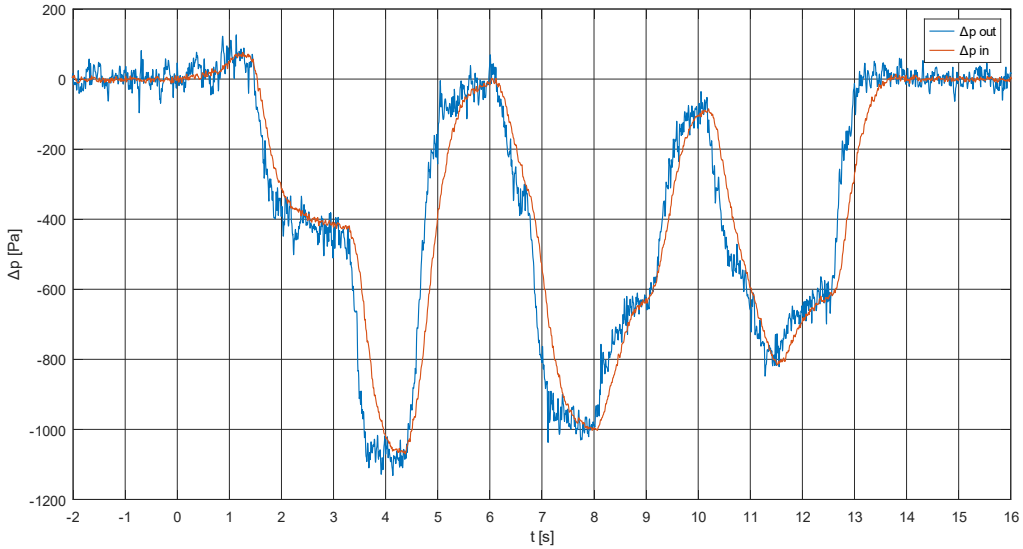
4 TLAKOVÉ ZMĚNY PŮSOBÍCÍ VNĚ A UVNITŘ VOZIDLA

Tlakové změny lze rovněž zaznamenávat na jedoucím vozidle. V tomto případě je jejich průběh odlišný oproti příkladu v předchozí kapitole, jelikož měřicí stanoviště je pohyblivé a interakce s jednotlivými tlakovými vlnami je současně závislá na rychlosti vozidla. Ukázku instrumentace při takovém měření na vozidle zobrazuje obr. 5.



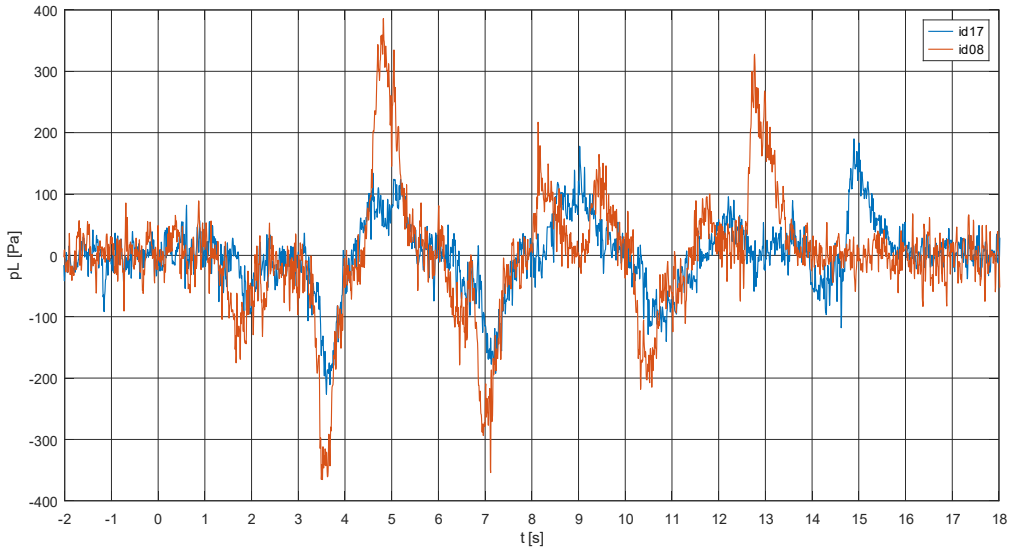
Obr. 5 Ukázka instrumentace při zkoušce na vozidle – celkový pohled na umístění tlakového snímače na bočnici vozu WRmz ^{817} (vlevo) a detail snímače (vpravo)

Charakteristické tlakové změny, jejichž přítomnost se v tomto případě objevuje v jiném pořadí než u záznamu na pevné pozici v tunelu, ukazuje obr. 6 včetně srovnání jejich průběhu vně a uvnitř vozidla. Relativně rychlé vyrovnávání tlaku uvnitř vozidla zde naznačuje netěsnost vozu, pročež se v jeho interiéru vyskytují tlakové změny o podobné velikosti jako v samotném tunelu.



Obr. 6 Průběh tlakových změn vně (Δp out) a uvnitř (Δp in) zkušební soupravy na pozici ve vzdálenosti 24 m od čela při rychlosti cca 190 km/h při průjezdu tunelem Deboreč; vjezd čela soupravy do tunelu je v čase 0 s

Účelem měření tlakových změn na vozidle je obvykle vyhodnocení zatížení jeho konstrukce, stanovení jeho tlakotěsnosti nebo vyhodnocení tlakového komfortu cestujících. Tlakové zatížení odpovídá rozdílu tlaku působícího vně a uvnitř vozidla v daný okamžik a příklad jeho průběhu včetně srovnání pro rychlosti 190 km/h a 160 km/h je uveden na obr. 7.



Obr. 7 Srovnání průběhu tlakových zatížení zkušební soupravy na pozici ve vzdálenosti 24 m od čela při rychlosti 160 km/h (id17) a 190 km/h (id08) během průjezdu tunelem Deboreč

Toto představuje příklad reálných provozních zatížení působící na vůz zařazený v dané lokomotivní soupravě při jejím sólo průjezdu tunelem. Výrazně vyšší hodnoty zatížení lze očekávat pro situace míjení vozidel, které pak definují výjimečná (návrhová) tlaková zatížení ve dvoukolejných tunelech. Tato tlaková zatížení působí na celou skříň vozu včetně komponent, jako jsou dveře, okna atd.

5 TLAKOVÝ KOMFORT CESTUJÍCÍCH

Z pohledu cestujícího jsou podstatné tlakové změny v interiéru, jejichž vnímání přispívá k jeho celkové úrovni pohodlí za jízdy. Vstupem pro hodnocení tlakového komfortu je záznam tlakových změn v interiéru vozidla. Ukázku instrumentace pro toto měření ukazuje obr. 8.

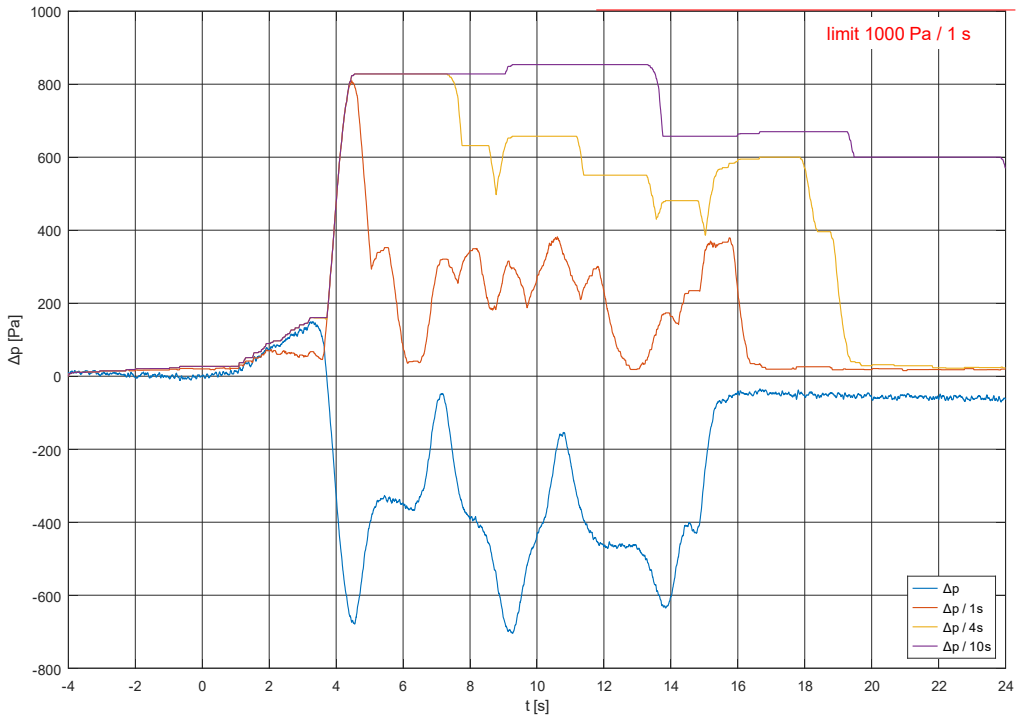


Obr. 8 Ukázka instrumentace pro záznam tlakových změn ve vozidle při zkoušce tlakového komfortu

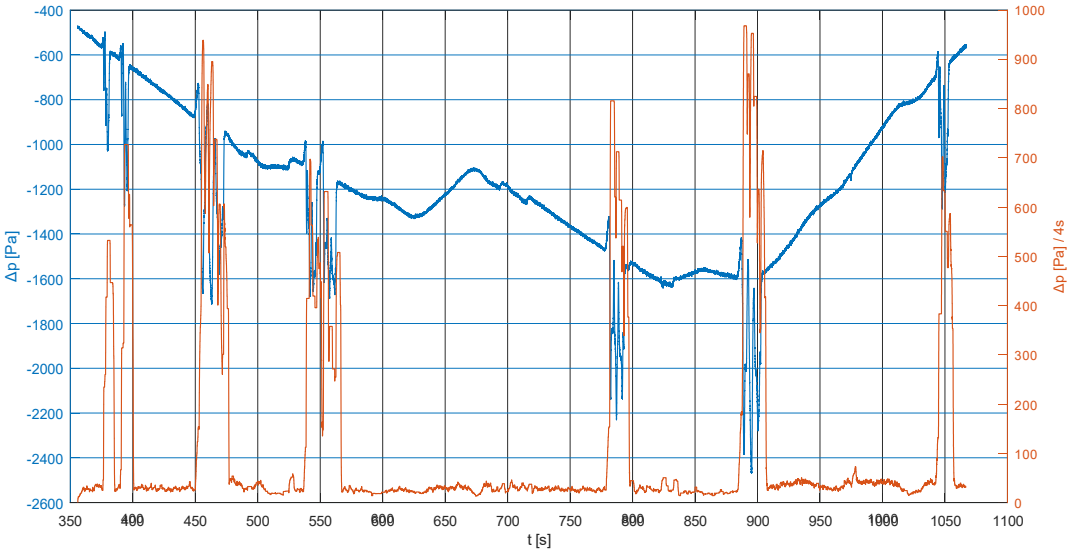
Z naměřených průběhů tlakových změn je vyhodnocen tlakový komfort, který je určen jako maximální tlaková změna Δp za stanovené uplynulé intervaly Δt, např. Δt = 1 s, 4 s a 10 s. Příklad tlakového komfortu při průjezdu tunelem ukazuje obr. 9.

Pro cestujícího je významná i četnost opakování těchto změn po dobu jeho jízdy, a tak doplňujícím hodnocením může být stanovení tlakového komfortu na delším úseku trati s identifikací počtu kritických tlakových změn. Grafické zobrazení tlakového komfortu na delším úseku je zobrazeno na obr. 10.

V případě tohoto měření bylo v lokomotivních soupravách v úseku Benešov-Tábor prokázáno splnění zvolených kritérií uvedených v následující kapitole. Současně však s ohledem na výslednou velikost tlakových změn bylo poukázáno, že pro vyšší rychlosti bude již nezbytné na tuto trať nasadit vozidla tlakotěsná.



Obr. 9 Příklad tlakového komfortu $\Delta p/\Delta t$ ve voze za lokomotivou v lokomotivní soupravě s pěti osobními vozy při rychlosti 160 km/h pro časové intervaly Δt = 1; 4 a 10 s v tunelu Deboreč; zobrazeno je i kritérium pro interval 1 s (1000 Pa / 1 s), ostatní kritéria (1600 Pa / 4 s, 2000 Pa / 10 s) se nacházejí mimo oblast grafu



Obr. 10 Příklad rozložení hodnot tlakového komfortu $\Delta p/\Delta t$ na úseku Bystřice-Chotoviny (IV. TŽK) ve voze za lokomotivou pro vybraný časový interval Δt = 4 s

6 POŽADAVKY PŘI NÁVRHU VOZIDEL

Při návrhu mají být relevantní požadavky zohledňovány s cílem dosažení kompatibility tratě a vozidel bez vzniku provozních omezení. Provedená měření podpořila návrh požadavků pro posouzení vozidel, která jsou určena pro provoz na konvenční železniční síti v ČR s rychlostí do 200 km/h včetně.

Požadavky na odolnost vozidel vůči tlakovým zatížením od průjezdu tunely vychází z normy [1] kapitol 5.3 a 7.7. a jsou následující:

a) pro netlakotěsná vozidla ($\tau_{dyn} \leq 0{,}5$ s) – Výjimečné tlakové zatížení pro návrh nebo posouzení vozidla je ±1900 Pa pro maximální rychlost vozidla $v_{tr,max} \leq 160$ km/h a ±2500 Pa pro maximální rychlost vozidla 160 km/h < $v_{tr,max} \leq 200$ km/h. Únavové tlakové zatížení pro návrh nebo posouzení vozidla je pro oba případy ±800 Pa působící v odpovídajícím počtu cyklů zajišťující trvalou pevnost konstrukce;

b) pro tlakotěsná vozidla ($\tau_{dyn} > 0{,}5$ s) – Výjimečná i únavová tlaková zatížení pro návrh nebo posouzení vozidla musí být stanovena individuálně se zohledněním konkrétní tlakotěsnosti a dalších parametrů vozidla (tvar čela, plocha příčného řezu, délka apod.) podle postupů v [1] pro tunely a provozní podmínky v ČR.

Při zvyšování traťové rychlosti na železniční síti v ČR je také žádoucí nezhoršovat dosavadní úroveň tlakového komfortu ve vozidlech, který je cestujícími určitým způsobem již akceptován. Je proto doporučeno věnovat pozornost i této problematice a vozidla navrhovat se zohledněním následujících požadavků:

a) při sólo (samostatné) jízdě tunelem – Maximální změny vnitřního tlaku za definovaný časový interval $\Delta p/\Delta t$ v netlakotěsných i tlakotěsných vozidlech by v provozních podmínkách ČR neměly překročit hodnoty 1000 Pa / 1 s, 1600 Pa / 4 s a 2000 Pa / 10 s;

b) při míjení s jinými vozidly v tunelech – Pro netlakotěsná vozidla ($\tau_{dyn} \leq 0{,}5$ s) s maximální rychlostí $v_{tr,max} \leq 160$ km/h se aplikuje kritérium 4500 Pa / 4 s. Maximální změny vnitřního tlaku v tlakotěsných ($\tau_{dyn} > 0{,}5$ s) vozidlech mají splňovat identická kritéria dle bodu a) výše.

Rozdělení vozidel podle jejich tlakotěsnosti je provedeno pomocí hodnoty dynamického součinitele tlakotěsnosti τ_{dyn}, který je definován v normě [1] a který charakterizuje útlum (zpoždění) tlakových změn na konstrukci vozidla při jejich přechodu z exteriéru do interiéru v dynamických podmínkách za jízdy. Požadavky na tlakový komfort předpokládají, že vozidla s maximální rychlostí $v_{tr,max} > 160$ km/h jsou

konstruována již jako tlakotěsná. Netlakotěsná vozidla jedoucí vyšší rychlostí než 160 km/h proto nejsou zohledňována při projektování tunelů a nezaručují pro ně splnění požadavků na tlakový komfort.

Tyto definice jsou v současnosti uplatněny i při návrhu infrastruktury a tvoří důležité rozhraní mezi vozidly a tunely. Z toho důvodu se tyto požadavky v základní podobě objevují i jako podmínka pro přístup vozidel na trať a stávají se tak i nedílnou součástí Prohlášení o dráze, což aktuálně demonstruje i jeho znění pro rok 2026 [3].

7 ZÁVĚR

Získané výsledky poskytují praktickou ukázku aerodynamických efektů v tunelech, které se v nezanedbatelné velikosti vyskytují již při rychlostech kolem 160 km/h a které pro vyšší traťové rychlosti dále narůstají. Výrobci vozidel, dopravci ale i objednatelé dopravy tak musí zohlednit skutečnost, že důležitou podmínkou technické způsobilosti vozidel k přístupu na tratě s traťovou rychlostí vyšší než 160 km/h je mimo jiné problematika tlakových zatížení vozidel a tlakového komfortu cestujících. Tyto požadavky musí být systematicky zohledněny při návrhu nových vozidel. Při provozování existujících vozidel v nových podmínkách musí být dodatečně posouzeny provozní zatížení a bezpečnost konstrukce vozidel. Rozvoj železniční sítě v ČR tímto přináší další nároky na související technickou přípravu.

◆◆

Literatura

[1] EN 14067-5+AC:2023. *Railway applications – Aerodynamics – Part 5: Requirements and assessment procedures for aerodynamics in tunnels*.

[2] MERGL, E. Aerodynamika železničních vozidel v tunelech. In: *Súčasné problémy v koľajových vozidlách – PRORAIL 2019: XXIV. medzinárodná konferencia, zborník prednášok, diel II.* Žilina: VTS pri ŽU v Žiline, 2019, s. 55–64. ISBN 978-80-89276-59-2.

[3] SPRÁVA ŽELEZNIC, s.o. *Prohlášení o dráze celostátní a dráhách regionálních pro jízdní řád 2026 ve znění změny č. 1*. Online. Dostupné z: https://www.spravazeleznic.cz/dopravci/ prohlaseni-o-draze-2026. [citováno 2025-06-02]

[4] VÚKV a.s. *Studie aerodynamických efektů v tunelech na IV. TŽK – Měření tlakových změn v tunelu*. Zpráva č. 23-C 088, 2023.

[5] VÚKV a.s. *Studie aerodynamických efektů v tunelech na IV. TŽK – Měření tlakového zatížení a tlakového komfortu na voze WRmz 817.* Zpráva č. 24-C 020, 2024.

[6] VÚKV a.s. *Studie aerodynamických efektů v jednokolejných tunelech – Měření současného tlakového komfortu v ČR*. Zpráva č. 25-C 020, 2025.

Zasláno / received: 13. 06. 2025, přijato / accepted: 07. 07. 2025, publikováno / published: 17. 09. 2025.

Příspěvek recenzovali / The paper was reviewed by: Ing. Josef Bednář (Správa železnic, státní organizace), Ing. Stanislav Plánička, Ph.D. (Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta aplikovaných věd).

SOUČASNÉ PROBLÉMY V KOLEJOVÝCH VOZIDLECH

XXVII. konference s mezinárodní účastí
17.–19. září 2025, Česká Třebová

VYBRANÉ PROBLÉMY INTERAKCE VOZIDLA A KOLEJE V OBLOUCÍCH MALÝCH POLOMĚRŮ

SELECTED PROBLEMS OF VEHICLE-TRACK INTERACTION IN SMALL-RADIUS CURVES

Tomáš MICHÁLEK[1], Jiří ŠLAPÁK[2], Vojtěch SALABA[3], Dominik HEŘT[4]

e-ISBN: 978-80-7560-564-1
DOI: 10.46585/spkv20252675
ISSN: 3029-8342
CC BY

Abstrakt

Tento příspěvek je věnován vybraným problémům interakce železničního vozidla a koleje v obloucích malých poloměrů, které jsou na Dopravní fakultě Jana Pernera Univerzity Pardubice aktuálně řešeny v rámci závěrečných prací studentů. V první části je pozornost věnována účinkům různých koncepcí pojezdu šestinápravové lokomotivy na kolej, a to s ohledem na příčné silové působení a opotřebení; analyzována je v této souvislosti i švýcarská metodika kvantifikace poškozujících účinků jízdy vozidla na kolej. Ve své druhé části se pak tento příspěvek zabývá zejména dovoleným převýšením a strmostí vzestupnic v obloucích malých poloměrů. Pozornost je věnována omezujícím faktorům a jejich vlivům na dosažitelnou traťovou rychlost.

Klíčová slova

interakce vozidlo–kolej, bezpečnost proti vykolejení, vodicí síla, třecí práce, opotřebení, vzestupnice, traťová rychlost

Abstract

This paper is focused on selected problems of the vehicle-track interaction in small radius curves, which are currently solved at the Faculty of Transport Engineering of the University of Pardubice as part of students' theses. In the first part, attention is paid to the effects of different design concepts of running gear of a six-axle locomotive on the track, with regard to lateral force effects and wear; the Swiss methodology of quantifying the damaging effects of vehicle running on the track is analysed in this context. In the second part, this paper deals especially with the permissible cant of track and steepness of transition curves in the small radius curves. Attention is paid to the limiting factors and their consequences in terms of achievable track speed.

Keywords

vehicle-track interaction, safety against derailment, guiding force, frictional work, wear, transition curve, track speed

[1] **doc. Ing. Tomáš Michálek, Ph.D.**, 0000-0001-7776-6627. University of Pardubice, Faculty of Transport Engineering / Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera. Dislokované pracoviště DFJP, Nádražní 547, 560 02 Česká Třebová, Česká republika, tel.: +420 466 037 415, e-mail: tomas.michalek@upce.cz

[2] **Ing. Jiří Šlapák, Ph.D.**, 0000-0001-9316-9320. University of Pardubice, Faculty of Transport Engineering / Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera. Studentská 95, 532 10 Pardubice, Česká republika, tel.: +420 466 036 443, e-mail: jiri.slapak@upce.cz

[3] **Bc. Vojtěch Salaba**. Dtto, e-mail: vojtech.salaba@student.upce.cz

[4] **Bc. Dominik Heřt**. Dtto, e-mail: dominik.hert@student.upce.cz

1 ÚVOD

Oblouk je jedním ze základních prvků trasování koleje, díky kterému je možné docílit požadovaného směrového vedení trati. Kromě poloměru oblouku jsou důležitými parametry převýšení koleje v oblouku, délka a strmost vzestupnic a případně i rozšíření rozchodu koleje. Jízda vozidla obloukem koleje je přitom v určitých ohledech limitující z hlediska výkonnosti železničního systému. Důvodem je především omezení traťové rychlosti v obloucích o malých poloměrech, resp. dovolená hodnota nedostatku převýšení (tedy parametr vozidla), ale také silové působení mezi vozidlem a kolejí (které s rychlostí jízdy úzce souvisí). Z pohledu interakce vozidla a koleje musí být při průjezdu kolejového vozidla obloukem jednak dodržena kritéria bezpečnosti jízdy (bezpečnost proti vykolejení, příčné silové působení vozidla na kolej), ale také je žádoucí, aby nedocházelo k nadměrnému opotřebení kol a kolejnic.

Intenzita silového působení při jízdě vozidla obloukem je mj. ovlivněna konstrukcí kolejového vozidla, zejména pak jeho pojezdu. V podmínkách české železniční sítě jsou tradičně do kategorie vozidel, které vykazují vysokou úroveň příčných silových účinků na kolej, řazeny lokomotivy s třínápravovými podvozky. Většina vozidel této konstrukční kategorie je zařazena do skupiny příčné přechodnosti 3, přičemž příslušný metodický pokyn (viz [1]) definuje kategorizaci vozidel na základě dosahovaných hodnot kvazistatických vodicích sil. Se skupinou příčné přechodnosti 3 také byla až do 15. 9. 2024 (viz též [2]) spjata povinnost strojvedoucích uzpůsobit v relevantních úsecích rychlost jízdy dotčených vlaků rychlostníkům 3 (tzv. *kulaté rychlostníky*). Problematikou příčných silových účinků šestinápravových lokomotiv se proto zabývá kap. 2, která shrnuje východiska pro řešení navazující diplomové práce.

Za účelem zvýšení traťové rychlosti se v obloucích realizuje převýšení koleje. Při průjezdu vozidla převýšeným obloukem dochází působením tíhové síly k (částečné) kompenzaci příčných silových účinků rovnoběžných s rovinou temene hlav kolejnic, resp. s podlahou vozidla. Pro zajištění plynulého přechodu mezi přímou (nepřevýšenou) kolejí a převýšenou kolejí v oblouku se projektují vzestupnice. Postupná změna převýšení koleje ve vzestupnici přitom představuje zborcení koleje, které má vliv na bezpečnost jízdy vozidla (viz např. [3]). Proto musí být maximální hodnota strmosti vzestupnice (resp. sestupnice) omezena. Toto omezení spolu s omezenou délkou vzestupnice však ve stísněných směrových poměrech limituje dosažitelné převýšení koleje, a při daném nedostatku převýšení tedy i traťovou rychlost. Otázkou limitujících faktorů pro projektování převýšení koleje a strmosti vzestupnic se zabývá kap. 3.

2 PŘÍČNÉ SILOVÉ ÚČINKY ŠESTINÁPRAVOVÝCH LOKOMOTIV NA KOLEJ

Jednou z možností, jak v případě potřeby docílit vysokých tažných sil (a vysokého trakčního výkonu), které jsou nezbytné pro dopravu těžkých nákladních vlaků do vyšších hodnot sklonů vyššími rychlostmi, je využití šestinápravových lokomotiv. Pojezd těchto lokomotiv přitom může být řešen různým způsobem; v zásadě se v minulosti prosadily dvě koncepce: $C_0'C_0'$ (tzn. dva třínápravové podvozky), nebo $B_0'B_0'B_0'$ (tzn. tři dvounápravové podvozky). Ze současných strojů jsou třínápravovými podvozky vybaveny např. elektrické (příp. dvouzdrojové) lokomotivy typu Stadler EURO9000/EURODUAL nebo Newag Dragon 2; využití koncepce tří dvounápravových podvozků je potom z minulosti známé např. z elektrických lokomotiv Re 620 SBB (SLM/BBC/SAAS), ŠKODA 93E (česká řada 184.5) nebo Class 9000 (Brush Traction/ABB) pro Eurotunnel. Otázkou tak je, která z uvedených koncepcí je z hlediska příčných silových účinků jízdy vozidla na kolej výhodnější. Tato otázka je zde nahlížena ze dvou pohledů:

- ocenění poškozujících účinků jízdy vozidla na kolej s využitím švýcarské metodiky pro stanovení výše poplatků za použití dopravní cesty (viz též [4, 5]);
- teoretické porovnání silových poměrů ve vodorovné rovině pro dvounápravový a třínápravový podvozek, založené na zjednodušujících předpokladech Heumannovy metody (viz též např. [3]).

2.1 Kvantifikace poškozujících účinků různých koncepcí šestinápravových lokomotiv

Účinným nástrojem podpory vývoje, pořizování a provozování železničních vozidel vykazujících nižší úroveň poškozujících účinků jízdy vozidla na kolej je vhodně nastavený systém zpoplatnění dopravní cesty. Za tímto účelem je od roku 2017 ve Švýcarsku zaveden systém poplatků, jenž prostřednictvím jedné

své složky (tzv. „*Basispreis Verschleiß*“, resp. „*Base Price Wear*“) zohledňuje právě tyto poškozující účinky. Zavedený vztah pro výpočet referenčních nákladů (viz též [4, 5]) přitom zahrnuje:

- dynamické svislé kolové síly (se zohledněním vlivu rychlosti jízdy), které umožňují kvantifikovat intenzitu poškozování geometrické polohy koleje, štěrkového lože a vzniku kontaktně-únavových vad kolejnic;
- trakční výkon na obvodu kol hnacího vozidla, umožňující kvantifikovat možnost vzniku vad kolejnic v důsledku přenosu tažných sil;
- měrný třecí výkon v kontaktu kol a kolejnic, který umožňuje kvantifikovat poškozující účinky jízdy vozidla na kolej v obloucích (intenzita bočního opotřebení kolejnic, vznik kontaktně-únavových vad kolejnic);
- referenční silový účinek v odbočné větvi výhybky, kvantifikující míru poškozování konstrukčních částí výhybek.

Výše uvedená metodika [4] následně pracuje s referenčními hodnotami sledovaných veličin takovým způsobem, že:

- při hodnocení svislých účinků násobí (analyticky stanovenou) referenční hodnotu dynamické svislé kolové síly počtem dvojkolí;
- v případě poškozujících účinků jízdy vozidla v obloucích násobí příslušnou referenční hodnotu sledované veličiny – v případě oblouků tedy hodnotu měrného třecího výkonu, získanou s využitím multi-body simulací – počtem podvozků stejného typu;
- v případě hodnocení poškozujících účinků ve výhybkách opět zohledňuje (s využitím simulačních výpočtů stanovenou) referenční hodnotu sledované veličiny a počet podvozků stejného typu.

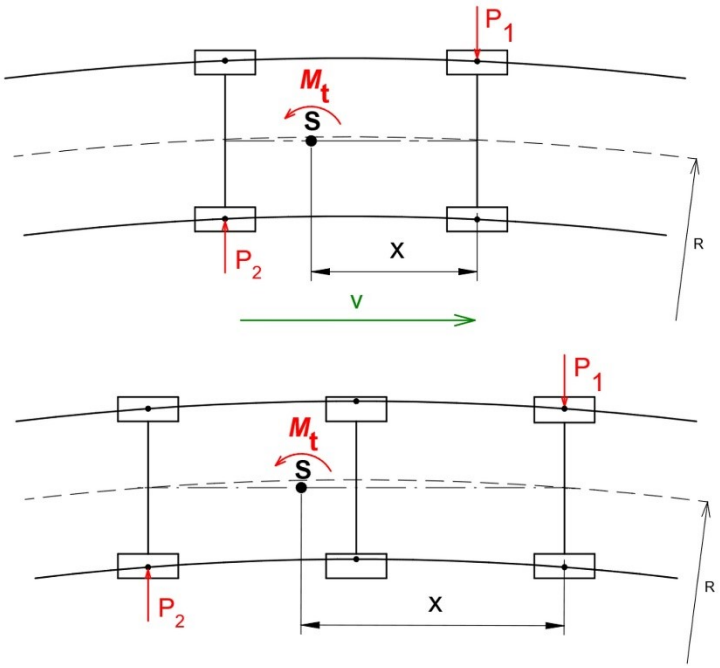
Ve vztahu k výsledkům je významnou skutečností to, že z důvodu zachování jednoduchosti výpočtu jsou v případě podvozků stejného typu uvažovány referenční hodnoty příslušných veličin (typicky měrného třecího výkonu v kontaktu kolo–kolejnice), které byly stanoveny pro první (vodicí) dvojkolí vozidla, přičemž se tato hodnota aplikuje právě i na dalších podvozcích stejného typu, kde však reálně mohou při průjezdu vozidla obloukem panovat (např. v důsledku existence vazby skříně a podvozku) odlišné poměry. Z tohoto důvodu se tak nabízí otázka, nakolik je tento zjednodušený přístup při porovnávání koncepcí pojezdu C_0’C_0’ vs. B_0’B_0’B_0’ (ne)přesný. Nebo ještě také jinými slovy – nakolik je oprávněný předpoklad, že celkový poškozující účinek při jízdě šestinápravové lokomotivy obloukem koleje lze kvantifikovat tak, že referenční hodnota sledované veličiny je stanovena:

- pro lokomotivu s uspořádáním pojezdu C_0’C_0’ jako dvojnásobek hodnoty měrné třecí práce získané simulačním výpočtem na nabíhajícím kole prvního dvojkolí
- a pro lokomotivu s uspořádáním pojezdu B_0’B_0’B_0’ jako trojnásobek hodnoty měrné třecí práce získané simulačním výpočtem na nabíhajícím kole prvního dvojkolí,

resp. nakolik jsou takto kvantifikované poškozující účinky pro jednotlivé uvažované koncepce blízké, nebo naopak vzdálené případu, kdy by byly při vyšetřování zohledněny skutečné silové poměry na všech kolech příslušného vozidla dané koncepce.

2.2 Porovnání silových poměrů na zjednodušeném modelu dvounápravového a třínápravového podvozku

Aplikace výše zmíněné švýcarské metodiky pro kvantifikaci poškozujících účinků jízdy vozidla na kolej vyžaduje realizaci simulačních výpočtů jízdy vozidla. Před započetím tvorby simulačních modelů však lze získat základní představu o výše nastíněné problematice s využitím Heumannovy metody. Podstata této zjednodušené metody je pro dvounápravový a třínápravový podvozek znázorněna na obr. 1 a spočívá v nalezení středu otáčení podvozku (S) a určení velikosti řídicích sil (P_i), jež působí na podvozek v příčném směru při průjezdu obloukem konstantní rychlostí (v). Ačkoliv Heumannova metoda vychází z celé řady zjednodušujících předpokladů (např. tuhé vedení dvojkolí v rámu podvozku, válcové jízdní obrysy kol atd.), prvotní představu pro porovnání uvažovaných koncepcích pojezdu šestinápravové lokomotivy z hlediska příčných silových účinků vozidla na kolej a třecí práce v kontaktu kol a kolejnic poskytnout může.



Obr. 1 Dvounápravový (nahoře) a třínápravový (dole) podvozek při průjezdu obloukem (M_t – moment třecích sil, P_1 – pravá řídicí síla, P_2 – nepravá řídicí síla, R – poloměr oblouku, v – rychlost jízdy, x – vzdálenost středu otáčení S od 1. nápravy)

Pro tento úvodní (orientační) výpočet byly zvoleny vstupní parametry, uvedené v tab. 1. Pokud jde o poloměr oblouku, jsou uvažovány hodnoty 600 m, 400 m a 200 m. Tyto hodnoty byly voleny s ohledem na předchozí výpočet kritických poloměrů, kdy se uvažované podvozky dostávají pro dané parametry do vzpříčené polohy. Z hlediska polohy podvozků ve volném kanálu koleje tak nastávají následující situace:

- oba podvozky v poloze obecné (R = 600 m);
- dvounápravový podvozek v poloze obecné, třínápravový v poloze vzpříčené (R = 400 m);
- oba podvozky v poloze vzpříčené (R = 200 m).

Tab. 1 Vybrané vstupní parametry pro Heumannovu metodu

Veličina	**Označení**	**Jednotka**	**Dvounápravový podvozek**	**Třínápravový podvozek**
Rozvor podvozku	$2a$	mm	**2 800**	**2 × 1 800**
Nápravové zatížení	m_n	t/n	22,5	
Součinitel tření v kontaktu	f	-	0,3	
Šířka volného kanálu koleje	2σ	mm	12	

Za účelem porovnání výsledků získaných Heumannovou metodou pro dvounápravový a třínápravový podvozek byl sledován především odpor z jízdy obloukem. Ten lze obecně vyjádřit z podmínky rovnováhy momentů řídicích sil ke středu oblouku, tedy:

$$O_{\mathrm{R}} = \frac{P_1 \cdot x + P_2 \cdot (2a - x)}{R}, \tag{1}$$

kde P_1 je řídicí síla (viz obr. 1), P_2 je nepravá řídicí síla (působící na vnitřní kolo zadního dvojkolí pouze při vzpříčené poloze podvozku ve volném kanálu koleje), x je poloha středu otáčení, $2a$ je rozvor podvozku a R je poloměru oblouku. Nenachází-li se podvozek ve vzpříčené poloze (tedy P_2 = 0 N), pak vztah (1) přechází v součin řídicí síly P_1 a úhlu náběhu α. Získané výsledky jsou (pro případ zanedbání vlivu odstředivé síly) shrnuty v tab. 2. Kromě uvedených veličin byl pro dané vstupy (rozvor podvozků, volný kanál koleje) sledován i nejmenší poloměr oblouku, kde ještě podvozek nezaujímá vzpříčenou polohu – ten má hodnotu 385 m v případě podvozku dvounápravového a 510 m u podvozku třínápravového.

Tab. 2 Výsledky získané pro dvounápravový a třínápravový podvozek Heumannovou metodou

Poloměr oblouku	**600 m**		**400 m**		**200 m**	
Podvozek	**2nápr.**	**3nápr.**	**2nápr.**	**3nápr.**	**2nápr.**	**3nápr.**
Řídicí síla P_1	85,4 kN	117,2 kN	85,4 kN	114,9 kN	82,8 kN	107,3 kN
Nepravá řídicí síla P_2	0 kN	0 kN	0 kN	27,8 kN	58,8 kN	55,2 kN
Úhel náběhu α	5,1 mrad	5,8 mrad	7,6 mrad	7,8 mrad	11,3 mrad	12,3 mrad
Odpor z oblouku O_{R}	**435 N**	**680 N**	**649 N**	**930 N**	**1094 N**	**1634 N**
$O_{\mathrm{R,3n}}/O_{\mathrm{R,2n}}$	**1,56**		**1,43**		**1,49**	

Na základě výsledků provedených výpočtů lze konstatovat, že uvažovaný třínápravový podvozek vykazuje vyšší hodnoty odporu z jízdy obloukem než uvažovaný podvozek dvounápravový, s čímž úzce souvisí i vyšší práce třecích sil v kontaktu kol a kolejnic, a tedy i poškozující potenciál. Uvažujeme-li případ, kdy silové poměry nejsou ovlivněny vzpříčenou polohou podvozku ve volném kanálu koleje (R = 600 m), pak vychází odpor z oblouku třínápravového podvozku o 56 % vyšší oproti podvozku dvounápravovému. Jinými slovy – tři dvounápravové podvozky vykazují v tomto případě v součtu nižší odpor z jízdy obloukem než dva podvozky třínápravové. Je-li však pozorována vzpříčená poloha obou podvozků (R = 200 m), vychází poměr hodnot odporu téměř přesně 1,5. Podrobněji a s využitím přesnějšího simulačního modelu však budou obě koncepce pojezdu lokomotivy zkoumány v rámci řešení navazující diplomové práce.

3 PŘEVÝŠENÍ KOLEJE V OBLOUCÍCH MALÝCH POLOMĚRŮ

Převýšení koleje v oblouku se realizuje z důvodu snížení příčných silových účinků vozidla na kolej. Tyto silové účinky jsou výsledkem působení odstředivé (setrvačné) síly, která je závislá na poloměru oblouku a rychlosti jízdy. Nakloněním roviny koleje je možné v důsledku působení tíhové síly výsledné silové působení na vozidlo v příčném směru (částečně) kompenzovat, resp. zvýšit rychlost jízdy obloukem při zachování úrovně příčného silového působení. Změna převýšení, kterou je nutné realizovat při navázání přímé koleje a oblouku, je běžně řešena změnou výškové polohy vnějšího kolejnicového pásu, tj. *vzestupnicí*. Délka vzestupnice přitom obvykle odpovídá délce *přechodnice*, kterou je realizována postupná změna křivosti osy koleje při přechodu z přímé koleje do oblouku a naopak. Základní podmínkou pro konstrukci vzestupnice je spojitost v celé její délce. Obvykle se používají dva tvary vzestupnic – lineární vzestupnice a nelineární vzestupnice podle Blosse. Blossova vzestupnice přitom vychází delší než vzestupnice lineární. Tato kapitola se zabývá specifiky prostorového uspořádání koleje v obloucích malých poloměrů, které jsou typické zejména pro regionální tratě.

3.1 Požadavky na převýšení koleje v obloucích malých poloměrů

Projektováním drah, resp. konstrukčním a geometrickým uspořádáním koleje, se zabývá norma ČSN 73 6360-1 [6]. Maximální dovolená hodnota převýšení koleje ve štěrkovém loži dle [6] je $D_{\max}$ = 160 mm a teoretické převýšení D_{EQ}, při kterém dojde k úplné kompenzaci příčné složky odstředivé síly, je dáno:

$$D_{\mathrm{EQ}} = 11{,}8 \cdot \frac{V^2}{R}, \tag{2}$$

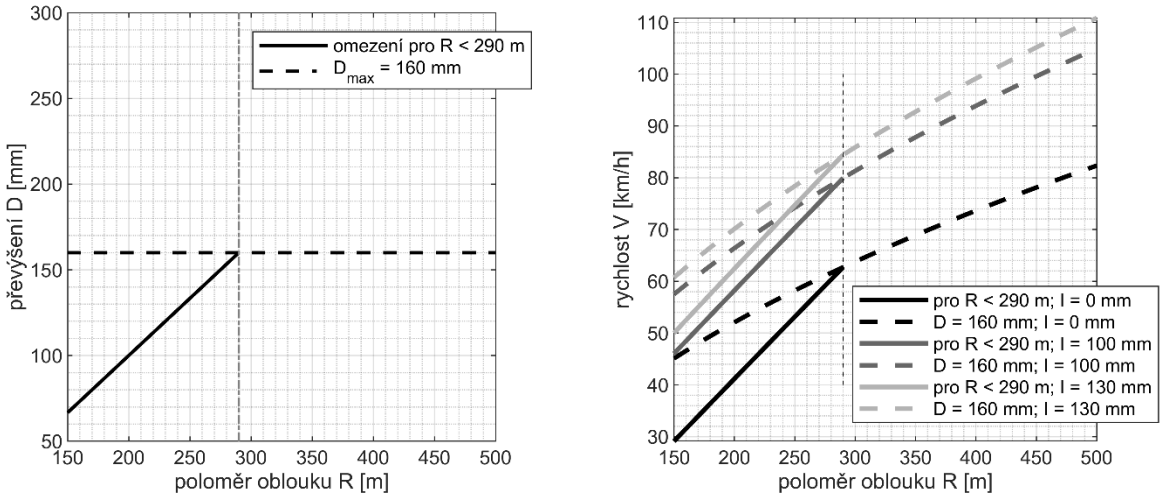
kde rychlost V se dosazuje v [km/h], R je poloměr oblouku v [m] a výsledná hodnota D_{EQ} vychází v [mm].

Specifikem oblouků (velmi) malých poloměrů je však omezení maximální hodnoty převýšení koleje v obloucích s poloměrem R < 290 m dle normy ČSN 73 6360-1 [6], a to podle vztahu:

$$D_{\mathrm{R,max}} = \frac{R - 50}{1{,}5}, \tag{3}$$

kde R je poloměr oblouku v [m] a výsledná hodnota $D_{\mathrm{R,max}}$ vychází v [mm]. Dle technických specifikací pro interoperabilitu subsystému infrastruktura (TSI INF) [7] je tento vztah aplikován již pro oblouky o poloměru

R < 305 m a vztahuje se na oblouky s vzestupnicemi strmějšími než 1:1000 na tratích se smíšenou osobní a nákladní dopravou. Z toho lze usuzovat, že důvodem zavedení této omezující podmínky je zřejmě téma bezpečnosti proti vykolejení při postavení vozidla na zborcené koleji v podmínkách oblouků velmi malých poloměrů. Na obr. 2 vlevo je omezení převýšení dle vztahu (3) dle ČSN 73 6360-1 [6] zobrazeno ve vztahu k maximální hodnotě převýšení $D_{\max}$ v závislosti na poloměru oblouku.



Obr. 2 Závislost maximálního převýšení koleje (vlevo) a rychlosti jízdy pro různé hodnoty nedostatku převýšení (vpravo) na poloměru oblouku včetně vlivu omezení pro poloměry oblouku menší než 290 m podle vztahu (3)

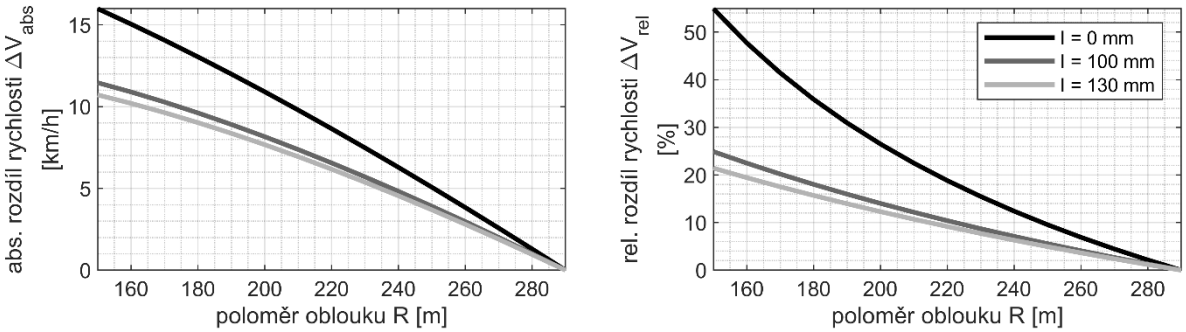
Nepříjemnou skutečností, jež z omezení převýšení koleje D dle vztahu (3) vyplývá, je omezení traťové rychlosti v obloucích o (velmi) malých poloměrech. Pro danou hodnotu nedostatku převýšení I je možné rychlost jízdy V obloukem o poloměru R stanovit pomocí vztahu:

$$V = \sqrt{\frac{D+I}{11{,}8} \cdot R}. \tag{4}$$

Vliv tohoto omezení v podobě závislosti maximální rychlosti jízdy na poloměru oblouku pro hodnoty nedostatku převýšení 0 mm, 100 mm a 130 mm je zobrazen na obr. 2 vpravo. Pro lepší názornost vlivu omezení dovolené hodnoty převýšení koleje na rychlost jízdy lze vypočítat absolutní ΔV_{abs} a relativní ΔV_{rel} rozdíl mezi teoretickou rychlostí počítanou pro maximální hodnotu převýšení $D_{\max}$ = 160 mm ($V_{D_{\max}}$) a pro omezení převýšení pro malé poloměry oblouků dle vztahu (3) ($V_{D_{\mathrm{R,lim}}}$) jako:

$$\Delta V_{\mathrm{abs}} = V_{D_{\max}} - V_{D_{\mathrm{R,max}}}; \qquad \Delta V_{\mathrm{rel}} = \frac{\Delta V_{\mathrm{abs}}}{V_{D_{\mathrm{R,max}}}} \cdot 100\%. \tag{5}$$

Graficky jsou rozdíly pro uvažované hodnoty nedostatku převýšení zobrazeny na obr. 3. Z uvedených závislostí je patrné, že vliv omezení převýšení, narůstá se snižujícím se poloměrem oblouku; rozdíly jsou přitom větší při nižších hodnotách nedostatku převýšení. Tyto grafy tedy poukazují na potenciál navýšení traťové rychlosti v obloucích, pokud by omezující podmínka (3) nemusela být respektována.



Obr 3 Absolutní (vlevo) a relativní (vpravo) rozdíl rychlosti jízdy v závislosti na poloměru oblouku dle vztahů (5)

3.2 Požadavky na vzestupnice v obloucích malých poloměrů

Základním parametrem vzestupnice je její strmost, která se vyjadřuje jako poměr 1: n, přičemž její maximální hodnota činí 1:400. Minimální součinitel sklonu vzestupnice n tedy je $n_{\min}$ = 400. To odpovídá zborcení koleje 2,5 ‰, což má z podstaty problému vliv na bezpečnost jízdy vozidla, resp. bezpečnost proti vykolejení. Kritickou situací přitom je pomalý výjezd vozidla z oblouku (vjezd na sestupnici), kdy je vlivem přebytku převýšení odlehčováno nabíhající kolo, na němž pak k odlehčení navíc přispívá i zborcení koleje dané strmostí vzestupnice (resp. sestupnice).

Lineární vzestupnice, která je nejběžnějším tvarem vzestupnice, se vyznačuje konstantní změnou převýšení vnějšího kolejnicového pásu po její délce (viz obr. 4 vlevo). Pro zmírnění hodnoty ryvu úhlového pohybu (naklápění) dvojkolí se na začátku a na konci vzestupnice zřizují parabolické přechody (viz obr. 4 uprostřed). Strmost vzestupnice lze pak vyjádřit jako poměr převýšení lineární části ku její délce $D_{\mathrm{lin}}/L_{\mathrm{lin}}$, a naopak součinitel strmosti jako poměr $L_{\mathrm{lin}}/\mathrm{D}_{\mathrm{lin}}$.

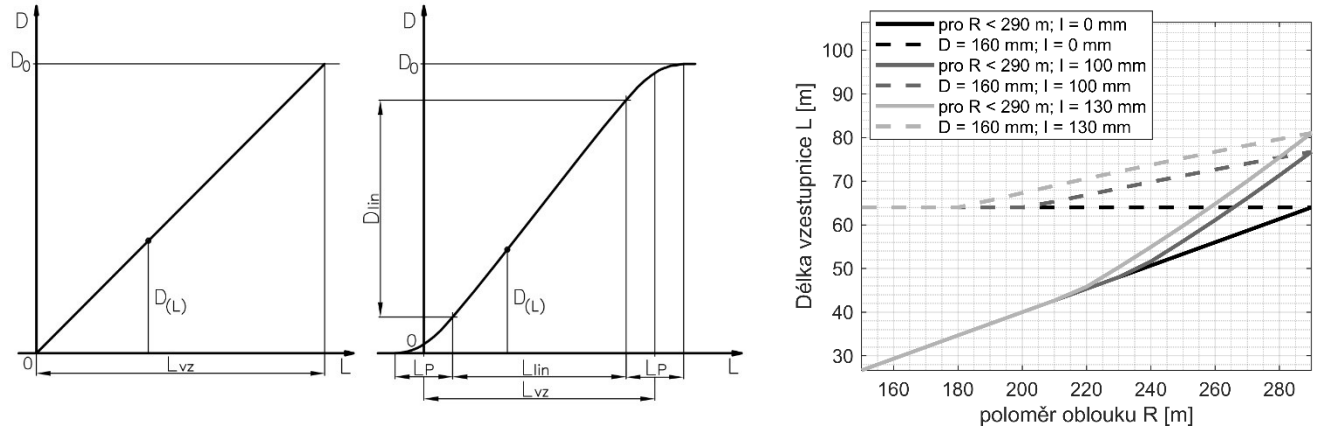
Specifikem regionálních tratí s (velmi) malými poloměry oblouků jsou právě stísněné poměry, které nemusí vždy poskytovat dostatečný prostor na zřízení dostatečně dlouhých vzestupnic, obzvláště tehdy, pokud má být dosaženo vyšších hodnot převýšení koleje. Při snaze o projektování co nejkratší vzestupnice je možné dle normy [6] využít vztah pro výpočet minimálního součinitele strmosti vzestupnice:

$$n_{\min} = 6 \cdot V, \tag{6}$$

kde V je rychlost jízdy v [km/h], přičemž výsledná hodnota součinitele sklonu vzestupnice nesmí být menší než 400. Minimální délku lineární vzestupnice $L_{\min}$ [m] pak lze spočítat jako:

$$L_{\min} = \frac{n_{\min} \cdot D}{1000} = \frac{6 \cdot V \cdot D}{1000}. \tag{7}$$

Pro uvažované hodnoty převýšení koleje (tj. při teoretickém využití maximální hodnoty $D_{\max}$ = 160 mm nebo při zohlednění omezující podmínky dle vztahu (3)) a nedostatku převýšení dle obr. 2 jsou odpovídající závislosti minimální délky lineární vzestupnice na poloměru oblouku vyobrazeny v grafu na obr. 4 vpravo. V případě, kdy se jednotlivé křivky grafu překrývají, je dosaženo maximální strmosti vzestupnice 1:400. Z tohoto grafu je zřejmé, že omezení převýšení koleje pro oblouky s poloměrem R < 290 m umožňuje konstruovat vzestupnice kratší délky a naopak při potenciálním využití maximálního převýšení 160 mm musí být vzestupnice (výrazně) delší, což může být problematické právě vzhledem k trasování koleje.



Obr. 4 Lineární vzestupnice bez přechodů (vlevo) a s parabolickými přechody (uprostřed) a závislost délky vzestupnice na poloměru oblouku pro jednotlivé uvažované případy převýšení a jeho nedostatku (vpravo)

4 ZÁVĚR

Téma poškozujících účinků jízdy šestinápravových lokomotiv na kolej se stalo v poslední době do jisté míry aktuálním v souvislosti se zrušením rychlostníků 3 na české železniční síti ve druhé polovině roku 2024. Porovnání vlivu různých koncepcí pojezdu těchto lokomotiv proto může přinést zajímavé poznatky. Orientačním zjednodušeným propočtem dle Heumannovy metody se koncepce šestinápravové lokomotivy

$B_0'B_0'B_0'$ jeví jako mírně výhodnější oproti provedení $C_0'C_0'$. Tuto informaci je však třeba brát s rezervou, jedná se pouze o první vhled do problematiky. Navazující diplomová práce jednoho z autorů proto se bude touto problematikou zabývat ve větší míře detailu, s využitím simulačních výpočtů jízdy vozidla. Získané výsledky by také měly poskytnout odpověď na otázku, nakolik je přístup, kdy jsou poškozující účinky jízdy vozidla na kolej charakterizovány silovými poměry pouze na prvním dvojkolí vozidla relevantní ve vztahu k porovnání uvedených dvou koncepcí pojezdu šestinápravové lokomotivy.

Analýza požadavků normy ČSN 73 6360-1 [6], resp. TSI INF [7], poukazuje na vztah, který omezuje maximální dovolené převýšení koleje v obloucích o velmi malých poloměrech. Důsledkem aplikace tohoto limitu je omezení traťové rychlosti, kterou by bylo možné takovými oblouky projíždět, pokud by mohly být využívány běžně přípustné hodnoty převýšení koleje. Navazující práce se proto bude zabývat analýzou podmínek, za kterých by bylo možné uvedené omezení odstranit. Zvýšení traťové rychlosti v obloucích, které může být s ohledem na absolutní hodnoty traťové rychlosti na příslušných tratích poměrně velké, by totiž mohlo přispět k nezanedbatelnému zkrácení jízdních dob vlaků.

Otázka využití vyšších hodnot převýšení koleje v obloucích o velmi malých poloměrech však znamená řešení otázky zvýšení strmosti vzestupnic. Toto téma souvisí jednak s bezpečností jízdy vozidla a jednak s praktickou realizovatelností takových opatření v konkrétních traťových úsecích s ohledem na trasování koleje. Podrobnější rozbor této problematiky s rozšířením o simulační výpočty jízdy vozidla proto bude součástí připravované diplomové práce jednoho z autorů.

Tento příspěvek vznikl za podpory interního projektu Univerzity Pardubice ev. č. SGS_2025_008 „Aktuální aspekty z oblasti dopravních prostředků a infrastruktury řešené na DFJP“.

◆◆

Literatura

[1] SPRÁVA ŽELEZNIČNÍ DOPRAVNÍ CESTY, s.o. *Metodický pokyn pro stanovení skupiny příčné přechodnosti vozidel*. Č.j. S14107/11-OTH, 11. 4. 2011.

[2] SPRÁVA ŽELEZNIC, s.o. *Ukončení platnosti rychlostníků 3 pro vozidla s příčnou přechodností 3*. Zn. 56854/2024-SŽ-GŘ-O11, 11. 9. 2024.

[3] ZELENKA, J., MICHÁLEK, T. *Teorie vozidel*. Studijní opora, 1. vyd., 78 s. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2013. ISBN 978-80-7395-652-3.

[4] FEDERAL OFFICE OF TRANSPORT. *Base Price Wear in the train-path pricing system – Instructions for determining vehicle prices*, 14. 3. 2022.

[5] ŠLAPÁK, J., MICHÁLEK, T., ŠPALEK, P., HORA, M. Rozbor švýcarské metodiky pro hodnocení poškozujících účinků jízdy kolejového vozidla na kolej. *Vědeckotechnický sborník Správy železnic*. Roč. 2020, č. 2. ISSN 2694-9172.

[6] ČSN 73 6360-1:2020. *Konstrukční a geometrické uspořádání koleje železničních drah a její prostorová poloha – Část 1: Projektování.*

[7] Nařízení Komise (EU) č. 1299/2014 ze dne 18. listopadu 2014 o technických specifikacích pro interoperabilitu subsystému infrastruktura železničního systému v Evropské unii. In: *Úřední věstník Evropské unie.* L 356, 12. 12. 2014.

Zasláno / received: 20. 06. 2025, přijato / accepted: 09. 07. 2025, publikováno / published: 17. 09. 2025.

Příspěvek recenzovali / The paper was reviewed by: prof. Dr. Ing. Juraj Gerlici (Žilinská univerzita v Žiline, Strojnícka fakulta), Ing. Petr Vnenk, Ph.D. (Správa železnic, státní organizace).

SOUČASNÉ PROBLÉMY V KOLEJOVÝCH VOZIDLECH

XXVII. konference s mezinárodní účastí
17.–19. září 2025, Česká Třebová

SIMULAČNÍ OVĚŘENÍ VLIVŮ PROVOZU NA SPOTŘEBU DVOUZDROJOVÉHO KOLEJOVÉHO VOZIDLA

SIMULATION CALCULATIONS OF THE EFFECTS OF OPERATION ON THE CONSUMPTION OF A BATTERY RAIL VEHICLE

Ladislav MLYNAŘÍK[1], Jaroslav NOVÁK[2], Ondřej SADÍLEK[3]

e-ISBN: 978-80-7560-564-1
DOI: 10.46585/spkv20252670
ISSN: 3029-8342
CC BY

Abstrakt

Článek si klade za cíl přiblížit klíčové aspekty mající vliv na spotřebu (a tedy i úspory) trakční energie. Jedná se především o využití jízdy výběhem a vliv výběhu na spotřebu a jízdní dobu vozidla, vliv délky pobytů v zastávkách za chodu pomocných pohonů vozidla, vliv využití rekuperačního brzdění do akumulátoru a jeho vztah k dodržení jízdního řádu, a v neposlední řadě vliv „stylu jízdy“. V závěru jsou diskutovány potřebné rezervy v kapacitě akumulátoru pro spolehlivý provoz aku-trolejových vozidel. Pro lepší pochopení výsledků je stručně představena struktura SW vyvinutého na Dopravní fakultě Jana Pernera Univerzity Pardubice, jež slouží právě pro detailní výpočty spotřeby energie při jízdě kolejového vozidla napájeného z trolejového vedení, nebo z trakčního akumulátoru.

Klíčová slova

trakční výpočty, akumulátorové napájení, simulace jízdy kolejového vozidla, LFP akumulátor, model akumulátoru

Abstract

The article presents key aspects that have an impact on the calculation of traction energy. These include primarily the use of driving without power and the effect of run without power on the consumption and driving time of the vehicle, the effect of the time of stays at stops while the vehicle's auxiliary drives are running, the effect of the use of regenerative braking into the traction battery and its relationship to adherence and to the timetable. In conclusion, the necessary energy reserves in the battery capacity for reliable operation of battery-trolley vehicles are discussed. For a better understanding of the results, the structure of the SW developed at the Faculty of Transport Engineering of the University of Pardubice, is presented.

Keywords

traction calculations, battery power supply, calculation of rail vehicle driving, LFP battery, battery model

[1] **Ing. Ladislav Mlynařík, Ph.D.**, 0000-0001-8396-5657. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera. Studentská 95, 532 10 Pardubice, Česká republika, tel.: +420 466 036 404, e-mail: ladislav.mlynarik@upce.cz
[2] **prof. Ing. Jaroslav Novák, CSc.**, 0000-0003-3844-4961. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera. Studentská 95, 532 10 Pardubice, Česká republika, e-mail: jaroslav.novak@upce.cz
[3] **Ing. Ondřej Sadílek, Ph.D.**, 0000-0002-5943-866X. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera. Studentská 95, 532 10 Pardubice, Česká republika, e-mail: ondrej.sadilek@upce.cz

1 ÚVOD

Snaha o snížení emisí z dopravy a počínající celospolečenský odklon od fosilních paliv je v posledních letech patrný i v osobní regionální železniční dopravě. Stále více železničních tratí v ČR je elektrifikováno a dopravu na nich lze považovat za lokálně bezemisní. Navíc je tohoto efektu dosaženo s možnostmi rekuperace brzdné energie zpět do trakčního vedení, s výhodou tichých a výkonných vozidel. Na části železniční sítě však nikdy nebude tak hustý provoz, aby se jejich elektrizace ekonomicky vyplatila. Snaha čerpat výhody z provozu elektrického vozidla i mimo trolejové napájení vedla výrobce k jejich doplnění o trakční akumulátor.

Trakční akumulátor sice umožňuje vozidlu nezávislý provoz, avšak z principu nedovoluje neomezený dojezd, jako napájení trolejové. Z tohoto důvodu je potřeba vozidlo velmi dobře teoreticky popsat a následně na uvažovaných trasách simulačně ověřit spotřebu energie ve vztahu k dimenzování trakčního akumulátoru.

Ve třetí kapitole jsou na příkladu jízdy regionálního osobního vlaku z Prahy do Mělníka ukázány výhody simulačního ověření akumulátorového napájení. Díky simulacím je možné následně vozidlo navrhnout a provozovat bez rizika nedostatečného dimenzování akumulátoru jak z hlediska kapacitního (dostatku energie), tak z hlediska výkonového, a to vše při zachování maximální možné životnosti. Ze simulace reálného provozu lze také odvodit počet cyklů (a mikrocyklů) trakčního akumulátoru a tím predikovat jeho opotřebení a životnost.

Zatímco vlivy jednotlivých konstrukčních celků vozidla jsou předem známé a za provozu je nelze příliš ovlivnit, vlivy železničního provozu na spotřebu jsou dopředu těžko předvídatelné. Simulačně je možné předem navržené scénáře kvantifikovat a pro bezproblémový provoz navrhnout v kapacitě akumulátoru dostatečné rezervy.

2 KONCEPCE VYVINUTÉHO SW

Na Dopravní fakultě Univerzity Pardubice byl vyvinut simulační model jízdy kolejového vozidla po předem známé trati za účelem ověření jednotlivých vlivů na spotřebu vozidla v elektrickém i akumulátorovém režimu. Simulační SW pracuje s pevnou periodou výpočtu (100 ms). Celkově lze popisovanou část SW rozdělit do několika částí.

2.1 Načtení parametrů trati a vozidla

Nutnou podmínkou pro důvěryhodné výsledky je pečlivé a uvážené zadání vstupních proměnných. Zadávané proměnné popisující parametry trati jsou ve všech simulací stejné: podélný profil (sklony), rychlostní profil, poloha zastávek, názvy zastávek a dostupnost trakčního vedení.

Dalšími parametry přibližujícími simulaci reálnému provozu jsou: různě dlouhé výběhy před zastávkami a před zpomalením, použité poměrné tahy, omezení adheze, zákaz či povolení rekuperace, uvažované zpomalení vozidla, „povolování brzdy“ před zastavením, zarampování nárůstu tažné a brzdné síly atd.

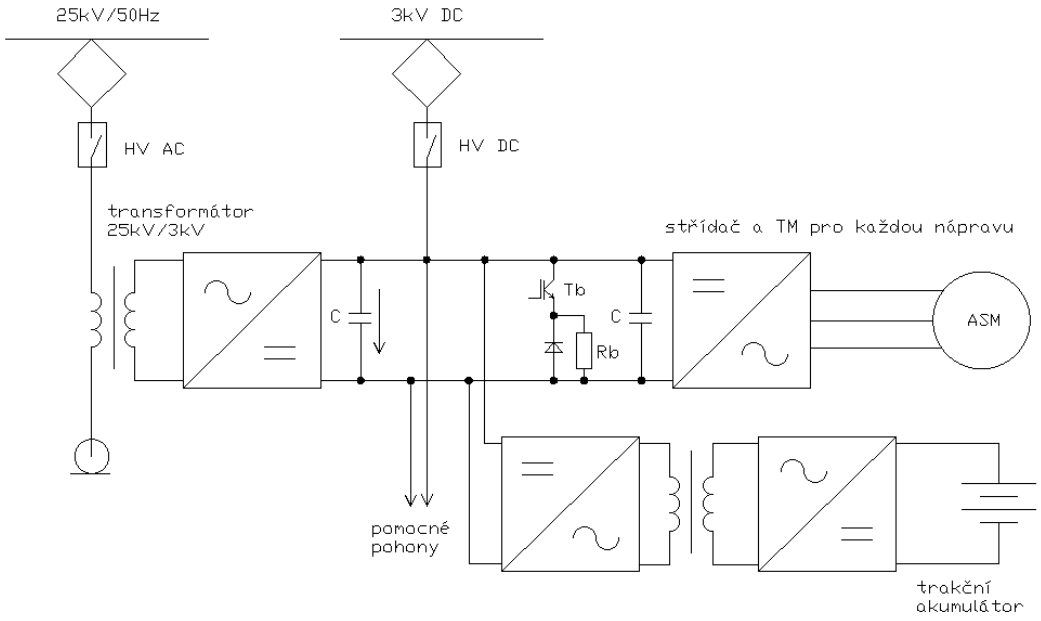
Při zadávání parametrů vozidla je nutné zohlednit jeho trakční schéma. Pro simulace regionálního osobního vlaku byla vybrána dvouvozová elektrická jednotka, doplněná trakčními akumulátory se zjednodušeným trakčním schématem uvedeným na obr. 1.

V případě střídavého trolejového napájení je energie vedena přes trakční transformátor a řízený usměrňovač (řízený usměrňovač je u střídavých vozidel povinný kvůli kvalitě odběru trakční energie, kdy je umožněn odběr proudu ve fázi s napětím) a samozřejmě pro možnost rekuperace energie zpět do trolejového vedení při brzdění vozidla.

Ze stejnosměrného obvodu o jmenovitém napětí 3 kV jsou napájeny čtyři střídače, z nichž každý napájí jeden asynchronní trakční motor s kotvou nakrátko. Dále jsou ze stejnosměrného meziobvodu napájeny všechny netrakční spotřeby (topení vlaku a klimatizace, kompresor, chlazení trakční výzbroje – měničů a trakčních motorů, anebo dobíječ palubní 24 V baterie, ze které je vozidlo řízeno). Součástí meziobvodu simulovaného vozidla je i brzdový odporník, který v případě jízdy pod střídavou trolejí slouží

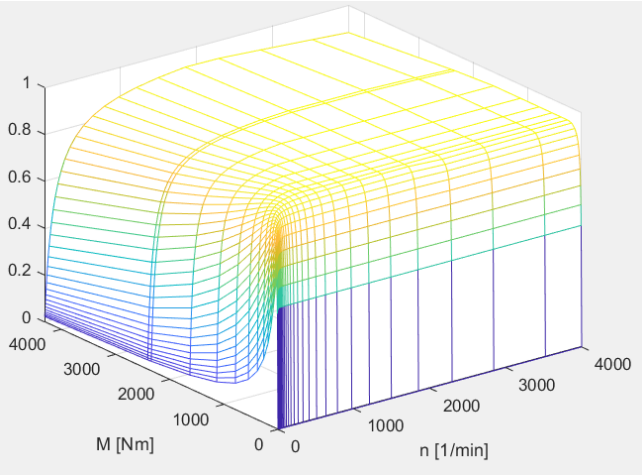
jako rychlá ochrana kondenzátorů v meziobvodu, v případě napájení vozidla ze stejnosměrné troleje je v něm mařena brzdná energie, kterou trolej v dané chvíli neabsorbuje a z libovolných příčin ji není možné uložit do trakční baterie.

Do stejnosměrného meziobvodu je připojena také trakční baterie. Protože uvažujeme stejnosměrný meziobvod o napětí 3 kV, musí být baterie (z bezpečnostních důvodů) galvanicky oddělena od napětí meziobvodu. Na schématu znázorněný oddělovací měnič většinou pracuje na frekvenci vyšších jednotek kHz.



Obr. 1 Trakční schéma zahrnující simulované komponenty

Zvolené trakční schéma je potřeba popsat účinnostmi jednotlivých jeho komponent. Samotné zadání účinností trakčních komponent je téma na samostatnou rozsáhlou zprávu. Jako příklad může sloužit mapa účinnosti trakčního motoru na obr. 2. Uvedené trakční schéma vyžaduje zadání účinnosti nápravové převodovky (závisí na otáčkách a přenášeném momentu), trakčního motoru (závisí na otáčkách a přenášeném momentu), trakčního střídače (závisí na napětí a tekoucím proudu), oddělovacího měniče akumulátoru, řízeného usměrňovače a trakčního transformátoru (závisí na přenášeném výkonu).



Obr. 2 Zadání účinnosti trakčního motoru (účinnost je závislá na momentu a otáčkách motoru na hřídeli M a n)

Mezi další parametry vozidla, které je nutné zadávat patří: hmotnosti, jízdní odpory, délka vlaku, adhezní hmotnost, součinitel rotujících hmot, nápravový převod a průměr kol, střední příkon pomocných spotřeb, trakční charakteristiky v jízdním a brzdném režimu (rozdílné pro trolejové a akumulátorové napájení) a model trakčního akumulátoru.

2.2 Výpočet mechanických a elektrických veličin ve vozidle

Po zadání všech vstupních proměnných probíhá s přednastavenou periodou výpočet trakčních a energetických veličin:

- Určení aktuálně dosažitelné tažné síly z trakční charakteristiky.
- Výpočet aktuálních jízdních odporů.
- Určení potřebné tažné síly v závislosti na rychlostním profilu trati a blížících se zastávkách,

$$\sum F = m \cdot \ddot{s} \tag{1}$$

$$v = \frac{\mathrm{d}s}{\mathrm{d}t} = \lim_{\Delta t \to 0} \frac{\Delta s}{\Delta t} \tag{2}$$

$$a = \frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t} = \lim_{\Delta t \to 0} \frac{\Delta v}{\Delta t} \tag{3}$$

kde suma všech sil působících na vozidlo (které se chová jako jeden hmotný bod) zahrnuje tažnou sílu (dostupnou pro danou rychlost z trakční chrakteristiky), sílu působící z jízdních odporů vozidla, sílu ze sklonu trati, přidanou sílu z průjezdu obloukem a síly vyvolané mechanickými brzdami.

Hmotnost vozidla je značena *M* a *s* je aktuální dráha. První derivací dráhy je aktuální rychlost *v* a druhou derivací potom aktuální zrychlení *a*. V případě, že použijeme dostatečně krátkou periodu výpočtu (např. 100 ms) můžeme napsat vztahy (2) a (3) a uvažovat aktuální zrychlení a rychlost v dané periodě jako konstantní.

- Následuje určení aktuálních možností pohonu tuto tažnou sílu realizovat (v závislosti na parametrech akumulátoru).
- Výpočet skutečné tažné síly podle aktuálních možností pohonu.
- Výpočet skutečných aktuálních parametrů na obvodu kol hnacího vozidla.
- Výpočet aktuálně ujeté dráhy a aktuální rychlosti.

Po jeho dokončení jsou vypsány a graficky zobrazeny veličiny na jejichž základě je možné usuzovat na chování reálného vozidla a v případě potřeby pokračovat v simulačním ověření poměrů v napájecí síti, nebo rozhodovat o dimenzování akumulátoru.

2.3 Výstupní veličiny poskytnuté vyvinutým SW

Z níže uvedených veličin (jejich grafického zobrazení v závislosti na poloze na trati, nebo tabulkovém souhrnu) je možné optimalizovat kapacitu trakčního akumulátoru, dobu jeho dobíjení, posoudit poměr trasy vozidla pod trolejí a na nezatrolejovaném úseku, určit počet cyklů a mikrocyklů akumulátoru, jež mají vliv na jeho stárnutí a životnost.

- čas [s]
- ujetá dráha [km]
- rychlost na obvodu kol [km/h]
- výkon na obvodu kol [kW]
- energie nasčítaná na obvodu kol [kWh]
- žádaný výkon ve stejnosměrném meziobvodu (včetně pomocných pohonů) [kW]
- skutečný výkon ve stejnosměrném meziobvodu (včetně pomocných pohonů) [kW]
- energie nasčítaná v meziobvodu (včetně pomocných pohonů) [kWh]
- výkon na sběrači [kW]
- energie odebraná z troleje (nasčítaná od začátku simulace) [kWh]
- zbývající energie v akumulátoru [kWh]
- aktuální svorkové napětí baterie [V]
- aktuální proud trakční baterie [A]

3 PROVOZ AKUTROLEJOVÉHO VOZIDLA NA REGIONÁLNÍ TRATI

Na Univerzitě Pardubice je pomocí SW popsaného v předchozí kapitole postupně analyzován provoz osobních vlaků na mnoha částečně zatrolejovaných tratích v České republice. Cílem analýzy je ověřit možnost akumulátorového provozu na neelektrizovaných úsecích a reálnost dobíjení v čase stráveném pod trolejí.

Jako příklad vlivů provozu na spotřebu v tomto článku byla vybrána trať z Prahy do Mělníka, která je na obou koncích elektrizována a v její střední části (z odb. Skály do Všetat – 29 km) je vozidlo provozováno na trakční akumulátor. Neelektrizovaný úsek je ve směru do Prahy výhradně do stoupání v opačném směru trať výhradně klesá. Proto je právě na jejím příkladu možné ukázat některé jevy, které by byly na typické koncové trati (vedoucí v jednom směru do hor a v druhém zpět k elektrizované trati v údolí) špatně patrné.

Jako vozidlo byla vybrána polovičně obsazená dvouvozová elektrická jednotka trolej / akumulátor s trakčním schématem podle obrázku 1 a celkovou hmotností 121 t.

Jednotlivé vlivy na spotřebu je možné rozdělit do dvou kategorií:

- První velkou kategorií je konstrukce vozidla a jeho jednotlivých komponent. Mezi tyto vlivy lze zahrnout účinnosti jednotlivých komponent trakčního obvodu a jejich optimalizaci (například odpojováním trakčních motorů v případě jejich dočasného nevyužití), princip vytápění a chlazení vozidla, nebo jízdní odpory (valivý, a především aerodynamický).
- Druhou skupinou, jsou vlivy samotného provozu vozidla (plánovaná i neplánovaná zastavení, sklony trati, výše traťových rychlostí a jejich dosahování, styl jízdy atd).

Zatímco první kategorii vlivů na spotřebu vozidla má v rukou hlavně výrobce, který konstrukcí vozidla určí jeho hospodárnost prakticky na celou dobu životnosti, jevy uvedené ve druhé odrážce většinou nejsou dopředu známy. Vozidlo je velmi často pořizováno jako univerzální a je provozováno na celém spektru železničních tratí a různých výkonech (zastávkové vlaky, spěšné vlaky) atd. Navíc i v rámci stejné trati a stejného výkonu mohou jednotlivé, dopředu těžko předvídatelné, provozní vlivy výrazně změnit trakční spotřebu.

Byly vybrány nejtypičtější „dopředu nepředvídatelné vlivy“, které v železniční dopravě nastávají a na kterých je ilustrován rozsah spotřeby, se kterou může vozidlo tentýž výkon realizovat. Je zřejmé, že uvedených vlivů zvyšujících spotřebu vozidla může být teoreticky nekonečné množství a jedinou spolehlivou možností pokrytí těchto zvýšených spotřeb při jízdě po nezatrolejované trati jsou rezervy v kapacitě trakčního akumulátoru.

Podrobně byly analyzovány vlivy zejména:

- Jízda po různě sklonově náročných tratích
- Výběhy před zastavením a snížením rychlosti / jízda plnou rychlostí do posledního možného okamžiku následovaná brzděním
- Přidání neplánovaných zastavení
- Jízda s různými poměrnými tahy
- Vítr působící proti směru jízdy
- Jízda bez elektrodynamického brzdění
- Doba pobytů v zastávkách (nebo na obratu soupravy) a její vliv na spotřebu pomocných pohonů.

3.1 Referenční varianta – jízda ve směru Mělník–Praha

Tato výchozí varianta má nejkratší jízdní doby, protože uvažuje brzdění k místu zastavení až z nejzazšího možného okamžiku. To vyžaduje brzdné síly, které je nutné realizovat z velké části mechanickými brzdami s malou mírou rekuperace (omezená síla z trakční charakteristiky, omezený nabíjecí výkon akumulátoru) a žádné jízdy výběhem. Zároveň je při této simulaci využíván poměrný tah 1 (jízda a elektrodynamická brzda na obálce trakční charakteristiky), který zatěžuje akumulátor největšími proudy, vyvolávajícími největší ztráty na vnitřním odporu akumulátoru. Neznamená to však, že je spotřeba při takové jízdě automaticky největší, jak ukazují některé další simulace.

Na níže uvedených grafech (obr. 3) je vidět průběh traťové a simulací vypočtené rychlosti; průběh redukovaného sklonu a místa jednotlivých zastavení; výkon a energie na obvodu kol; tažná a brzdná síla vyvolaná elektrickým pohonem a brzdná síla mechanických brzd na obvodu kola; výkon ve stejnosměrném meziobvodu vozidla; napětí a proud trakčního akumulátoru; průběh zbývající energie v akumulátoru a průběh odebrané energie na sběrači vozidla.

Na základě těchto průběhů je možné analyzovat provoz vozidla na trati za stanovených podmínek.

Simulací byla vypočtena spotřeba energie na projetí trati za výše popsaných podmínek 195 kWh (56 Wh/tkm) a doba jízdy z akumulátoru (v úseku Všetaty–Rajská zahrada) 44:45 min.



Obr. 3 Grafické znázornění výsledků simulace v závislosti na poloze na projížděné trati

3.2 Jízda opačným směrem Praha–Mělník

Trať ze Všetat do Prahy – na odb. Skály vede do výrazného stoupání. Provedeme-li simulaci jízdy v opačném směru (za jinak stejných podmínek) dostáváme se k velmi odlišným výsledkům spotřeby.

Spotřeba z akumulátoru byla vypočtena 99 kWh (28 Wh/tkm) a doba jízdy stejně, tedy 44:58 min. Při porovnání s předchozí variantou je zřejmé, že akumulátor nelze dimenzovat na střední hodnotu spotřeby a je potřeba ověřit každou trať (a někdy i každý směr) individuálně.

3.3 Jízda s poměrným tahem 50 %

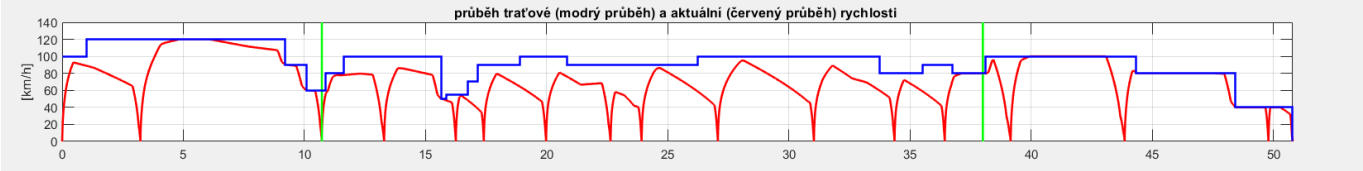
Jízda s poměrným tahem v jízdě 0,5 a v brzdě 1 samozřejmě vede k nižším zrychlením a delším jízdním dobám. Avšak vlivem nižších vybíjecích proudů trakčního akumulátoru snižuje ztráty na vnitřním odporu akumulátoru, a tedy jeho ztráty (vnitřní ztráty v akumulátoru rostou nelineárně v závislosti na protékajícím proudu ($P_{ztrát\ aku} = R_i * I_{aku}^2$).

Simulací byla určena spotřeba z akumulátoru 179 kWh (-16 kWh / -8 % oproti ref. variantě) a doba jízdy z akumulátoru 47:45 min. (+3 min oproti ref. variantě).

3.4 Jízda s výběhy před zastavením, nebo zpomalením

Jízda výběhem obecně znamená nižší střední rychlost. Při simulacích se pravidelně ukazuje, že nízkým prodloužením jízdní doby (kvůli jízdě výběhem) lze ušetřit nezanedbatelnou část energie. Budeme-li dimenzovat akumulátor na spotřebu respektující výběhy už při návrhu dopravního modelu, dostaneme při jakémkoliv krácení zpoždění spotřebu o desítky % větší (např. jízda s využitím automatického vedení vlaku při krácení zpoždění). Bez adekvátní rezervy v kapacitě trakčního akumulátoru může být spolehlivost takového provozu významně ohrožena.

Spotřeba z akumulátoru při důsledném využívání výběhů podle tachogramu na obr. 4 byla vypočtena 154 kWh (-41 kWh / -21 % oproti ref. variantě) a doba jízdy na akumulátor 45:58 min. (+1:13 min oproti ref. variantě).



Obr. 4 Průběh vypočtené rychlosti při zohlednění jízdy výběhem

3.5 Jízda se dvěma neplánovanými zastaveními (2 x 30 s)

I při důsledném využívání rekuperace dochází s každým zastavením ke zvýšení celkové spotřeby. Za „nízkou návratností“ energie zpět do akumulátoru při elektrodynamickém brzdění stojí dvě skutečnosti. Většinou brzdíme většími silami, než je schopna vyvodit sama elektrodynamická brzda a část energie je tak zmařena v mechanických brzdách. Druhým neméně významným faktem jsou účinnosti v trakčním řetězci, kdy energii maříme ve ztrátách trakčních komponent jak při rozjezdu, tak při brzdění.

Přidáme-li dvě zastavení na 30 s (doba pobytu nám dále zvyšuje spotřebu vlivem odběru pomocných pohonů) dostaneme se (za jinak stejných podmínek jako u referenční varianty) ke spotřebě z akumulátoru 207 kWh (+12 kWh / +6 % oproti ref. variantě) a době jízdy na akumulátor 48:21 min. (+3:36 min oproti ref. variantě).

3.6 Jízda proti působícímu větru 20 km/h

Vyjádřit vliv větru působícího proti jízdě vozidla je obtížné. V simulaci bylo použito fiktivní zvýšení všech traťových rychlostí o 20 km/h. Avšak vítr by v reálném provozu působil i při rozjezdech vozidla, což simulační zjednodušení opomíjí. Na druhou stranu je pravděpodobné, že by vítr nepůsobil čistě proti jízdě v celé trase tak, jako to uvažovala simulace.

Při výše uvedených předpokladech činila vypočtená spotřeba energie z akumulátoru 231 kWh (+36 kWh / +18 % oproti ref. variantě). Doba jízdy se nezměnila (44:45 min.) protože vozidlo disponuje dostatečnými tažnými silami na překonání zvýšených jízdních odporů.

3.7 Jízda při omezeném nabíjecím výkonu akumulátoru

V provozu moderních akumulátorů může nastat situace, že kvůli jeho stavu nedovolí battery management systém jeho nabíjení (a tedy rekuperaci brzdné energie) plným výkonem (např. z důvodu

teploty akumulátoru). Vlivem špatné adheze může také dojít k potřebě brzdit všemi nápravami (nejen těmi osazenými trakčním motorem) a původně plánovaná rekuperované energie je výrazným způsobem zmařena v mechanických brzdách. Tyto a mnoho dalších vlivů neplánovaně omezí využití rekuperované energie a celkově zvýší spotřebu vozidla.

Spotřeba z akumulátoru při úplné absenci elektrodynamické brzdy je 278 kWh (+83 kWh / +42 % oproti ref. variantě). Při malých rezervách kapacity akumulátoru by bylo nutné neplánovaně zvýšenou spotřebu řešit zavčasu. Například omezit spotřebu pomocných pohonů, využívat výběhy bez ohledu na jízdní doby atd.

3.8 Prodloužení pobytu mimo trolej o 30 minut

Každé vozidlo odebírá energii pro své pomocné pohony bez ohledu na svoji jízdu. Jedná se především o vytápění a chlazení vozidla, výrobu stlačeného vzduchu, osvětlení, řídící obvody vozidla atd. Tyto spotřeby narůstají v čase. V simulacích byl uvažován střední příkon všech pomocných spotřeb na úrovni stejnosměrného meziobvodu vozidla v hodnotě 41 kW. Tato hodnota byla ověřena u moderní dvouvozové elektrické jednotky měřením, avšak vlivem změn vnějších podmínek (například okolní teploty) se může výrazně měnit.

Pro příklad však lze uvést:

- Při konstantním příkonu pomocných spotřeb 40 kW (na úrovni stejnosměrného meziobvodu vozidla) činí jejich spotřeba za 1 minutu 0,66 kWh, za 30 minut potom +20 kWh.
- Při konstantním příkonu pomocných spotřeb 60 kW (na úrovni stejnosměrného meziobvodu vozidla) činí jejich spotřeba za 1 minutu 1 kWh, za 30 minut potom +30 kWh.

V provozu je nutné počítat s neočekávaným prodloužením pobytu v nezatrolejovaném úseku. V případě nízké rezervy v kapacitě akumulátoru je potřeba výše popsané pomocné pohony včas omezit. Například při vzniku mimořádné události, kdy je potřeba nemanipulovat v prvky vozidla až do příjezdu vyšetřovacích orgánů, takovéto omezení spotřeb není přípustné a za každou půlhodinu vozidlo spotřebuje až 10 % využitelné energie akumulátoru současných aku-trolejových vozidel. To může při nedostatečném dimenzování rezervy v akumulátoru pro danou trasu mít za následek neschopnost vozidla pokračovat v jízdě.

4 ZÁVĚR

V předchozí kapitole bylo ukázáno jen několik možností, které výrazně ovlivnily (zvýšily, nebo naopak snížily) spotřebu vozidla oproti referenční variantě. Byly vybrány situace z každodenního provozu.

Může nastat mnoho dalších situací, které nejen že zvýší spotřebu vozidla v nezatrolejovaném úseku, ale mohou i ohrozit čas původně plánovaný k jeho dobíjení pod trolejí (nebo v nabíjecím bodě).

Obecně lze na uvedené trati uvažovat o dalších (výše neprobíraných) vlivech na spolehlivost akumulátorového napájení:

- Vlak byl zpožděný a nestihl se pod trolejí plně dobít (například obrat soupravy ve Všetatech, na který je plánováno 30 min., ale příjezd byl opožděn o 20 min. Nebo obrat v Mělníce, který byl z důvodu eliminace zpoždění přeložen do Všetat a odpadl tak čas jízdy a dobíjení po cestě.
- Vlak přijede do nezatrolejovaného úseku zpožděný a bude se snažit zpoždění krátit – bude „kopírovat traťové rychlosti“ (využívat tažné síly na obálce trakční charakteristiky, úplné vynechání fáze jízdy výběhem atd.).
- Vlak z důvodu mimořádnosti ukončí jízdu před koncem nezatrolejovaného úseku (například v Neratovicích) a bude se vracet zpět bez plánovaného dobití.
- Vlak pojede z důvodu mimořádnosti za jiným vlakem a bude opakovaně zastavovat u návěstidel, nebo pojede k několika přejezdům „se zvýšenou opatrností“.

Dílčí úvahy v tomto článku jednoznačně vedou k závěru, že není možné plánovat energetiku nasazení aku-trolejového vozidla na konkrétní trati na základě jeho spotřeby na trati jiné, nebo dokonce na základě spotřeby jiných vozidel. Ke zodpovědnému a důvěryhodnému zhodnocení dojezdu vozidla na dané trati

nelze používat průměrné spotřeby v jednotkách kWh/tkm. Parametry každé železniční trati jsou specifické a používání průměrných spotřeb získaných kdekoli jinde je možné pouze za předpokladu dostatečných rezerv zbývající energie v akumulátoru po návratu pod trolejové vedení (nebo po příjezdu do nabíjecího místa).

Kapacity trakčních akumulátorů dnešních vozidel velmi často dostačují k jejich bezproblémovému provozu na dané trati. Energetická rezerva však není taková, jako v případě vozidla dieselového. Proto je potřeba provoz akumulátorových vozidel dopředu pečlivě naplánovat. Dokonce i při pečlivém posouzení spotřeby vozidla na konkrétním výkonu a na dané trati (zkušební jízdou a simulacemi) je nutné zvážit více, či méně pravděpodobné komplikace, které mohou v železniční dopravě nastat. Trakční akumulátor je nutné zodpovědně dimenzovat s ohledem na pokrytí těchto mimořádností a při vědomí, že využitelná kapacita trakčního akumulátoru je (s ohledem na jeho životnost) jen cca 80 % kapacity skutečně instalované. Dalším faktorem hodným pozornosti je využitelná kapacita akumulátoru na konci jeho životnosti (která bývá definována jako 80 % původně využitelné kapacity). Na konci životnosti tak musíme počítat s tím, že využitelná kapacita akumulátoru bude jen 64 % (0,8 · 0,8) kapacity původně instalované. I v této kapacitě je potřeba mít zahrnuty rezervy pro všechny uvažované mimořádnosti. Alternativou může být přesun vozidla na méně energeticky náročné výkony.

Příspěvek byl vytvořen v rámci projektu „Prostředky pro implementaci nízkoemisních technologií v železniční dopravě“, který je financován Technologickou agenturou České republiky pod číslem CL01000041.

◆◆

Literatura

[1] BALSAR, J., MRKVIČKA, J. *Trakční vozidla závislá I*. 1. vyd. Praha: NADAS, 1982.
[2] HERZÁŇ, F., HABARADA, D., MRKVIČKA, J. *Mechanika dopravy koľajových vozidiel*. Praha: NADAS, 1989.
[3] NAVRÁTIL, J. *Vliv vozidlového odporu na trakční výpočty.* Bakalářská práce. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2011.
[4] FREIBAUER, L., RUS, L., ZAHRÁDKA, J. *Dynamika kolejových vozidel*. 1. vyd. Praha: NADAS, 1991. ISBN 80-7030-104-X.
[5] ČSD V7. *Trakční výpočty.* Praha: NADAS, 1982.
[6] JANSA, F. *Dynamika a energetika elektrické trakce*. Praha: NADAS, 1980.
[7] ŠRÁMEK, M. Elektrické jednotky s trakční baterií řady 690.2 ČD. *Dráha.* Roč. 2024, č. 11. ISSN 1211-1260.
[8] PHAM, N. N., SADÍLEK, O., LEUCHTER, J. *Parameterization of Traction Battery Models for Performance Evaluation in Ecological Rail Transport.* Nuremberg, Germany: *PCIM Conference 2025*, 6.–8. 5. 2025.
[9] MAŠEK, Z. *Seznámení s programem Matlab*. Studijní opora. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2013.
[10] *Altairnano 70 Amp Hour cell*. Altairnano product P/N 1112533-001. Datasheet. Document number: 3342116 (R2), 2021.
[11] KŘEPELA, J., VANĚČEK, M. *Tenzometrické měření účinnosti převodovky pro metro 11Mt*. Technická zpráva Wikov MGI a.s. Hronov, 2014.
[12] HU, M., ZENG, J., XU, S., FU, C., QIN, D. Efficiency Study of a Dual-Motor Coupling EV Powertrain. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*. Vol. 64 (2015), no. 6, s. 2252–2260. ISSN 1939-9359.
[13] HONGWEN, HE., RUI, X., JINXIN, F. Evaluation of Lithium-Ion Battery Equivalent Circuit Models for State of Charge Estimation by an Experimental Approach. *Energies*. Vol. 4 (2011), no. 4. ISSN 1996-1073.
[14] MOIUSAVI, S. M., NIKDEL, M. Various battery models for various simulation studies and applications. *Renewable & Sustainable Energy Reviews.* Vol. 32 (2014). ISSN 1364-0321.

[15] NOVÁK, J., MLYNAŘÍK, L., LELEK, T. Možnosti využití kolejových vozidel s kombinovaným napájením v regionální osobní dopravě. *ELEKTRO*. Roč. 25 (2015), č. 6. ISSN 1210-0889.

[16] NOVÁK, M., NOVÁK, J., MORKUS, J., MUSÁLEK, L., SIVKOV, O. Drivetrain modelling and parameter calculation for an electric bus with fixed or 2-speed gearbox. *International Journal of Electric and Hybrid Vehicles*. Vol. 12 (2020), no. 3, s. 229–252. ISSN 1751-4088.

[17] NOVÁK, M., NOVÁK, J., NOVÁK, Z. Methodology for Efficiency Mapping of Permanent Magnet Synchronous Motors. In: *EDPE 2017 – 19th International Conference on Electrical Drives and Power Electronics, conference proceedings.* Danvers: IEEE, 2017, s. 205–210. ISSN 1339-3944. ISBN 978-1-5386-3381-6.

[18] ČÁP, J. Adhezní limity procesu trakce a brzdění. *Scientific Papers of the University of Pardubice, Ser. B – Jan Perner Transport Faculty*. Roč. 2000, č. 6, s. 53–69. ISSN 1211-6610.

Zasláno / received: 17. 06. 2025, přijato / accepted: 24. 07. 2025, publikováno / published: 17. 09. 2025.

Příspěvek recenzovali / The paper was reviewed by: Ing. Rudolf Mrzena, Ph.D. (Správa železnic, státní organizace), Ing. Jaromír Široký, Ph.D. (Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy).

SOUČASNÉ PROBLÉMY V KOLEJOVÝCH VOZIDLECH

XXVII. konference s mezinárodní účastí
17.–19. září 2025, Česká Třebová

UZAVŘENÁ VÁLEČKOVÁ JEDNOTKA PRO NÁKLADNÍ VAGÓNY S PODVOZKEM TYPU Y25

CYLINDRICAL ROLLER UNIT FOR FREIGHT APPLICATION EQUIPPED BY BOGIES SYSTEM Y25

Ondřej NOVOTNÝ[1], Jan BABKA[2]

e-ISBN: 978-80-7560-564-1
DOI: 10.46585/spkv20252667
ISSN: 3029-8342
CC BY

Abstrakt

Podvozek typu Y25 patří mezi nejrozšířenější podvozky použité v nákladních vozech po celé Evropě. Tradičně jsou využívána otevřená válečková ložiska (CRB) NJ/NJP 130x240, jejichž konstrukce sahá více než 100 let do historie. Toto osvědčené, avšak konzervativní řešení, vyžaduje pravidelné generální opravy po 660 000 km včetně výměny maziva. SKF vyvinulo pro modernizaci tohoto systému uzavřenou předmazanou válečkovou jednotku CRU 130x240, která plně nahrazuje NJ/NJP bez nutnosti jakýchkoliv úprav skříně. Nové řešení přináší zásadní výhodu – prodloužený údržbový interval až 1,2 milionu kilometrů nebo 12 let, podle toho, co nastane dříve. To představuje dvojnásobný údržbový interval oproti stávající variantě, což koncovému uživateli přináší významnou úsporu nákladů na údržbu.

Klíčová slova

podvozek Y25, otevřená ložiska NJ/NJP 130x240, údržbový interval, uzavřená válečková jednotka, CRU 130x240, náklady životního cyklu

Abstract

The bogie type Y25 is one of the most commonly used bogies in freight wagons in Europe. Open Cylindrical Roller Bearings (CRB) NJ/NJP 130x240 are generally used. This conservative solution is known more than 100 years. This proven, but conservative solution requires regular overhauls and relubrication. To modernize this system, SKF has developed a CRU 130x240 enclosed roller unit that fully replaces NJ/NJP without the need for any modifications to the housing. The new solution brings a major advantage – an extended maintenance interval of up to 1.2 million kilometres or 12 years, whichever comes first. This bearing arrangement twice the maintenance interval compared to the current variant, which provides the end user with significant savings in maintenance costs.

Keywords

bogie type Y25, open bearings NJ/NJP 130x240, maintenance interval, CRU 130x240, Life Cycle Cost (LCC)

[1] **Ing. Ondřej Novotný, Ph.D.** SKF CZ a.s. Dělnická 1628/9, 170 00 Praha 7 – Holešovice, Česká republika, tel.: +420 603 821 503, e-mail: ondrej.novotny@skf.com

[2] **Ing. Jan Babka**. SKF CZ a.s. Dělnická 1628/9, 170 00 Praha 7 – Holešovice, Česká republika, tel.: +420 603 428 740, e-mail: jan.babka@skf.com

1 ÚVOD

Koncoví uživatelé a operátoři vlakových flotil neustále hledají způsoby, jak snížit náklady na údržbu. Tento trend je patrný i u majitelů nákladních vagónů v Evropě, kteří využívají nejrozšířenější typ podvozku Y25. Jednou z často požadovaných změn v údržbovém procesu je prodloužení intervalu údržby dvojkolí, včetně ložisek, nad původně sjednanou hodnotu. Podvozek typu Y25 tradičně využívá otevřená válečková ložiska NJ/NJP 130x240 (WJ/WJP), jejichž konstrukce má více než stoletou historii. Toto osvědčené, ale poněkud konzervativní řešení vyžaduje pravidelné generální opravy a výměnu maziva.

Cílem SKF je nabídnout výrobcům vagónů a koncovým uživatelům modernizované ložiskové řešení, které plně nahrazuje původní systém otevřených ložisek NJ/NJP (WJ/WJP), aniž by bylo nutné provádět jakékoli úpravy skříně. Nově vyvinutá uzavřená a předmazaná válečková jednotka (CRU 130x240) má prodloužený údržbový interval 1 200 000 km nebo 12 let, podle toho, co nastane dříve.

V tomto příspěvku porovnáme celý životní cyklus současného řešení CRB a navrhovaného řešení CRU 130x240. Zaměříme se na očekávané rozdíly v požadavcích na údržbu, v konstrukci a faktorech ovlivňujících náklady na životní cyklus. Srovnání by mělo poskytnout přehled o výhodách řešení při použití uzavřené válečkové jednotky.

2 ÚDRŽBOVÝ INTERVAL OTEVŘENÝCH LOŽISEK NJ/NJP

Podle Asociace soukromých vlastníků vozů VPI je maximální počet najetých kilometrů před údržbou ložisek stanoven na 660 000 km [3]. V závislosti na rychlosti vozidla a ročním počtu ujetých kilometrů se celková provozní doba pohybuje mezi 8 až 16 lety. Současná konstrukce s nezakrytými ložisky nedokáže spolehlivě překročit tyto intervaly údržby.

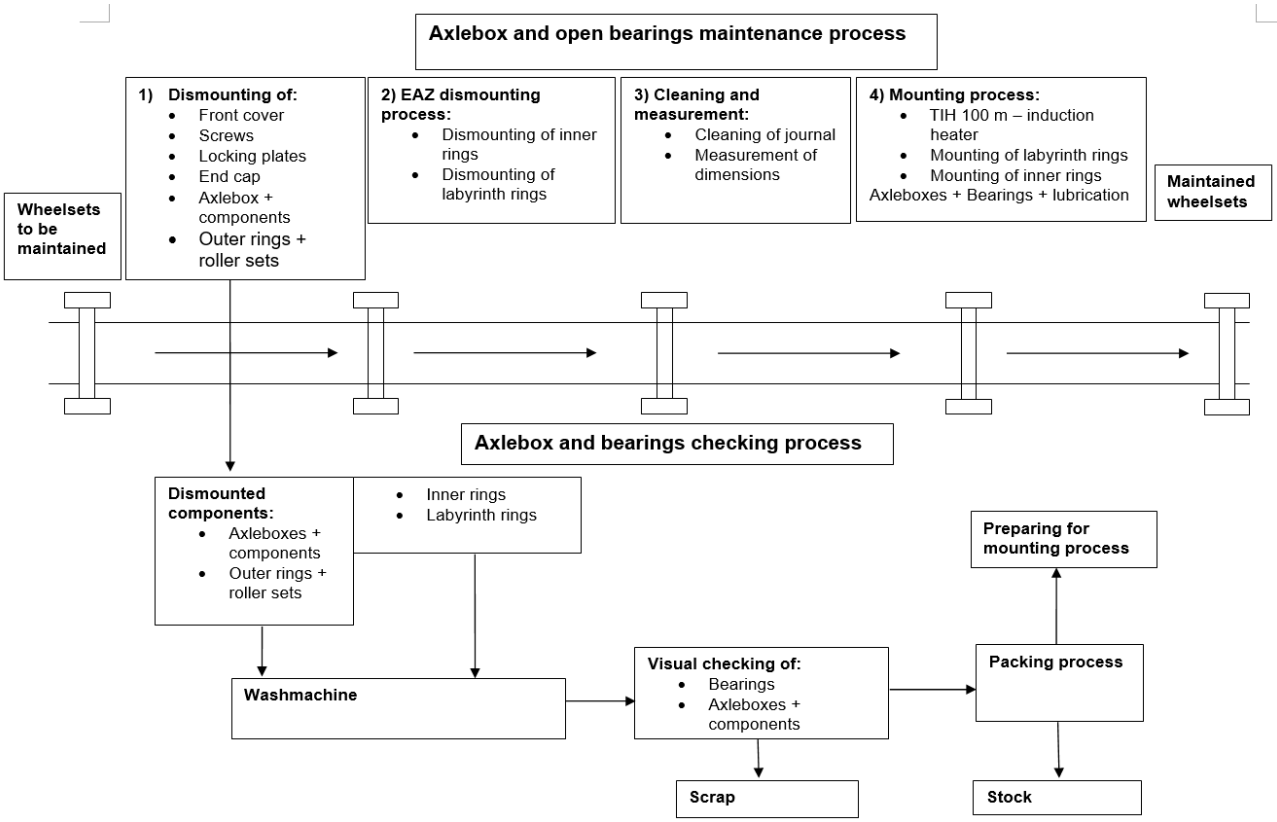
Údržba ložisek vyžaduje vyřazení vozidla z provozu a demontáž dvojkolí, aby bylo možné ložiska následně rozebrat. Pro provozovatele představují tyto pravidelné generální opravy ložisek značnou finanční i provozní zátěž. Pro dosažení maximálních úspor nákladů a vyšší dostupnosti aktiv by měl být interval údržby všech součástí dvojkolí prodloužen a vzájemně sladěn.

Dále je důležité si uvědomit, že obě uspořádání ložisek vyžadují odlišné nástroje a způsob manipulace. Během údržby musí být opěrný kroužek dvojkolí, ložiska a nápravová skříň odstraněny, aby bylo možné provést nedestruktivní testování nápravy.

2.1 Montáž a demontáž otevřených nápravových ložisek NJ/NJP

Obr. 1 znázorňuje kompletní proces údržby ložisek a nápravové skříně [2]. Prvním krokem je demontáž předního krytu, šroubů a koncového víka, což umožní vyjmutí nápravové skříně spolu s vnějšími kroužky a sadou válečků z čepu.

Druhým krokem je demontáž vnitřních kroužků z čepu a opěrného kroužku pomocí zahřívání. K tomuto procesu je zapotřebí několik speciálních indukčních ohřívačů (EAZ). Jeden ohřívací přístroj musí být navržen podle průměru oběžné dráhy vnitřního kroužku, druhý podle provedení opěrného kroužku. Po těchto úkonech jsou dvojkolí, nápravová skříň a ložiska připraveny k údržbě. Po dokončení údržby se opěrný kroužek, nová nebo renovovaná ložiska musí namontovat zpět na čep. Opěrný kroužek se zahřívá na 140–150 °C, zatímco vnitřní kroužky vyžadují nižší teplotu (110 °C). Následuje další důležitý krok, a to je mazání ložisek. K dispozici jsou dvě možnosti mazání ložisek – ručně nebo automatickým mazacím systémem. V mnoha dílnách se mazání provádí ručně. Tento proces může přinést nepřesnost měření a riziko kontaminace maziva. Automatický mazací systém je přesnější v případě měření množství maziva, ale i v tomto případě by mohlo dojít ke kontaminaci maziva během tohoto procesu nebo po něm, protože ložiska jsou v dílně skladována otevřená. Použití otevřených ložisek znamená, že zákazník musí zajistit veškeré aktivity související s nákupem, skladováním maziva a kontrolou jeho kvality, což u CRU 130x240 odpadá. Celý proces montáže a demontáže trvá přibližně dvakrát déle než instalace CRU jednotky včetně skříně.



Obr. 1 Údržbový proces nápravových ložisek NJ/NJP a skříně

3 UZAVŘENÁ VÁLEČKOVÁ JEDNOTKA (CRU 130X240)

Jak již bylo uvedeno, utěsněná a předmazaná válečková jednotka plně nahrazuje stávající otevřený ložiskový systém typu NJ/NJP, aniž by bylo nutné upravovat skříň, labyrint nebo přední víko. Skládá se ze dvou vnitřních kroužků typu NJ/NJ a dvou vnějších kroužků, mezi nimiž jsou umístěny valivé elementy v klecích. Vnější a vnitřní kroužky jsou pevně spojeny pomocí speciálních kroužků, což zajišťuje stabilitu celé sestavy i při demontáži z čepu (obr. 2).



Obr. 2 Válečková jednotka CRU 130x240

Ložisková jednotka je z výroby předmazaná syntetickým mazivem, které zajišťuje dlouhý údržbový interval až 12 let. Systém těsnění je dvoustupňový – první stupeň tvoří integrované těsnění typu „C“, umístěné přímo na jednotce, zatímco druhý stupeň představuje již existující kombinaci labyrintu a tělesa skříně. Tato dvojitá konstrukce výrazně zvyšuje účinnost těsnění a poskytuje spolehlivou ochranu proti vnikání nečistot. Díky těmto konstrukčním prvkům nabízí válečková jednotka prodloužený údržbový interval až 1,2 milionu kilometrů nebo 12 let, podle toho, co nastane dříve.

3.1 Údržbový interval válečkových jednotek

S ohledem na specifikaci válečkové jednotky, proces montáže a demontáže, způsob mazání a výběr maziva je níže navržen nový plán údržby válečkové jednotky. Tento plán je závislý na celkovém počtu najetých kilometrů vozidla a je rozdělen do dvou skupin A a B. Vozy s velmi nízkým ročním nájezdem (skupina A) mohou i nadále využívat otevřená ložiska, protože jejich průměrný počet najetých kilometrů nepřesahuje 30 000 km ročně. Z technického hlediska není nutné používat válečkové jednotky pro tuto skupinu vozidel. Naopak vozidla s vyšším ročním nájezdem než 30 000 km by měla být vybavena ložiskovými válečkovými jednotkami. U této části flotily lze renovaci jednoho ložiska eliminovat po ujetí 660 000 km nebo po osmi letech provozu. Pokud je nutné demontovat válečkovou jednotku například z důvodu výměny kola, může být tato jednotka znovu namontována bez nutnosti renovace.

Tab. 1 Údržbové intervaly

	Údržbové intervaly		
	Projezd za rok [km]	**Max. projezd [km]**	**Max. doba [roky]**
A	0 – 30 000	660 000	16
B	30 000 – 120 000	1 200 000	12

3.2 Montáž a demontáž válečkových jednotek

Válečkové jednotky vyžadují montáž a demontáž pomocí hydraulického lisu, tedy montáž za studena. Tento způsob instalace je nezbytný vzhledem ke konstrukci jednotky. Proces montáže za studena však pomáhá zkrátit dobu údržby oproti otevřeným ložiskům a zároveň eliminuje riziko kontaminace ložisek. Doba montáže a demontáže představuje klíčový faktor ovlivňující LCC pro operátory. Navíc jsou k dispozici robotizované systémy pro montáž a demontáž ložisek, které minimalizují potřebu vyškoleného personálu k dokončení procesu montáže za studena.

V tab. 2 je ukázáno porovnání jednotlivých parametrů otevřeného řešení a jednotky CRU.

3.3 Renovace válečkové jednotky

Renovace válečkových jednotek může být prováděna buď přímo u SKF nebo v kvalifikované dílně autorizovanými pracovníky. Proces mytí a vizuální kontroly ložisek je obdobný jako u otevřených ložisek, avšak u jednotek zahrnuje i výměnu integrovaného těsnění a speciálních spojovacích kroužků mezi vnitřním a vnějšími kroužky. Důležitým krokem renovace je přesné dávkování a distribuce maziva. Po dokončení mazání musí být jednotka sestavena tak, aby byla zajištěna správná funkce.

Tab. 2 Porovnání otevřeného ložiskového systému a válečkové jednotky

	NJ/NJP 130x240 TN	**CRU 130x240: BC2-0122 ED/VA860**
Rozměr [mm]	130x240x160	130x240x160
Spolehlivost, těsnění	Labyrintový systém	Labyrintový systém a těsnění CRU
Mazání	Mazání během montáže v dílně	Předmazaná jednotka z výroby
Montáž a demontáž	Za tepla	Za studena hydraulickým lisem a nástroji
Údržbový interval	660 000 km	Dvojnásobný – 1,2 mil. km nebo 12 let, co nastane dříve
Neplánovaný krátký údržbový interval	Demontáž a renovace ložiska	Ložisko nemusí být renovováno při krátkém údržbovém intervalu
LCC (Life Cycle Cost)	-	++
Udržitelnost	Množství maziva 600 g	Množství maziva v jednotce 240 g

4 VÝPOČET LCC

Prodloužení údržbového intervalu z 660 000 km na 1,2 milionu km a 12 let výrazně sníží náklady na údržbu nákladního vagónu. Výpočet vychází z porovnání celkových nákladů na údržbu po dobu životnosti ložiska. Při zohlednění průměrného zatížení ložisek podvozků typu Y25, odpovídajícího nápravovému zatížení v rozmezí 22,5 t až 25 t, činí základní trvanlivost (L10) dle normy ISO 281 přibližně 3,6 milionu kilometrů [1]. Tato vzdálenost odpovídá z časového hlediska přibližně 36 let v závislosti na ročním nájezdu kilometrů. Během časového úseku 36 let musí ložiska projít předepsanými servisními prohlídkami. Utěsněná válečková jednotka výrazně redukuje počet renovací během tohoto období, a to na pouhé dvě. Oproti tomu otevřený ložiskový systém vyžaduje pět renovací (viz obr. 3).



Obr. 3 Počet renovací během životnosti ložisek

Pro přehledný výpočet úspor nákladů na údržbu byl vyvinut výpočetní program, který na základě zadaných parametrů vypočítá finanční úsporu při použití válečkových jednotek. Níže jsou uvedeny základní parametry, které je nutné zadat pro stanovení ušetřených nákladů:

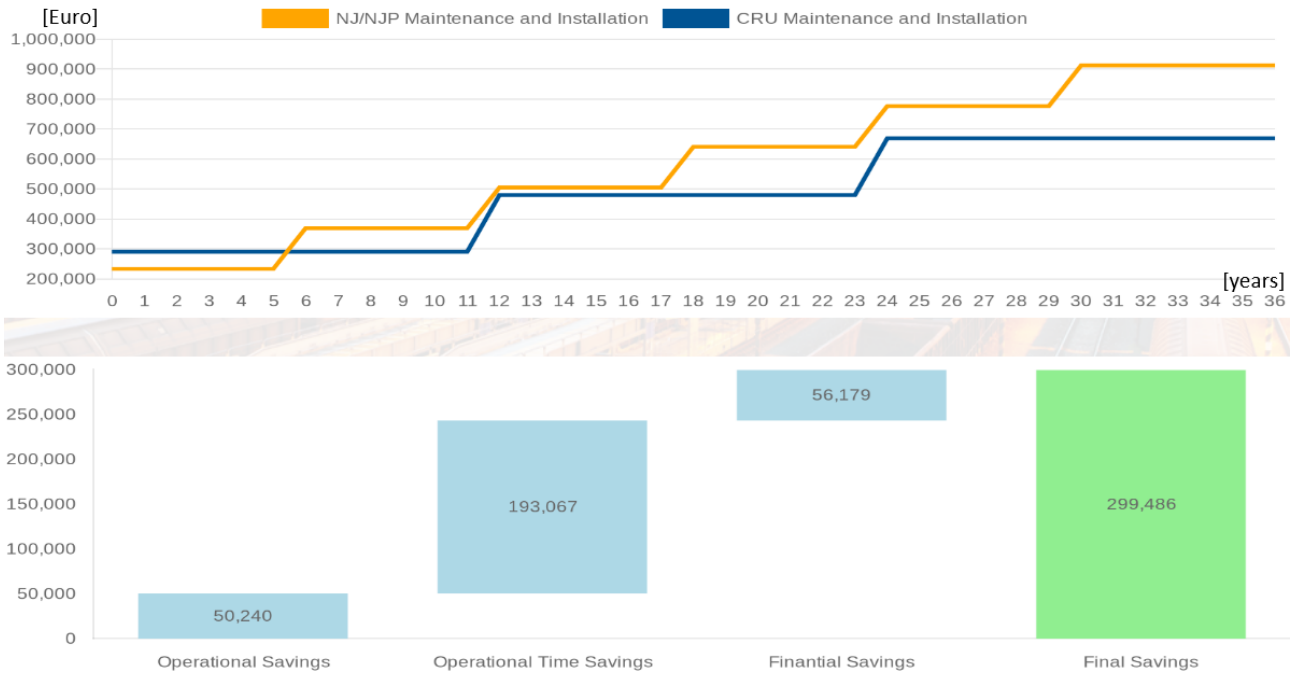
- cena nového ložiskového setu NJ/NJP 130x240 TN, náklad na renovaci a počet renovací,
- cena válečkové jednotky CRU 130x240, náklad na renovaci a počet renovací,
- celková doba životnosti ložisek (36 let),
- celkový počet ložisek,
- cena a množství maziva pro otevřená ložiska,
- doba montáže a demontáže otevřených ložisek a válečkového ložiska včetně nákladů na pracovníky,
- investice v případě nákupu hydraulického lisu včetně lisovacích nástrojů.

Výpočetní program Freight CRU Value Calculation přehledně vizualizuje výsledky pomocí grafů. Horní část obr. 4 znázorňuje příklad výpočtu LCC pro flotilu složenou ze sta vagónů. Výpočty ukazují, že při použití konzervativního řešení s otevřenými ložisky dochází po jedenácti letech k navýšení nákladů.

Spodní část obr. 4 znázorňuje jednotlivé skupiny nákladů, které lze optimalizovat díky použití válečkových ložisek:

- první sloupec představuje provozní úspory (Operational Savings), tedy úspory vznikající během instalace a renovace ložisek, včetně nákladů na mazání,
- druhý sloupec zobrazuje časové provozní úspory (Operational Time Savings), zahrnující snížení časových nákladů na montáž a demontáž ložisek,
- třetí sloupec obsahuje další úspory (Financial Savings), které zákazník získává díky odložené platbě za údržbu při prodloužení životnosti ložisek,
- čtvrtý sloupec ukazuje celkové ušetřené náklady.

Z grafů je zřejmé, že po 11 letech výrazně rostou náklady na údržbu otevřených ložisek, což činí údržbu nákladních vagónů vybavených válečkovými jednotkami mnohem efektivnější. Je však důležité zmínit, že výpočetní model nezohledňuje finanční ztráty spojené s častější nutností svolávání vagónů k údržbě v případě použití otevřených ložisek. To ještě více podtrhuje výhody použití válečkových ložisek.



Obr. 4 Zobrazení výpočtu ušetření nákladů na údržbu

5 ZÁVĚR

Koncoví uživatelé železnice neustále hledají způsoby, jak snížit náklady na údržbu. Jedním z nejžádanějších opatření je prodloužení intervalu údržby dvojkolí včetně nápravového ložiska oproti původně sjednané hodnotě. K dosažení této změny je vhodné nahradit stávající uspořádání ložisek inovativním řešením, například válečkovou jednotkou CRU. Uzavřené a předmazané válečkové jednotky se již úspěšně osvědčily v železničních aplikacích pro cestující, od systémů metra až po velmi vysokorychlostní jednotky EMU. Nejnovější nápravové ložiskové jednotky SKF jsou navrženy tak, aby měly výrazně delší provozní životnost mezi generálními opravami. Díky tomu lze harmonogram generálních oprav ložisek sladit například s výměnou vysoce odolných kol. Dvojkolí s dlouhou životností, vybavené jednotkami CRU, představuje nejefektivnější řešení z hlediska nákladů pro evropský trh nákladní dopravy.

◆◆

Literatura

[1] SKF GROUP. *SKF Railway Technical handbook*. Vol. 1, July 2011. ISBN 978-91-978966-3-4.
[2] JANOŠ, P., KUCHARCZYK, P., PAVČO, J., MEANEY, P., NOVOTNÝ, O. *Wheelsets and bearings dedicated for freight wagons.* Venice, Italy: XIX. International Wheelset Congress, 16.–20. 6. 2019.
[3] VPI-EMG 04. *Maintenance of Freight Wagons – Wheelsets*. Version 3. 1. 2017.

Zasláno / received: 17. 06. 2025, přijato / accepted: 15. 07. 2025, publikováno / published: 17. 09. 2025.

Příspěvek recenzovali / The paper was reviewed by: doc. Ing. Petr Heller, CSc. (Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní), doc. Ing. Michael Lata, PhD. (Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera).

SOUČASNÉ PROBLÉMY V KOLEJOVÝCH VOZIDLECH

XXVII. konference s mezinárodní účastí
17.–19. září 2025, Česká Třebová

VALIDACE MBS MODELU TRAMVAJE

VALIDATION OF AN MBS MODEL OF A TRAM

Jan PEJŠA[1]

e-ISBN: 978-80-7560-564-1
DOI: 10.46585/spkv20252699
ISSN: 3029-8342
CC BY

Abstrakt

Příspěvek se zabývá validací MBS (více tělesový systém) modelu tříčlánkové tramvaje. Před validací byly parametry silových prvků modelu aktualizovány na základě experimentálních dat získaných od výrobců jednotlivých komponent vypružení. Validace modelu byla provedena na základě výsledků měření během stacionárních zkoušek vozidla. Stacionární zkoušky zahrnovaly vážení vyrobených tramvají, zkoušku stlačování podvozků, zkoušku vlastností pohybů v příčném směru a zkrucovací zkoušku. Pro dosažení co nejlepší shody mezi experimentálními daty a výsledky simulací byly optimalizovány hodnoty klíčových parametrů modelu pomocí citlivostní analýzy. Úspěšně provedenou validací bylo dosaženo potřebné věrohodnosti modelu pro jeho využití při simulačním posouzení stacionárních jízdně-technických vlastností v rámci schvalovacího procesu vozidla do provozu.

Klíčová slova

tramvaj, validace, Multi-Body Simulation (MBS), model, stacionární zkoušky, pryžové pružiny, vážení vozidla, zkouška stlačování podvozku, zkouška vlastností pohybů v příčném směru, zkrucovací zkouška, schvalovací proces

Abstract

The paper deals with the validation of an MBS (Multi-Body System) model of a three-section tram. Before the validation, the parameters of the model's force elements were updated based on experimental data obtained from the manufacturers of the suspension components. The model validation was carried out based on measurement results obtained during stationary tests of the vehicle. The stationary tests included weighing of the manufactured trams, a bogie compression test, a determination of displacement characteristics test, and a twist test. To achieve the best agreement between the experimental data and the simulation results, key model parameter values were optimized using sensitivity analysis. Successful validation ensured the required credibility of the model for its use in simulation-based assessment of stationary ride characteristics as part of the vehicle homologation process.

Keywords

tram, validation, Multi-Body Simulation (MBS), model, stationary tests, rubber spring, vehicle weighing, bogie compression test, determination of displacement characteristics test, twist test, homologation process

1 ÚVOD

V současném vývoji kolejových vozidel představují simulační nástroje založené na principu více tělesové soustavy (MBS, Multi-Body System) nepostradatelný prostředek pro predikci dynamického

[1] **Ing. Jan Pejša**, 0009-0003-7127-9184. VÚKV a.s. Bucharova 1314/8, 158 00 Praha – Stodůlky, Česká republika, tel.: +420 736 519 962, e-mail: pejsa@vukv.cz

chování vozidel v různých provozních podmínkách. Pro jejich nasazení v inženýrské praxi a zejména v rámci schvalovacích procesů je však nezbytné zajistit vysokou míru shody simulačního modelu s chováním skutečného vozidla – tedy provést validaci modelu na základě experimentálně získaných dat. Validace není pouze formálním krokem, ale zásadní podmínkou pro získání důvěryhodných výsledků simulací, na jejichž základě lze činit kvalifikovaná rozhodnutí týkající se konstrukce, jízdních vlastností a v neposlední řadě jízdní bezpečnosti vozidla.

V případě tramvajových vozidel nabývá význam validace MBS modelu na ještě větší důležitosti. Na rozdíl od konvenčních železničních vozidel zde často existují výrazná konstrukční a provozní omezení a odlišnosti, která limitují rozsah a možnosti jízdních zkoušek. Mezi ně patří například komplikovaná integrace měřicích dvojkolí do tramvajových podvozků, zejména kvůli konstrukčním odlišnostem (různé profily kol, různé průměry kol, různé rozchody kolejí, brzdové kotouče v kolech atd.). Výroba speciálních měrných dvojkolí, které jsou kompatibilní s danou tramvajovou koncepcí, je technologicky i finančně náročná.

Z výše uvedených důvodů je validovaný MBS model tramvaje důležitým nástrojem nejen pro účely konstrukčních optimalizací a predikce jízdně-technických vlastností, ale také jako součást schvalovacího procesu, kde může v řadě případů nahradit či doplnit obtížně realizovatelné jízdní zkoušky.

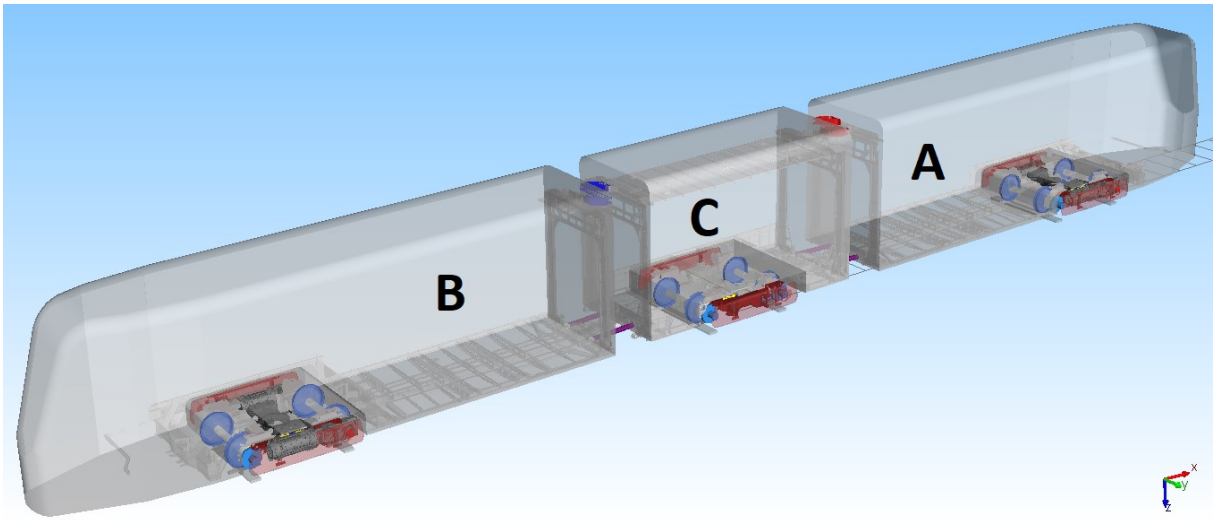
Cílem tohoto příspěvku je představit postup a výsledky validace MBS modelu tříčlánkové tramvaje na základě výsledků měření během stacionárních zkoušek.

2 POPIS MBS MODELU TRAMVAJE

Model tramvaje (obr. 1) je tvořen absolutně tuhými tělesy, která jsou vzájemně propojena pomocí silových prvků (modelujících pružiny, tlumiče, narážky atd.) a kinematických vazeb (modelujících ložiska, klouby atd.) tak, aby model respektoval skutečnou konstrukci vozidla z pohledu dynamického chování. Model je složen z 86 těles a má 302 stupňů volnosti. K tvorbě modelu byl použit software Simpack 2024.1.

Tramvaj je tvořena třemi články A, B a C. Pod krajními články A a B se nachází otočné hnací podvozky. Pod prostředním článkem C se nachází částečně otočný běžný podvozek. Články jsou spojeny pomocí mezičlánkových spojení AC a BC, která jsou realizována horním a dolním spojením.

Vazba dvojkolí a kolejnice byla modelována tak, aby respektovala ustavení vozidla během stacionárních zkoušek.



Obr. 1 Grafická reprezentace modelu tramvaje v prostředí Simpack

2.1 Popis podvozků

Modely podvozků v sobě zahrnují tělesa, která reprezentují rám, pohonné jednotky, dvojkolí, kolébku, kyvná ramena atd. Tělesa v modelu jsou vzájemně propojena pomocí silových prvků, které reprezentují primární vypružení, sekundární vypružení, narážky atd.

Primární vypružení

Vedení dvojkolí je v podvozcích realizováno kyvnými rameny. Kyvná ramena jsou uchycena k rámu podvozku pomocí pryžových silentbloků a bloků pryžových pružin, které se nachází na kyvném rameni. Rozsahy pohybů primárního vypružení jsou omezeny pevnými narážkami a podchytkou.

Sekundární vypružení

V obou typech podvozků se na příčníku nachází příčný tlumič a torzní stabilizátor. Na podélnících se na každé straně podvozku nachází sloupce vinutých pružin a svislý sekundární tlumič. Sloupce pružin hnacího podvozku jsou na horním konci uchyceny ke kolébce. U běžného podvozku jsou sloupce pružin uchyceny přímo k vozové skříni. Uvnitř každého sloupce pružin je uložena přídavná pryžová pružina, která tvoří druhý stupeň charakteristiky vypružení. V příčném směru je druhý stupeň charakteristiky vypružení tvořen pryžovými narážkami, umístěnými uvnitř rámu. Rozsahy pohybů sekundárního vypružení jsou omezeny pevnými narážkami a podchytkou. Přenos podélných sil je v podvozcích realizován pomocí podélných táhel.

Spojení podvozku s vozovou skříní

Sekundární vypružení podvozků A a B je uchyceno ke kolébce, která je pomocí otočového ložiska spojena s vozovou skříní. Maximální rozsah natočení podvozků A a B je omezen pevnými dorazy.

Sekundární vypružení podvozku C je uchyceno přímo k vozové skříni. Rozsah natáčení podvozku C pod vozovou skříní je výrazně menší a je omezen pevnými dorazy.

3 VALIDAČNÍ KONCEPT STACIONÁRNÍCH ZKOUŠEK

V oblasti zkoušení a simulování pro schvalování tramvajových vozidel z hlediska jízdních vlastností v současnosti neexistuje jednotná, ucelená technická norma. Z tohoto důvodu byly pro tyto účely přebrány fyzikálně platné principy i pro tramvajová vozidla z evropské normy [1], která definuje požadavky na zkoušení a simulace pro schvalování železničních vozidel z hlediska jízdních vlastností.

Norma [1] ve své příloze T specifikuje požadavky na validační proces simulačních modelů, které mohou být použity jako alternativa ke klasickým jízdním zkouškám při schvalování vozidla do provozu. Tato příloha rozlišuje dva základní přístupy k validaci, označované jako metoda 1 a metoda 2:

- Metoda 1 umožňuje validaci modelu pro omezený rozsah použití, závislý na velikosti oblasti provedené validace.
- Metoda 2 je určena pro plnohodnotnou validaci modelu, která umožňuje nahrazení kompletní jízdní zkoušky simulací provedenou validovaným modelem.

V případě validace MBS modelu tramvaje byl z velké části aplikován méně přísný validační přístup dle metody 1. Tento přístup byl zvolen s ohledem na specifika tramvajového provozu a skutečnost, že maximální rychlost tramvajových vozidel se pohybuje okolo 60 km/h, což je maximální rychlost, pro kterou norma [1] připouští upuštění od procesu schvalování vozidel z pohledu jízdních vlastností. V rámci procesu validace byly uplatněny limitní odchylky mezi simulačními výsledky a reálnými měřeními tak, jak jsou popsány právě v metodě 1 přílohy T normy [1].

Validační proces byl zdokumentován ve validační zprávě, která slouží jako podklad pro posouzení ze strany schvalovací autority. Posouzení správnosti validace schvalovací autoritou je nutným krokem v rámci schvalovacího procesu. Zpráva obsahuje popis použité metodiky, vstupní parametry modelu, použitá měření, způsob porovnání i výsledné hodnocení shody mezi simulacemi a měřeními.

4 AKTUALIZACE PARAMETRŮ SILOVÝCH PRVKŮ

Původní MBS model tramvaje (dále „Návrhový model“) byl sestaven ve fázi vývoje vozidla a byl založen na návrhových charakteristikách silových prvků. Tyto charakteristiky zpravidla vycházely z předběžných údajů od výrobců jednotlivých komponent, návrhových výpočtů, případně kvalifikovaných

odhadů. Aby model, co nejlépe odpovídal skutečnosti, bylo nutné tyto návrhové charakteristiky aktualizovat na základě naměřených dat jednotlivých silových prvků.

Po dokončení výroby prvních kusů komponent vypružení bylo provedeno měření jejich charakteristik. Měřeny byly všechny prvky primárního a sekundárního vypružení a mezičlánkových spojení. U pružin byla měřena závislost síla-deformace, u tlumičů závislost síla-rychlost.

4.1 Pryžové prvky

Zvláštní pozornost byla věnována aktualizaci parametrů pryžových prvků, zejména pryžovým komponentám v primárním vypružení. Podklady pro aktualizaci parametrů vycházely z podrobných výsledků měření jejich charakteristik a dalších důležitých vlastností.

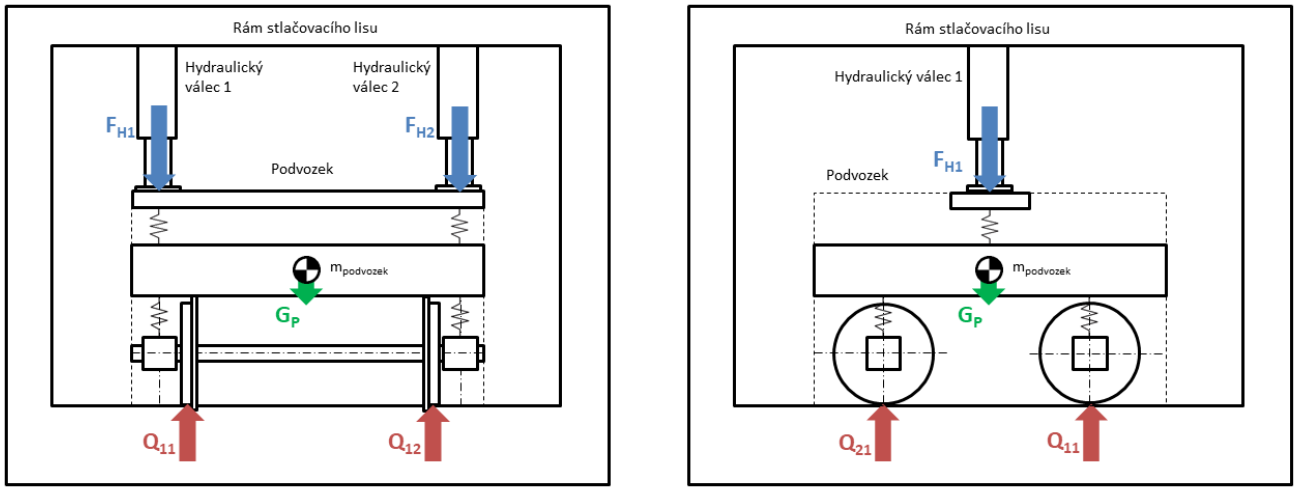
Pryž je viskoelastický materiál, což znamená, že v sobě kombinuje pružnost a vnitřní útlum. Zjednodušeně lze říci, že pryžová pružina se chová částečně jako pružina a částečně jako tlumič. Nicméně problematika chování pryže je, nejen kvůli jejímu nelineárnímu chování ale také kvůli změně dynamických vlastností v závislosti na způsobu zatěžování a dalších vlivů, značně složitější. Měření charakteristik proto bylo navrženo tak, aby tyto vlivy v dostatečné míře postihlo a výsledky měření byly aplikovatelné pro simulace jízdních vlastností vozidla za nejméně příznivých podmínek.

Specifickým rysem pryžových prvků je změna vlastností vlivem teploty. Provozní rozsah teplot tramvaje je od -30 °C do +50 °C. V tomto rozsahu teplot již může u pryžových prvků docházet k významným změnám tuhosti. Při nízkých teplotách dochází u pryžových prvků ke zvyšování jejich tuhosti, což není bez vlivu na interakci vozidlo-kolej. Z toho důvodu bylo provedeno měření charakteristik klíčových pryžových prvků také za nízkých teplot.

Ke změně vlastností pryžových prvků dochází také vlivem stárnutí. Zpravidla s narůstajícím počtem cyklů dochází k jejich tuhnutí. Proto došlo u klíčových prvků vypružení k opakovanému měření jejich charakteristik v průběhu a na konci životnostní zkoušky.

5 STLAČOVÁNÍ PODVOZKŮ

Stlačovány byly oba typy podvozku, běžný a hnací. Cílem měření bylo ověřit statické svislé charakteristiky plně vystrojených podvozků. Statická svislá charakteristika podvozku je určena hlavně prvky svislého vypružení, ale parazitně ji ovlivňují také jiné prvky vypružení a ostatní vazby mezi vypruženými částmi, například silentbloky.



Obr. 2 Schéma stlačovacího lisu (vlevo – přední pohled, vpravo – pohled zleva)

Stlačování podvozků probíhalo na speciálním stlačovacím lisu, který pomocí hydraulických válců stlačoval podvozek (obr. 2). Hydraulické válce tlačily na podvozek v místech sekundárních pružin a simulovaly tak zatížení vyplývající z tíhy neseného článku. Stlačovací lis umožňuje měřit zatěžovací síly

a svislé kolové síly pod každým kolem. Zároveň byla během stlačování měřena svislá deformace primárního a sekundárního vypružení. Stlačování probíhalo od nulového zatížení do zatížení odpovídající provozně loženému vozidlu.

Na základě naměřených dat bylo možné ověřit hmotnosti podvozků a ekvivalentní tuhosti primárního a sekundárního vypružení ve svislém směru.

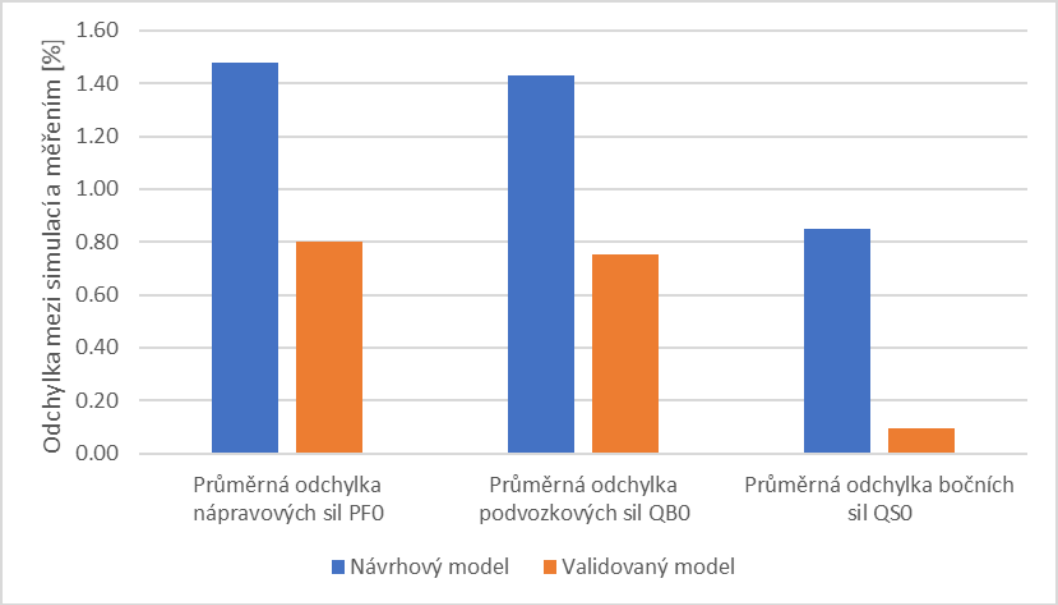
6 VÁŽENÍ VOZIDLA

Vážení vozidla sloužilo ke kontrole rozložení statických svislých kolových sil. Rozložení a velikost statických svislých kolových sil jsou ovlivněny hmotností vozidla, polohou těžiště, primárním a sekundárním vypružením. Výsledky vážení vozidla jsou pro validaci MBS modelu vozidla podstatným vstupem a podle validační metody 1 uvedené v příloze T v normě [1], je nutné pro věrohodně validovaný model splnit limitní odchylky mezi výsledkem simulace a měřením (tab.1).

Tab. 1 Požadované limitní odchylky pro úspěšnou validaci dle [1]

Parametr	**Maximální odchylka**	**Průměrná odchylka všech dvojkolí, podvozků atd.**
Statická nápravová síla P_{F0}	6 %	3 %
Statická podvozková síla Q_{B0}	3 %	3 %
Statická boční síla Q_{S0}	3 %	3 %

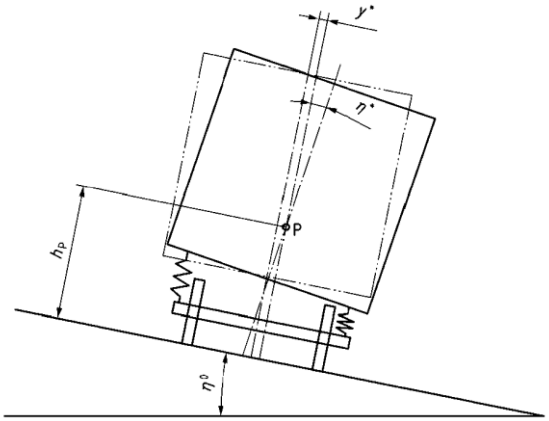
Na obr. 3 jsou zobrazené průměrné odchylky mezi měřením a simulací s návrhovým modelem a s validovaným modelem, který obsahoval aktualizované hmotnostní parametry. Velký rozdíl v odchylkách návrhového modelu a validovaného modelu byl především dán tím, že hmotnostní parametry vyrobených vozidel byly oproti hmotnostním parametrům vozidla v návrhovém hmotnostním rozboru odlišné. I přesto návrhový model plnil požadované limitní odchylky dle tab.1. Nicméně základním cílem validace je dosáhnout, co nejnižších odchylek.



Obr. 3 Průměrné odchylky mezi měřením a simulací s návrhovým a validovaným modelem

7 ZKOUŠKA VLASTNOSTÍ POHYBŮ V PŘÍČNÉM SMĚRU

Měření vlastností pohybů v příčném směru tramvaje bylo provedeno dle přílohy D normy [1] metodou 1, která je stacionární a dochází během ní k naklánění vozidla od nulového úhlu převýšení do maximálního úhlu převýšení η^0 na levou a pravou stranu (obr. 4).

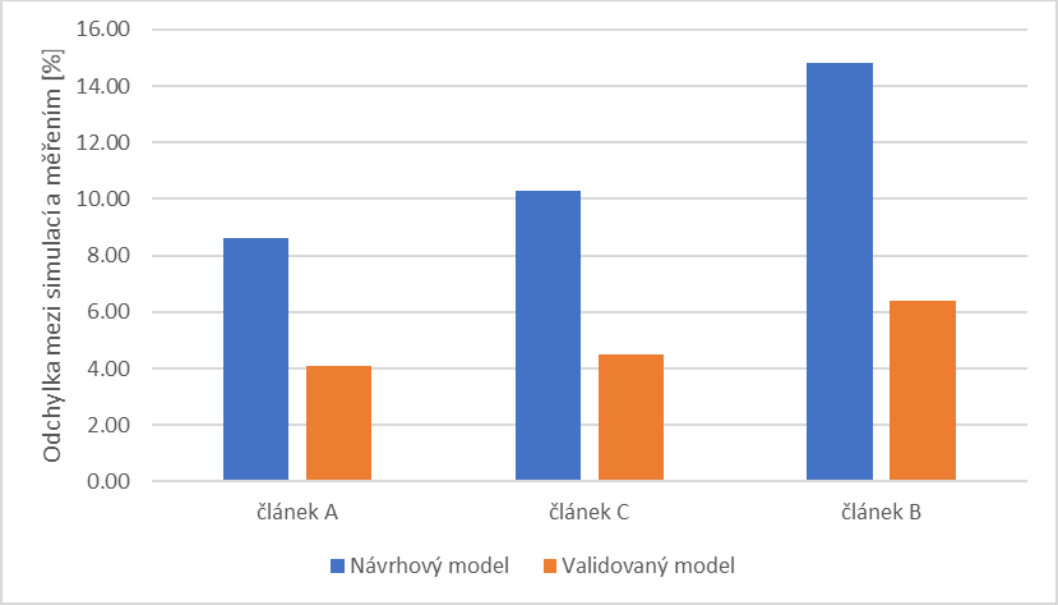


Obr. 4 Stojící vozidlo na převýšené koleji (příklad vozidla bez podvozků); zdroj: [1]

V průběhu zkoušky byly zaznamenávány hodnoty veličin: převýšení koleje (úhel převýšení), náklony dvojkolí, náklony podvozků, náklony článků, stlačení primárního vypružení, stlačení sekundární vypružení a svislé kolové síly. Velikost náklonu článků je ovlivněna zejména hmotnostními parametry článku, tuhostí torzního stabilizátoru a charakteristikou primárního a sekundárního vypružení ve svislém a příčném směru.

Pro dosažení co nejlepší shody výsledků simulací s měřením byla provedena citlivostní analýza měřených veličin na klíčových parametrech vozidla ovlivňujících velikost náklonu.

Díky výsledkům citlivostní analýzy bylo možné klíčové parametry modelu efektivně optimalizovat a dosáhnout výrazného snížení odchylky mezi simulací a měřením. Dle validační metody 1 není požadováno dosáhnout konkrétní limitní odchylky mezi simulací a měřením ale je doporučeno dosažené odchylky informativně uvést. Odchylky součinitele poddajnosti mezi měřením a simulací s návrhovým modelem tramvaje a s validovaným modelem jsou zobrazeny na obr. 5.



Obr. 5 Odchylky součinitele poddajnosti mezi měřením a simulací s návrhovým a validovaným modelem

8 ZKRUCOVACÍ ZKOUŠKA

Zkrucovací zkouška byla provedena ve dvou režimech:

- Režim 1: Průběh zkrucování byl odvozen z [1]. V tomto režimu docházelo ke zkroucení vozidla na bázi rozvoru podvozku a na bázi vzdálenosti podvozků.
- Režim 2: V tomto režimu byly zkrucovány pouze podvozky. Tento režim je specifický pro tramvajový provoz a odpovídá například podmínkám při jízdě jednoho kola podvozku po okolku.

V průběhu zkoušky byly stejně jako v případě naklánění vozidla měřeny veličiny: náklony koleje, náklony dvojkolí, náklony podvozků, náklony skříní, stlačení primárního, sekundární vypružení a svislé kolové síly.

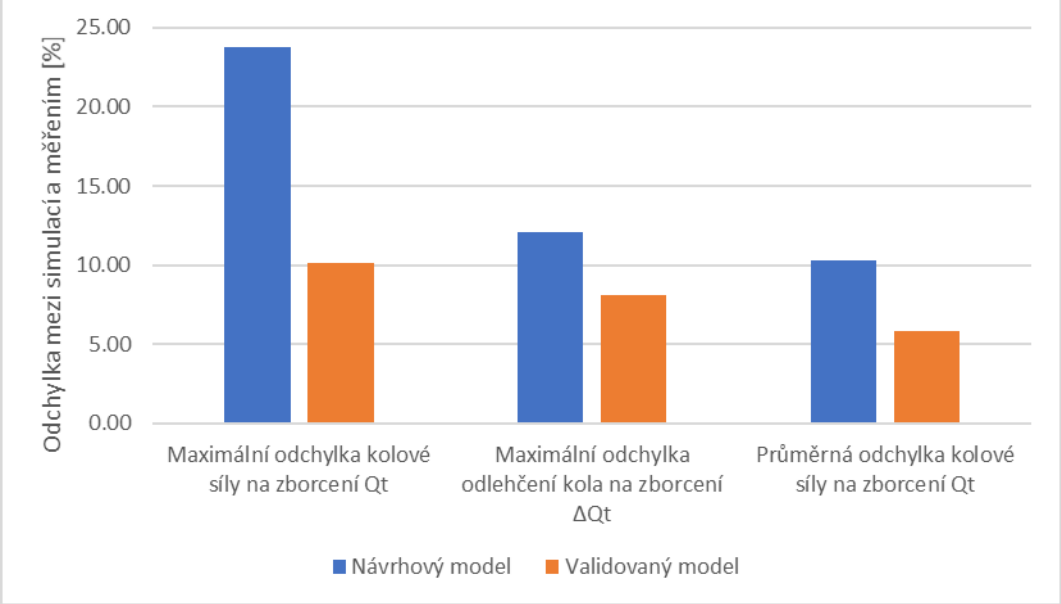
Zkrucovací zkouška je zcela zásadní součástí procesu posouzení bezpečnosti proti vykolejení vozidla. Z toho důvodu by se výsledky simulace zkrucovací zkoušky s věrohodným MBS modelem vozidla měly blížit naměřeným hodnotám. Validační metoda 1 dle přílohy T v normě [1] doporučuje, jakých odchylek mezi měřením a simulací s validovaným modelem by mělo být dosaženo (tab. 2). Tyto doporučené odchylky byly pro validaci MBS modelu tramvaje převzaty.

Tab. 2 Doporučené odchylky pro úspěšnou validaci dle [1]

Parametr	**Maximální odchylka**	**Průměrná odchylka všech dvojkolí, podvozků atd.**
Kolová síla na zborcení Q_t	15 %	7 %
Odlehčení kola na zborcení ΔQ_t	10 %	Není specifikováno

Velikost kolových sil a odlehčení kol během zkrucování jsou zejména ovlivňovány hmotnostními parametry článku, svislou tuhostí primárního a sekundárního vypružení, tuhostí torzního stabilizátoru a tuhostí mezičlánkových vazeb. Pro objasnění vlivu zmíněných parametrů modelu vozidla na měřené veličiny během zkrucování bylo využito citlivostní analýzy.

Díky tomu bylo možné zmíněné klíčové parametry modelu efektivně optimalizovat a dosáhnout doporučených odchylek uvedených v tab. 2. Odchylky mezi měřením a simulací s návrhovým modelem tramvaje a s validovaným modelem jsou zobrazeny na obr. 6.



Obr. 6 Odchylky mezi měřením a simulací s návrhovým a validovaným modelem

9 ZÁVĚR

Příspěvek popisuje postup a výsledky validace MBS modelu tříčlánkové tramvaje s cílem zajistit dostatečnou věrohodnost modelu pro simulační posouzení stacionárních jízdně-technických vlastností v rámci schvalovacího procesu vozidla. Validace byla provedena na základě kombinace experimentálních měření prvků vypružení a stacionárních zkoušek vozidla, které zahrnovaly vážení vozidla, zkoušku stlačování podvozků, zkoušku vlastností pohybů v příčném směru a zkrucovací zkoušku. Během validace byly aktualizovány charakteristiky silových prvků na základě naměřených dat, přičemž zvláštní důraz byl kladen na nelineární a viskoelastické chování pryžových komponent včetně zohlednění vlivu teploty

a stárnutí. K dosažení požadované shody mezi výsledky simulací a experimentálních měření byla provedena citlivostní analýza a optimalizace klíčových parametrů modelu.

Validovaný model vykazuje dobrou shodu se skutečným chováním vozidla v rozsahu provedených zkoušek, přičemž byly dle přílohy T normy [1] splněny požadavky na maximální a průměrné odchylky mezi simulací a měřením.

V budoucnu bude pokračovat validace modelu v dynamické oblasti, aby bylo možné jeho plné využití v rámci schvalovacího procesu vozidla z hlediska jízdních vlastností. Pro rozšíření věrohodnosti modelu v dynamické oblasti bude použito experimentálně získaných dat z průjezdu tramvaje městem.

Poděkování společnosti Škoda Transportation a.s. za umožnění vydání tohoto příspěvku.

◆◆

Literatura

[1] ČSN EN 14363+A2:2024. *Železniční aplikace – Zkoušení a simulace pro schvalování železničních vozidel z hlediska jízdních vlastností – Jízdní chování a stacionární zkoušky*.

Zasláno / received: 30. 06. 2025, přijato / accepted: 02. 08. 2025, publikováno / published: 17. 09. 2025.

Příspěvek recenzovali / The paper was reviewed by: doc. Dr. Ing. Pavel Polach (Výzkumný a zkušební ústav Plzeň s.r.o.), Ing. Jiří Šlapák, Ph.D. (Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera).

SOUČASNÉ PROBLÉMY V KOLEJOVÝCH VOZIDLECH

XXVII. konference s mezinárodní účastí
17.–19. září 2025, Česká Třebová

VLIV TUNELU NA VNITŘNÍ HLUK ŽELEZNIČNÍHO VOZIDLA

EFFECT OF A TUNNEL ON THE INTERNAL NOISE OF A RAILWAY VEHICLE

Lucie PHAMOVÁ[1]

e-ISBN: 978-80-7560-564-1
DOI: 10.46585/spkv20252671
ISSN: 3029-8342
CC BY

Abstrakt

Tento článek se zabývá vlivem jízdy tunelem na úroveň vnitřního hluku železničního vozidla. Měření byla provedena na třech různých typech vozů při jízdě na širé trati a v tunelech, a to v souladu s normou ČSN EN ISO 3381. Mikrofony byly rozmístěny v různých částech vozů, včetně nástupních prostor, přechodů a v jednom případě i v kabině strojvedoucího. Výsledky ukazují, že konstrukce vozidla, zejména tlakotěsnost a počet pater, významně ovlivňuje rozdíl hladin akustického tlaku mezi jízdou na širé trati a v tunelu. Největší rozdíly byly zaznamenány u dvoupatrových vozů, zatímco tlakotěsné vozy vykazovaly nejmenší změny v hluku. Zjištění mohou přispět k optimalizaci návrhu vozidel z hlediska akustického komfortu.

Klíčová slova

hluk, železniční vozidlo, tunel, akustický tlak, měření hluku

Abstract

This article examines the effect of tunnel passage on the internal noise level of a railway vehicle. Measurements were carried out on three different types of coaches during open track and tunnel runs, in accordance with the ČSN EN ISO 3381 standard. Microphones were placed in various parts of the vehicles, including boarding areas, inter-car gangways, and, in one case, the driver's cab. The results show that the vehicle design—pressure-tightness and the number of floors—significantly affects the difference in sound pressure levels between open track and tunnel conditions. The largest differences were observed in double-deck coaches, while pressure-tight vehicles showed the smallest changes in noise levels. The findings may contribute to optimizing vehicle design in terms of acoustic comfort.

Keywords

noise, railway vehicle, tunnel, sound pressure, noise measurement

1 ÚVOD

Cílem tohoto článku je prezentovat výsledky měření hluku uvnitř různých typů železničních vozů při jízdě na širé trati a v tunelech. Měření byla provedena v souladu s normou ČSN EN ISO 3381 a zaměřila se na porovnání akustických podmínek v různých částech vozů. Výsledky poskytují důležité informace pro hodnocení komfortu cestujících.

[1] **Ing. Lucie Phamová, Ph.D.** VÚKV a.s. Bucharova 1314/8, 158 00 Praha 5 – Stodůlky, Česká republika, tel.: +420 736 519 965, e-mail: phamova@vukv.cz

2 USPOŘÁDÁNÍ MĚŘENÍ A MĚŘICÍ SCÉNÁŘE

Měření hluku bylo provedeno v souladu s normou ČSN EN ISO 3381 [1]. Mikrofony byly rozmístěny na různých místech vozu tak, aby pokryly klíčové prostory: jeden mikrofon byl umístěn v přechodu mezi vozy a dva v nástupních prostorech. Zbývající mikrofony byly rovnoměrně rozmístěny v prostoru pro cestující. U soupravy č. 2 byly mikrofony umístěny také v kabině strojvedoucího a na chodbičce u WC.

Měření probíhalo na třech různých soupravách:

- souprava č. 1: dvoupatrové tlakotěsné vozy s maximální konstrukční rychlostí 200 km/h,
- souprava č. 2: jednopatrové vozy s maximální konstrukční rychlostí 160 km/h. U této soupravy byla navíc provedena aerodynamická měření tlakových poměrů na vnější bočnici vozidla.
- souprava č. 3: jednopatrové tlakotěsné vozy s maximální konstrukční rychlostí 200 km/h. Také zde byla provedena aerodynamická měření tlakových poměrů na vnější bočnici vozidla.

Kromě měření akustického tlaku byla zaznamenávána také rychlost jízdy soupravy.

3 MĚŘENÍ

První měřicí kampaň se soupravou č. 1 byla provedena v roce 2018 a další dvě měřicí kampaně se soupravami č. 2 a 3 v roce 2024 na následujících tratích:

- Souprava č. 1: v Německu v roce 2018.
- Souprava č. 2: v ČR na trati Veselí nad Lužnicí – Tábor v dubnu 2024.
- Souprava č. 3 v ČR na trati Tábor – Olbramovice v červnu 2024.

Signály ze všech rozmístěných mikrofonů byly synchronně zaznamenávány pomocí softwaru DataRecorder nebo BK Connect, obojí od Bruel & Kjear. Ukládací frekvence pro mikrofony byla 131 kHz. Rychlost soupravy byla zaznamenávána pomocí vlastního softwaru a se signály mikrofonů byla synchronizována pomocí elektricko-akustického pulsu. Ukládací frekvence pro rychlost byla 500 Hz.

Všechna měření byla provedena za suchého počasí bez deště a sněhu.

4 VYHODNOCENÍ

Vyhodnocení bylo provedeno pomocí softwarových nástrojů BK Connect, Matlab a MS Excel. Pro účely srovnání byly z dat vybrány časové intervaly s přibližně konstantní rychlostí jízdy, a to zvlášť pro jízdu na širé trati a v tunelu. V případech, kdy byla k dispozici aerodynamická měření, byl interval pro jízdu v tunelu určen na základě tlakových změn zaznamenaných na vnější bočnici vozidla při vjezdu a výjezdu z tunelu.

V rámci těchto intervalů byla vypočtena A-ekvivalentní hladina akustického tlaku. Vzhledem k výraznému rozptylu hodnot „okamžitého“ akustického tlaku při průjezdu tunely na některých mikrofonních pozicích byly navíc stanoveny hladiny akustického tlaku pro 1. a 99. percentil. Tyto hodnoty jsou v grafech znázorněny červenými vodorovnými čarami.

Pokud byl k dispozici dostatečný počet dat pro danou rychlost, byla vypočtena průměrná A-ekvivalentní hladina akustického tlaku.

V závěrečné fázi vyhodnocení byl stanoven rozdíl hladin akustického tlaku mezi jízdou na širé trati a v tunelu, a to buď na základě průměrných hodnot, nebo přímo z jednotlivých měření.

5 VÝSLEDKY

Výsledky měření a vyhodnocení jsou zobrazeny v tab. 1, 2 a 3. Na obr. 3, 4 a 5 jsou graficky zobrazeny hodnoty uvedené v tab. 1, 2 a 3. Na obr. 1 a obr. 2 jsou zobrazeny průběhy hladin akustického tlaku. Mezi šedými svislými tlustými čarami se nachází vyhodnocený interval pro tunely. Vodorovnými červenými čarami jsou naznačeny:

- ekvivalentní hladina akustického tlaku přes celý vyhodnocený interval a
- 1. a 99. percentil hladiny akustického tlaku ze stejného intervalu.

Souprava č. 1:

Rozdíly průměrných hladin akustického tlaku mezi jízdou na širé trati a v tunelu byly u této soupravy nejvýraznější. Hlavním důvodem byla dvoupodlažní konstrukce vozu. Druhé patro bylo výrazně více vzdáleno od hlavního zdroje hluku (podvozků) než první patro. Na střeše vozidla se navíc nacházela pouze klimatizační jednotka. Při průjezdu tunelem se však hluk šíří do interiéru ze všech směrů a to vedlo k výraznému nárůstu akustického tlaku – až o 11 dB.

Souprava č. 2:

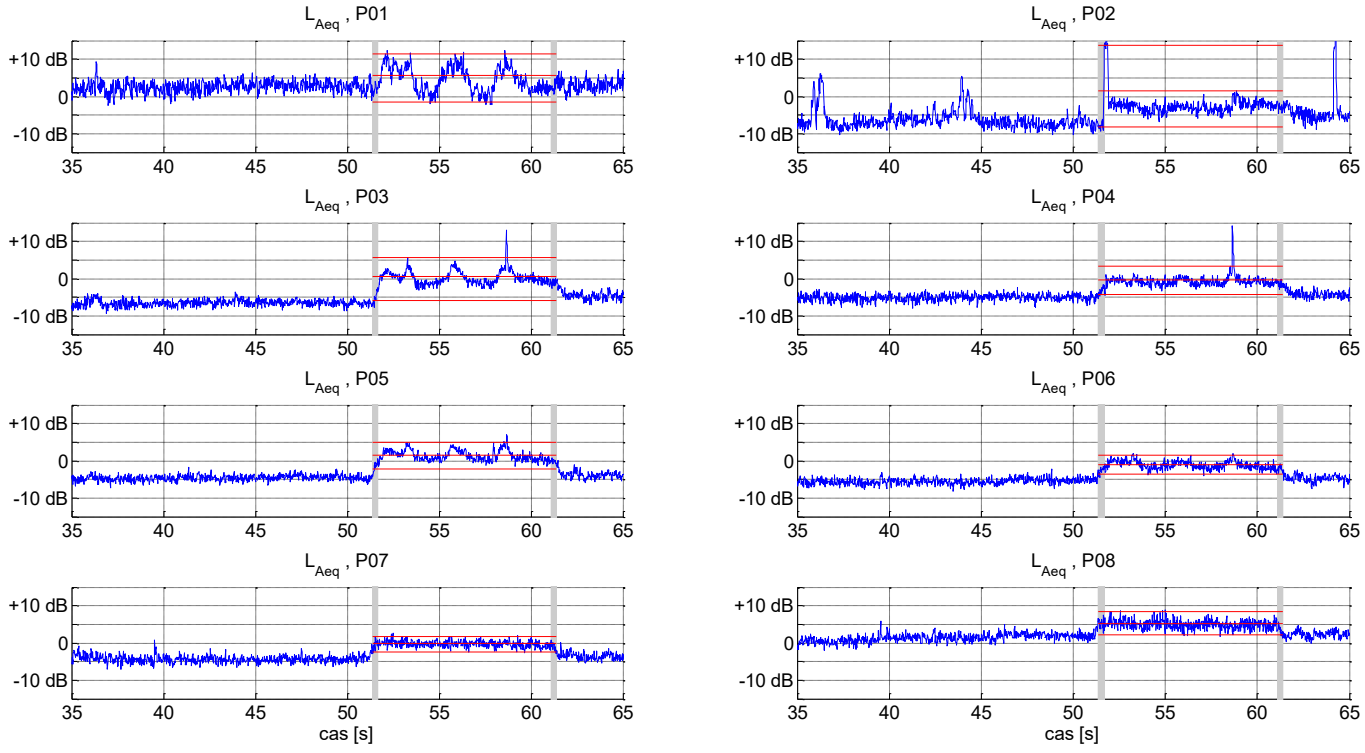
Na obr. 1 je na pozici mikrofonu P02 zřetelně patrný akustický signál, který sloužil k synchronizaci signálů akustického tlaku, rychlosti a aerodynamických veličin [2]. Data z tohoto mikrofonu proto nebyla zahrnuta do vyhodnocení.

Na tomtéž obrázku, v pozici mikrofonu P01, je průběh akustického tlaku, který výrazně kopíruje tlakové změny zaznamenané při aerodynamickém měření. V takovém případě není samotná ekvivalentní hladina akustického tlaku plně vypovídající pro kvantifikaci pohodlí cestujících, a proto byly pro všechny intervaly doplněny výpočty 1. a 99. percentilu.

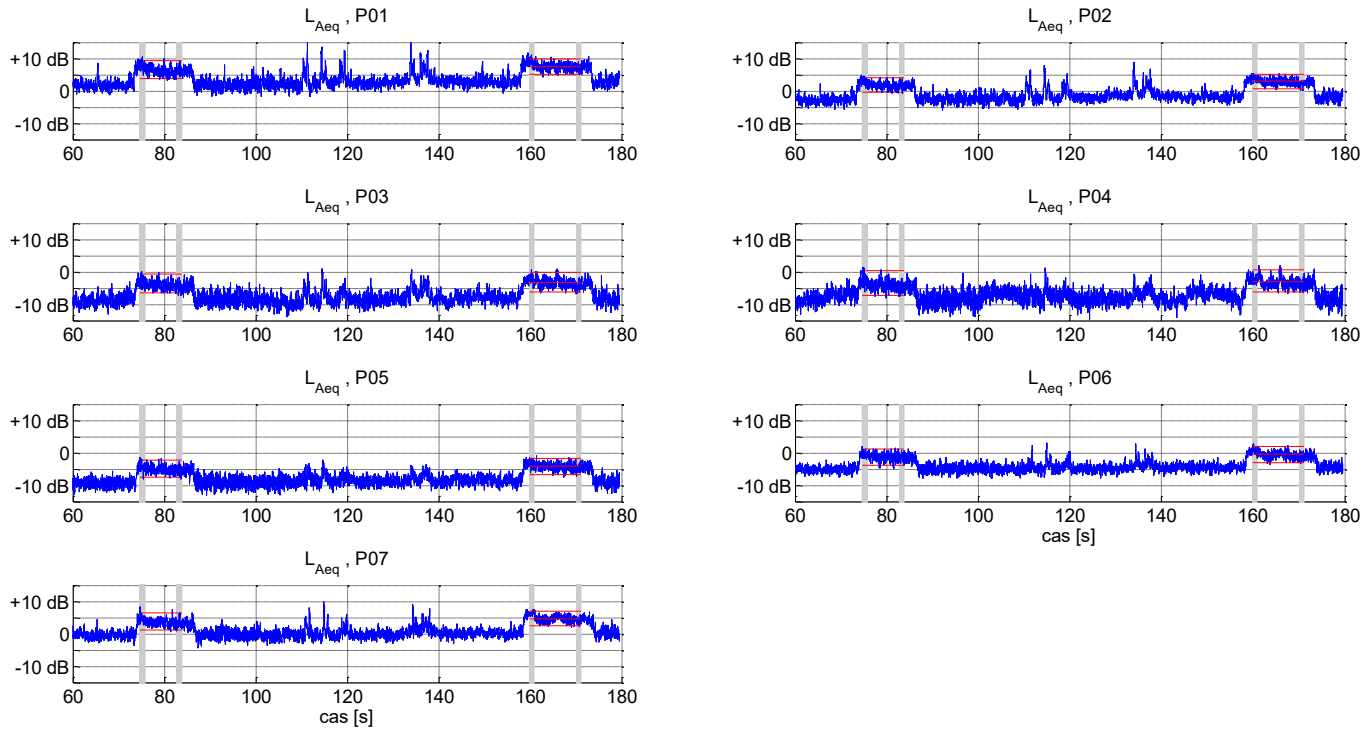
Nejvyšší zaznamenaný rozdíl hladin akustického tlaku u této soupravy činil 7,1 dB a byl naměřen v nástupním prostoru při rychlosti 160 km/h, tedy při maximální provozní rychlosti vozidla.

Souprava č. 3:

Na obr. 2 jsou zachyceny dva průjezdy tunely. Souprava č. 3 byla na rozdíl od soupravy č. 2 konstruována jako tlakotěsná, což výrazně omezilo vliv aerodynamických tlakových změn na hladinu akustického tlaku uvnitř vozu. To se projevilo v menších rozdílech hladin akustického tlaku mezi jízdou na širé trati a v tunelu – a to i při rychlosti 200 km/h. Nejvyšší zaznamenaný rozdíl byl 3,8 dB a byl naměřen v prostoru pro cestující.



Obr. 1 Ukázka průběhu okamžité hladiny akustického tlaku v průběhu času pro jeden záznam, souprava č. 2



Obr. 2 Ukázka průběhu okamžité hladiny akustického tlaku v průběhu času pro jeden záznam, souprava č. 3

Tab. 1 Rozdíl průměrných hladin akustického tlaku pro soupravu č. 1

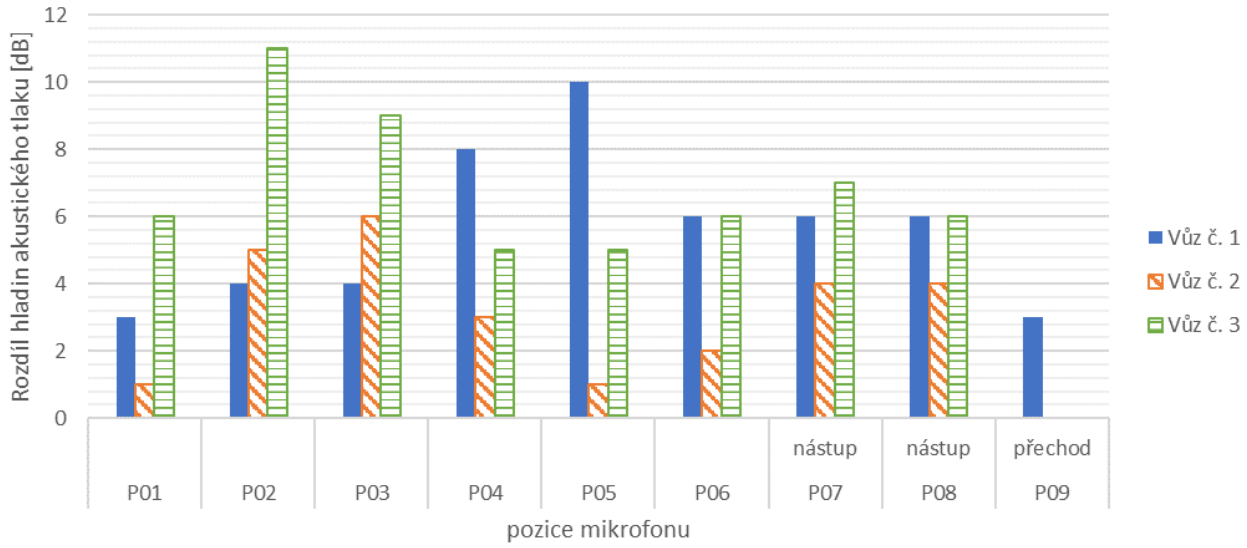
Rychlost [km/h]	vůz	P01	P02	P03	P04	P05	P06	P07 nástup	P08 nástup	P09 přechod
190	1	3	4	4	8	10	6	6	6	3
190	2	1	5	6	3	1	2	4	4	0
190	3	6	11	9	5	5	6	7	6	-

Tab. 2 Rozdíl hladin akustického tlaku pro soupravu č. 2

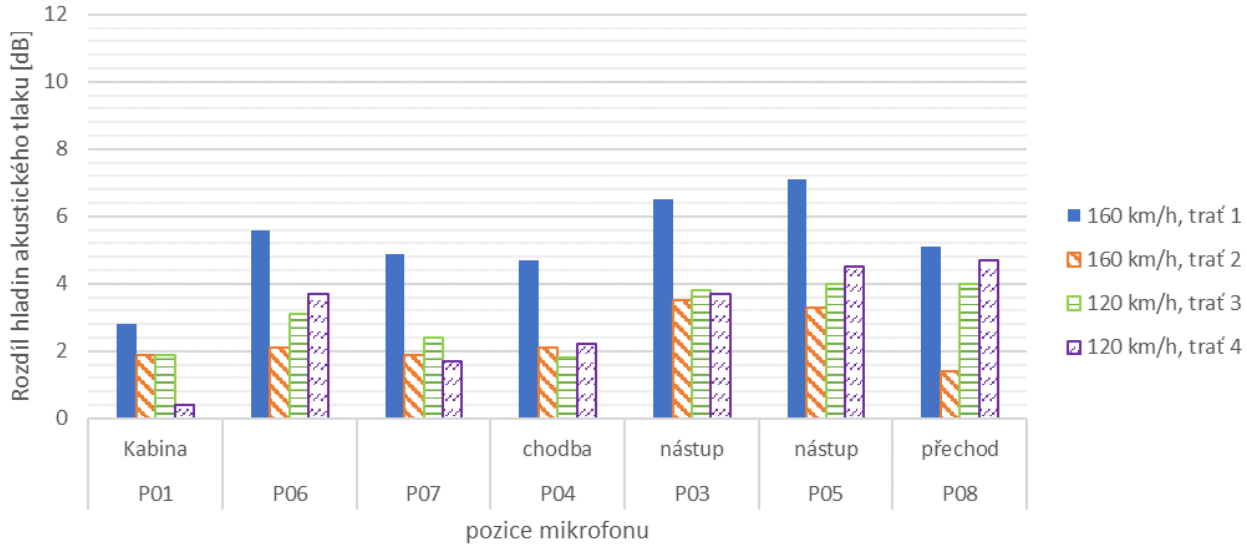
Rychlost [km/h]	P01 Kabina	P06	P07	P04 chodba	P03 nástup	P05 nástup	P08 přechod
160 (trať 1)	2,8	5,6	4,9	4,7	6,5	7,1	5,1
160 (trať 2)	1,9	2,1	1,9	2,1	3,5	3,3	1,4
120 (trať 3)	1,9	3,1	2,4	1,8	3,8	4,0	4,0
120 (trať 4)	0,4	3,7	1,7	2,2	3,7	4,5	4,7

Tab. 3 Rozdíl průměrných hladin akustického tlaku pro soupravu č. 3

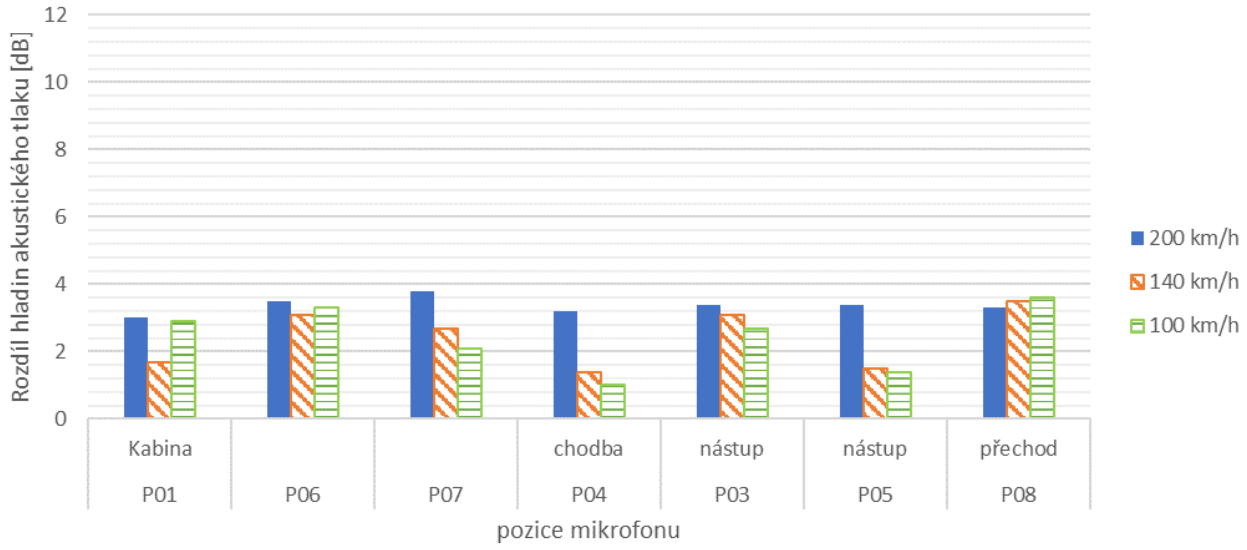
Rychlost [km/h]	P03	P04	P05	P06	P02 nástup	P07 nástup	P01 přechod
200	3,0	3,5	3,8	3,2	3,4	3,4	3,3
140	1,7	3,1	2,7	1,4	3,1	1,5	3,5
100	2,9	3,3	2,1	1,0	2,7	1,4	3,6



Obr. 3 Rozdíl průměrných hladin akustického tlaku pro soupravu č. 1



Obr. 4 Rozdíl hladin akustického tlaku pro soupravu č. 2



Obr. 5 Rozdíl průměrných hladin akustického tlaku pro soupravu č. 3

6 ZÁVĚR

Výsledky měření ukázaly, že rozdíly v hladinách akustického tlaku mezi jízdou na širé trati a v tunelech jsou výrazně ovlivněny konstrukcí vozidel. Největší rozdíly byly zaznamenány u dvoupatrových vozů, kde horní patro vykazovalo nízkou hladinu hluku na širé trati, ale výrazné zvýšení v tunelu. Tlakotěsné vozy vykazovaly nejmenší rozdíly, což potvrzuje jejich účinnost při tlumení aerodynamických vlivů.

Tato měření přispívají k lepšímu porozumění akustickému chování železničních vozidel a mohou sloužit jako podklad pro další vývoj v oblasti komfortu cestujících.

Měření mohla být provedena díky laskavému svolení Českých drah a Správy železnic.

◆◆

Literatura

[1] ČSN EN ISO 3381:2022. *Železniční aplikace – Akustika – Měření hluku uvnitř kolejových vozidel.*

[2] MERGL, E., ŠÁTEK, J. Měření aerodynamických efektů v tunelech na železniční síti v ČR. In: *Současné problémy v kolejových vozidlech: XXVII. konference s mezinárodní účastí, sborník všech příspěvků*. Pardubice: DFJP Univerzity Pardubice, 2025, s. 187–194.

Zasláno / received: 19. 06. 2025, přijato / accepted: 30. 07. 2025, publikováno / published: 17. 09. 2025.

Příspěvek recenzovali / The paper was reviewed by: Ing. Lukáš Hejzlar (Výzkumný Ústav Železniční, a.s. (VUZ)), Ing. Jakub Vágner, Ph.D. (Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera).

SOUČASNÉ PROBLÉMY V KOLEJOVÝCH VOZIDLECH

XXVII. konference s mezinárodní účastí
17.–19. září 2025, Česká Třebová

ZKUŠEBNÍ VLAKOVÝ STAV DAKO

DAKO TRAIN TEST STAND

Jáchym PISKAČ[1], Stanislav PECHAR[2]

e-ISBN: 978-80-7560-564-1
DOI: 10.46585/spkv20252665
ISSN: 3029-8342
CC BY

Abstrakt

Technické představení velkého pneumatického vlakového zkušebního stavu samočinných brzdových systémů DAKO. Představení zahrnuje kompletní pneumatickou výstroj vlakového stavu a jeho měřící část. Vlakový zkušební stav slouží k testování a simulaci reálných podmínek osobních a nákladních vlaků dlouhých až 1200 m a obsahujících až 75 vagónů pro účely vývoje a ověření požadovaných vlastností brzdového systému. Dle ČSN EN 15 355 se jedná hlavně o zkoušky nevyčerpatelnosti brzdy vlaku, odbrzďovací doby vlaku a ověření průrazné rychlosti podél vlaku.

Klíčová slova

zkušební vlakový stav, samočinná tlaková brzda, brzdový systém DAKO, železnice

Abstract

Technical description of the pneumatic train test stand for DAKO braking systems. The description includes the complete pneumatic train stand equipment and its measuring part. The train test stand is used for testing and simulating real conditions of passenger and freight trains up to 1200 m long and containing up to 75 cars for the purpose of developing and verifying the required brake system characteristics. According to EN 15 355, this mainly includes train's tests of the brake inexhaustibility, the brake release time and verification of the breakthrough speed along the train.

Keywords

train test stand, railway air brake, DAKO braking system, railway

1 ÚVOD

Zajištění bezpečnosti a spolehlivosti železniční dopravy je úzce spojeno s vývojem a zdokonalováním brzdových systémů. Zpočátku vývoje samočinných brzdových systémů byly pro vývoj používány výhradně reálné zkušební vlaky. Při provozu zkušebního vlaku na běžné trati je nutné ostatní provoz zastavit, což je spojeno s omezením provozu na dané trati nebo testování na speciálně za tímto účelem postavených tratích. Obě varianty s sebou nesou značnou časovou, personální i finanční náročnosti při vývoji brzdového systému.

S potřebou experimentálního ověřování i menších změn došlo ke vzniku zkušebních vlakových stavů. Zkušební stavy nahrazují skutečný vlak pouze zkoumaným systémem a k němu dalšími systémy potřebnými pro jeho správnou funkčnost. V případě zkušebního vlakového stavu brzdových systémů to umožňuje zkoumání tlakových poměrů v různých podmínkách, a to mnohdy detailně a levněji, než by

[1] **Ing. Jáchym Piskač**. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní. Technická 4, 160 00 Praha, Česká republika, e-mail: jachym.piskac@fs.cvut.cz

[2] **Ing. Stanislav Pechar**. DAKO-CZ, a.s. Josefa Daňka 1956, 538 43 Třemošnice, Česká republika, e-mail: stanislav.pechar@dako-cz.cz

tomu bylo s reálným zkušebním vlakem. Zkušební vlakové stavy lze mimo zkoušky požadované normou použít i například na zkoušky v případě vyšetřování nehod vlaku nebo k ověření simulačních metod brzdění vlaku a jejich potvrzení. Jelikož se jedná o zjednodušení skutečného vlaku jen na pro danou problematiku podstatné části, jde obvykle o modulární řešení, které vychází ze standardního uspořádání brzdové soustavy železničního vozidla.

2 HISTORIE

V souvislosti s vývojem brzdového systému DAKO vznikl v roce 1954 sto-vozový zkušební vlakový stav v bývalém závodě ZTS Třemošnice-Hedvikov (Závody těžkého strojírenství), dříve Kovolis Hedvikov. Umístěn byl ve vývojovém oddělení brzd. Zkušební stav byl vybudován za účelem *„Simulování a zkoumání pneumatických poměrů při brzdění, způsobem velmi blízkým skutečnému brzdění vlaku“*. Vybavení brzdové soupravy každého z vozů, přesně odpovídající brzdové výstroji dvounápravových vozů (v té době běžně provozované). Takovéto složení zkušebního stavu splňovalo parametry nejdelšího vlaku ve vyhlášce UIC540 a UIC 547 (vlak T1).

Jelikož se jednalo o jediné zkušební zařízení svého druhu v tehdejším ČSSR, využívali zkušební stav také výzkumní pracovníci tehdejších Československých drah (ČSD) k výzkumu například automatického vedení vlaků nebo k simulování nezvyklých provozních situací souvisejících například s nehodami. Hlavní využití stavu však zůstávalo pro vývoj a výzkum nových brzdových systémů DAKO

Ve své prvotní verzi byl zkušební vlakový stav použit při vývoji rozváděčů DAKO-C, DAKO-CV a DAKO-CV1D a ventilů DAKO-D (ventil pro změnu tlaku vzduchu v brzdovém válci na základě ložení vozu). Pro potřeby vývoje dalších brzdových zařízení, jako jsou brzdič samočinné brzdy, rychlíková brzda, lokomotivní brzda, elektropneumatická brzda nákladních a osobních vlaků, brzda se zařízením pro samočinné brzdění podle ložení a další, byl zkušební stav postupně upravován a doplňován o potřebné přístroje a zařízení. Vybavení zkušebního vlakového stavu následujícími úpravami a doplňky umožnilo sledovat a studovat účinkování brzdy na různých vlacích uvedených výše.

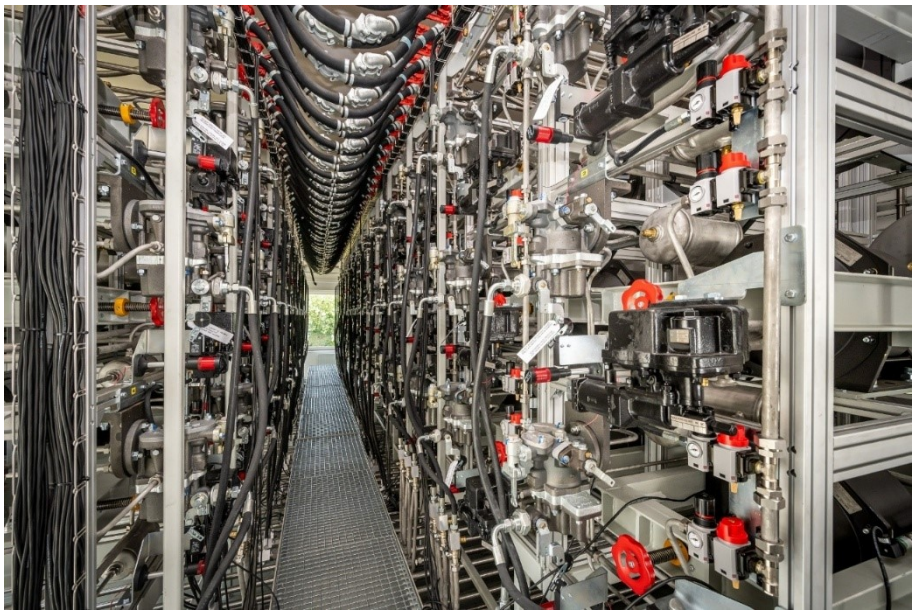
- *Zvětšení objemu hlavního potrubí z původního průměru 1“ na potrubí odpovídající průměru 1¼“.* Provedeno pomocí přídavných vzduchojemů o objemu 9 l, které byly k původnímu potrubí připojeny na vybraných místech přes uzavírací kohouty.
- *Zvětšení objemu pomocných vzduchojemů a brzdových válců z původní brzdové soupravy 10“ na požadovanou velikost brzdové soupravy.* Provedeno pomocí objemu přídavných vzduchojemů objemově odpovídající požadované brzdové soupravě připojených k pomocným vzduchojemům a brzdovým válcům.
- *Rozšíření vlakového zkušebního stavu o napájecí potrubí pro výzkum dvoupotrubní a zvláště elektropneumatické brzdy.* Provedeno přidáním paralelního potrubí o tlaku napájecího potrubí, které je připojeno k hlavnímu vzduchojemu.
- *Vybavení části vlakového zkušebního stavu přístroji elektropneumatické brzdy samočinného typu.*

Nevýhodou zvětšení světlého průměru hlavního potrubí z 1“ na 1¼“ pomocí přídavných objemů bylo, že při tlakových změnách v hlavním potrubí nedávalo měření správné výsledky. Proto bylo nutné měření při těchto dějích korigovat doplňkovými výpočty. Tím bylo dosaženo velmi dobrého souladu korigovaných výsledků měření doplňkovými výpočty na vlakovém zkušebním stavu s výsledky, získaných při měření na skutečných vlacích. Podařilo se tak dosáhnout prakticky shodných hodnot výsledků například průrazné rychlosti, odbrzďovacích dob nebo nevyčerpatelnosti, ale i dalších parametrů nákladní i osobní brzdy.

Z důvodu potřeby větších výrobních a prostorových kapacit došlo v letech 1962 ÷ 1967 k výstavbě nového výrobního závodu v obci Třemošnice. Původní vlakový stav byl při přesunu závodu sešrotován. Náhrada za něj byla postavena až v roce 1996, ovšem s průměrem hlavního potrubí 1“, což odpovídalo brzdovému potrubí osobních vlaků; s tím došlo i ke zkrácení délky stavu ze sta vozů na šestnáct. Dále podstatnou modernizací prošly měřící a záznamová zařízení.

3 NOVÝ VELKÝ ZKUŠEBNÍ VLAKOVÝ STAV DAKO

V roce 2023 nahradila společnost DAKO-CZ svůj předchozí 16 vozový zkušební vlakový stav novým 75vozovým zkušebním vlakovým stavem, který splňuje normu ČSN EN 15 355 na místo UIC 540 a UIC 547. Od dob prvního zkušebního stavu došlo legislativně i ke změně z dvounápravových na čtyřnápravové a delší vozy. Celková délka zkušebního stavu odpovídá vlaku dlouhém až 1 200 m. Tento nový zkušební stav je ve skutečnosti pět zkušebních stavů v jednom. Prvních 15 vozů je vybaveno dvěma průměry hlavního potrubí. Konkrétně pro osobní vlak (1“) a druhé pro nákladní vlak (1¼“). Průměrem hlavního potrubí odpovídající nákladnímu vlaku je vybaven i zbytek zkušebního vlakového stavu. Obr. 1 zachycuje uspořádání zkušebního stavu v prostorách zkušebny. Z obrázku je patrné, že jsou jednotlivé vozy reprezentovány opět pouze díly, které se podílejí na systému brzdy vozu. Tyto díly jsou uspořádány ve funkčním celku do „brzdových boxů“ a ty jsou v patrech nad sebou. V popředí fotografie jsou vidět tři vozy nalevo a tři vozy napravo, zbytek vozů je umístěn stejným principem směrem do hloubky zkušebního stavu. [1]



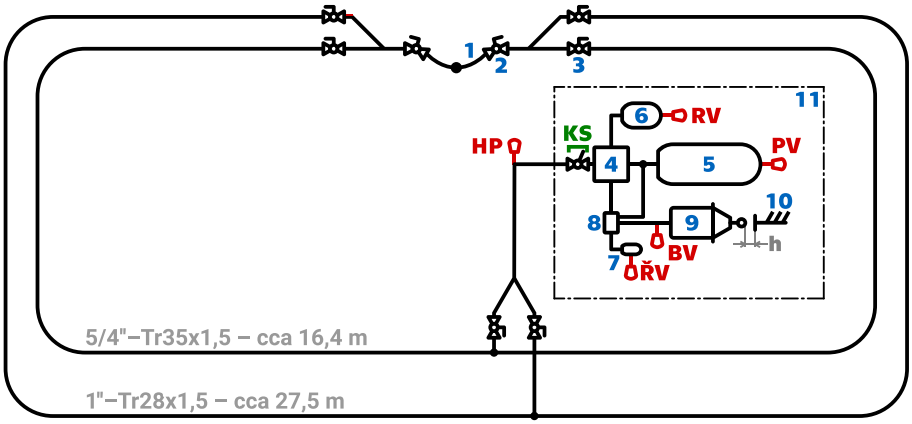
Obr. 1 Pohled na zkušební vlakový stav [1]

3.1 Mechanická část

Dílčí brzdové boxy jsou tvořeny montovaným rámem z hliníkových konstrukčních profilů, což v případě potřeby (modernizace) umožňuje posunutí jednotlivých příček a kotvicích bodů. Kromě samotného rámu brzdového boxu je jeho součástí i rám brzdového válce, který zachytává činnou, ale i reakční sílu, vyvozenou brzdovým válcem. Tento rám je svařovaný z ocelových U profilů a umožňuje nastavit výšku zdvihu brzdového válce za účelem změny velikosti brzdy. Pro snadný přístup k jednotlivým měřicím bodům a komponentám brzdy slouží vyvýšená ulička vedoucí středem stavu.

3.2 Pneumatická část

Zkušební stav je doplněn o pneumatický systém simulující napájecí potrubí. Díky tomu je možné na stavu testovat a zkoušet rozváděče určené pro dvou potrubní brzdu. Obr. 1 zobrazuje pohled do uličky zkušebního vlakového stavu, kde je dobře viditelné uspořádání do jednotlivých pater a také propojení jednotlivých vozů spojkami UIC a koncovými brzdovými kohouty, což respektuje zavedený způsob spojování vozů v běžném UIC provozu. Vypnutím nebo zapnutím kohoutů je možné vlak zkrátit či prodloužit, případně zvolit potrubí odpovídající osobnímu nebo nákladnímu vlaku. Možnost změny délky vlaku a také vypínaní jednotlivých rozváděčů je nutné pro sestavení konkrétních zkušebních vlaků pro jednotlivé zkoušky.



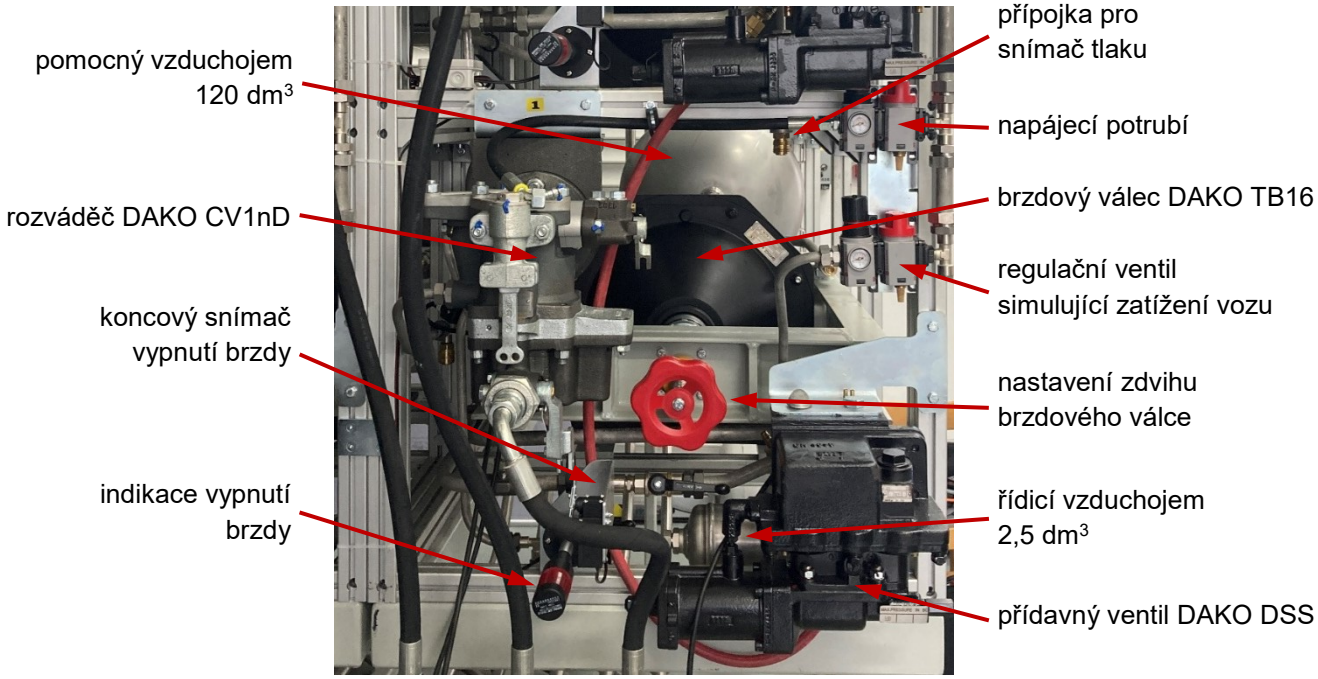
1 – brzdová spojka; 2 – koncový kohout; 3 – uzavírací kohout 1“ nebo 1¼“; 4 – rozváděč DAKO CV1nD; 5 – pomocný vzduchojem; 6 – rozvodový vzduchojem; 7 – řídicí vzduchojem; 8 – přídavný ventil DAKO DSS; 9 – brzdový válec DAKO TB 16"; 10 – zařízení pro nastavení délky zdvihu; 11 – rám boxu; HP – hlavní potrubí; KS – koncový spínač; PV – pomocný vzduchojem; RV – rozvodový vzduchojem; ŘV – řídicí vzduchojem; BV – brzdový válec

Obr. 2 Schéma uspořádání jednoho vozu zkušebního vlakového stavu

Obr. 2 schematicky zobrazuje uspořádání pneumatické brzdové výstroje jednoho vozu zkušebního stavu. Dále jsou v něm písmeny vyznačena měřicí místa, která slouží k připojení měřicích sond do jednotlivých brzdových prostorů. Toto schéma platí pro prvních 15 vozů, pro vozy číslo 16 až 75 platí schéma obdobné, ale jen s hlavním potrubím o průměru 1¼“. Čerchovanou čarou je vyznačený brzdový box a komponenty, které obsahuje. Detailní pohled na komponenty je zobrazen na obr. 3.

Zkušební stav je osazen brzdovými válci o průměru 16“. Pro potřeby zkoušení brzdového systému vlaku s menšími brzdovými válci je velkému brzdovému válci omezen zdvih posuvným dorazem. Nastavením dorazu na příslušnou délku je omezen zdvih samotného brzdového válce a tím i jeho činný objem. Takto nastavený objem odpovídá příslušným brzdovým válcům jako je 8“, 10“, 12“, 14“ nebo 16“.

Vybavení zkušebního stavu napájecím potrubím umožňuje zkoušení dvou potrubních brzdových rozváděčů a také automatické brzdění podle ložení vozu. K simulaci signálu od snímače ložení je použit redukční ventil, připojený na napájecí potrubí. Jeho nastavením v určitém rozsahu je vyvozena informace o zatížení vozu.



Obr. 3 Detailní pohled na čelo brzdového boxu jednotlivého vozu

3.3 Měřicí část

Pro odečítání průběhu tlaků je velký zkušební vlakový stav vybaven měřicí částí. Ta se skládá ze samotného měřícího systému a z vyhodnocovacího softwaru, který zajišťuje sběr a záznam dat v reálném čase (DAQ). Obě části jsou od slovinské firmy Dewesoft d.o.o.

Základ měřícího systému vychází z řady IOLite R12, což je rackový systém, do kterého se podle potřeby vkládají jednotlivé měřicí moduly a karty. Model R12 je určen pro až 12 měřicích modulů nebo karet, v případě zkušebního vlakového stavu DAKO je vybaven následujícími moduly a kartami:

- Napájecí modul pro měřící karty a komunikaci s PC
- 11x měřicí karta 6xSTG (specifikace viz tab. 1)
- 1x měřicí karta 8xDI-4xDO (specifikace viz tab. 2)

Měřicí ústředna v této konfiguraci disponuje 66 analogovými a 8 digitálními vstupními měřicími kanály. Výstup umožňují 4 digitální kanály. Do ústředny je připojeno celkem 56 snímačů tlaku pomocí kabelu a dalších 8 bezdrátově. Jelikož je měřicích míst více než připojitelných kanálů, je vlakový stav uzpůsoben k možnosti přemístění měřicích sond podle potřeb konkrétního měření. Jednoduchým přepojením snímačů lze určit, kde a jaký tlak bude snímač měřit. Součástí konektoru každého ze snímačů je EEPROM paměť, ve které jsou uloženy údaje o snímači a jeho kalibrační hodnoty. Informace z této paměti umí program Dewesoft X nejen automaticky načíst, ale i do ní zapisovat. Díky tomu, lze snímače velmi jednoduše nulovat a kalibrovat.

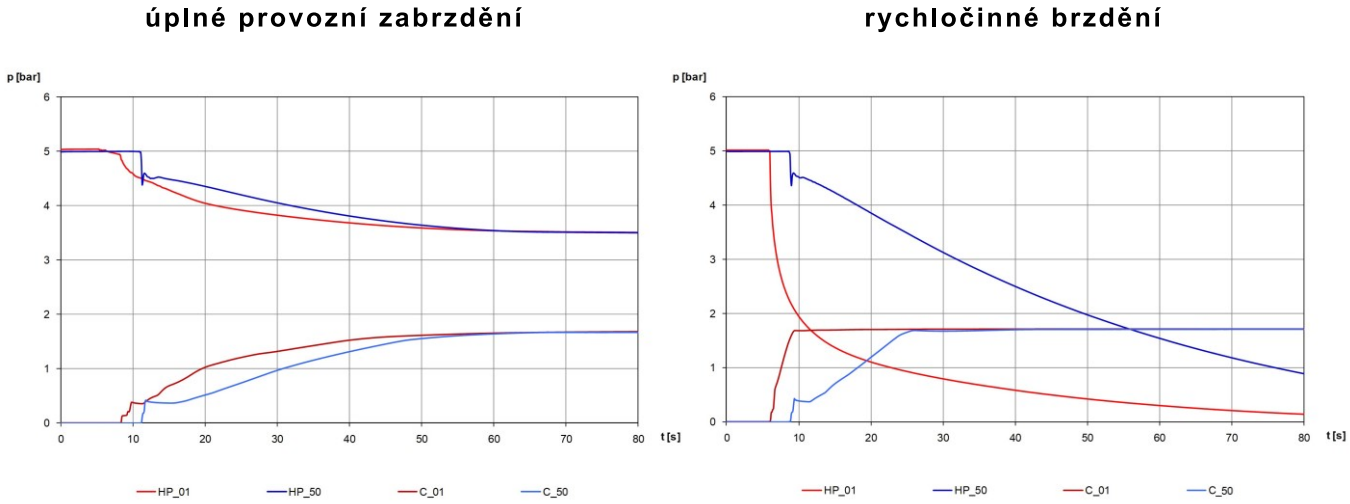
Tab. 1 Specifikace měřicí karty 6xSTG [2]

měřicí karta:	**6xSTG**
napájecí napětí:	9 ÷ 48 V DC
kanálů:	6 analogových
typ vstupu:	napětí, proud, odpor, plný/půl/čtvrt můstek
typ A/D převodníku	24-bitový
vzorkovací frekvence:	až 20 kHz na 1 kanál
napěťový mód (NM):	±50 V, ±10 V, ±1V, ±100 mV
proudový mód (PM):	4 ÷ 20 mA

Tab. 2 Specifikace měřicí karty 8xDI-4xDO [2]

měřicí karta:	**8xDI-4xDO**
napájecí napětí:	9 ÷ 48 V DC
vstupních kanálů:	8 digitálních
vstupní LOW	-1 V ÷ +1 V
vstupní HIGH	-48 V ÷ -3 V; +3 V ÷ +48 V
vzorkovací frekvence:	40 kHz
výstupních kanálů:	4 digitální
typ:	solid-state relé (polovodičové relé)
max. zánikový proud (sink):	0,5 A
max. spínané napětí:	50 V

Měřicí ústředna a tím i celý systém je propojen pomocí LAN s PC, kde je realizován sběr a analýza dat v programu Dewesoft X. Program umožňuje rozsáhlou škálu možností pro úpravu, vizualizaci a vyhodnocení naměřených dat. S daty lze dále pracovat a provádět např. různé filtrace, matematické úpravy (od základních operací až po derivace, integrování a frekvenční analýzy). Z programu je možné naměřená nebo zpracovaná data, a především výsledky, ukládat nebo exportovat do jednoduchých obecně čitelných souborových formátů jako .xls či .csv. Na obr. 4 je ukázán vzorový záznam z měření.



Obr. 4 Vzorový záznam měření (režim brzdy P, délka vlaku 750 m, 50 rozváděčů, Ø HP 1¼“) [1]

Snímač tlaku

Velmi podstatným snímačem na zkušebním stavu je snímač tlaku. Pro měření tlaku jsou použity snímače od firmy ESI Technology Ltd, typ GS42000, do pneumatického obvodu jsou pro snadnější manipulaci připojeny pomocí rychlospojek Rectus. Jedná se o kompaktní snímač jednoduché konstrukce piezorezistivního typu, který vykazuje nízkou hysterezi. Měřené médium (stlačený vzduch) má v podstatě stabilní vlastnosti, jako je teplota, vlhkost a chemické složení, není proto nutné volit snímač určený do agresivních prostředí. Vybrané parametry snímače tlaku jsou shrnuty v následující tabulce.

Tab. 3 Specifikace snímač tlaku GS42000

model:	**GS42000**
výrobce:	ESI Technology LTD
rozsah:	0 ÷ 10 bar
výstup:	4 ÷ 20 mA
napájení:	10 ÷ 36 V DC
typ snímače:	piezorezistivní
odolnost proti přetlaku:	2x

4 POŽADAVKY NORMY

Norma ČSN EN 15 355 stanovuje požadavky na konstrukci, zkoušení a zajištění splnění předepsaných parametrů rozváděčů a brzdového systému. Předpokládá se, že rozváděč a vypínač brzdy je součástí brzdového systému o maximální délce 31 m a objemu hlavního potrubí maximálně 25 l s ohledem na jeho průměr 1“ (~25 mm) nebo 1¼“ (~32 mm).

Z hlediska ověření předepsaných parametrů norma ukládá provádět jednotlivé zkoušky brzdy vlaku na rozdílně sestavených vlacích nebo zkušebních vlakových stavech. Zkušební stavy musí být schopné simulovat nejen příslušně sestavený vlak, ale i samostatný vůz. Jednotlivé sestavené zkušební vlakové stavy jsou v normě označeny písmeny A až E.

4.1 Zkušební vlaky/Zkušební vlakové stavy

V tab. 4 jsou uvedeny požadované parametry pro nahrazení reálného zkušebního vlaku. Pro potřeby zkoušek dle normy může být zkušební stav B, reprezentující zkušební vlak o délce 400 m, realizován dvěma možnosti. První variantou je odvození z osobního vlaku (označení B1) nebo nákladního vlaku (B2). Upřednostňován je typ B1. B2 je alternativou v případě, že osobní vlak není k dispozici.

Tab. 4 Přehled požadovaných zkušebních stavů [3]

Zkušební stav typu	Simulace	Zkouška	Režim	Délka hlavního potrubí[b]	Průměr hlavního potrubí	Počet rozváděčů	Objem válce
A	samostatný vůz	necitlivosti citlivosti vyrovnání netěsnosti	G, P	-	1“ nebo 1¼“	1	≥ 15 l
B1	vlak	odbrzďovací doby vlaku	P	400 m	1“	15	≥ 10 l
B2[a]					1¼“	20	≥ 15 l
C		nevyčerpatelnosti brzdy	P	500 m	1¼“	≥ 33	≥ 15 l
D		odbrzďovací doby vlaku	G	750 m	1¼“	≥ 50	≥ 15 l
E		počátečního plnění funkce zrychlovacího ústrojí průrazné rychlosti brzdy	G	1 200 m	1¼“	≥ 75	≥ 15 l

[a] alternativa k B1
[b] tolerance délky hlavního potrubí je 0 % až 15 %
Pokud není uvedeno jinak, musí být všechny rozváděče zapnuty.

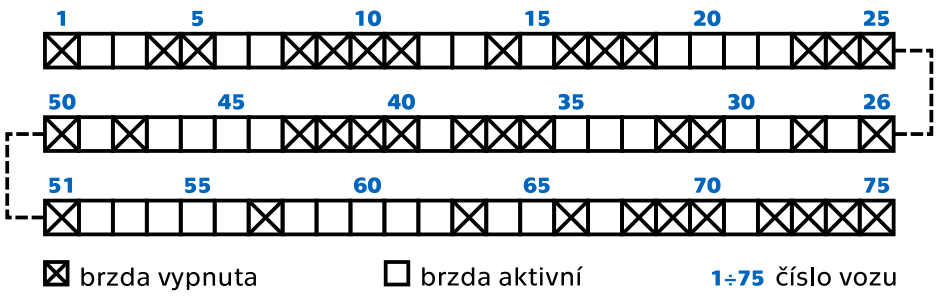
Zkouška nevyčerpatelnost brzdy vlaku

Rozváděč musí stejně jako celý brzdový systém bezpodmínečně zajistit bezpečnou jízdu z každého klesání s minimálními výkyvy od požadované rychlosti. Rozváděč musí v běžném provozu řídit vlastní dodávku energie tím, že řídí ukládání stlačeného vzduchu do pomocného vzduchojemu. Na stojícím vlaku musí být vždy možné, nouzovým brzděním a následnou manipulací brzdičem, dosáhnout průměrného tlaku v brzdových válcích vozů alespoň 85 % z tlaku v brzdových válcích při nouzovém brzdění stejného vlaku.

Nevyčerpatelnost je nutné zkoušet nejen na samostatném rozváděči, ale i na zkušebním vlakovém stavu. Zkouška je inspirována potřebami jízdy reálného vlaku jižním klesáním z Gotthardu. Při sjezdu takto dlouhých klesání nesmí dojít ke snížení schopnosti brzdit pod stanovenou mez. Jízda je nahrazena cyklickým brzděním a odbrzďováním s předepsanou dobou trvání, a to za účelem vyčerpat brzdu vlaku. Dále je zkouška doplněna o omezení, kdy je předepsáno uspořádání brzdového systému, aby byly vyvozeny co možná nejnepříznivější podmínky pro jeho činnost. Následně se nouzově zabrzdí a náhodným výběrem 10 vozů včetně prvního a posledního, je zjištěn průměrný tlak v brzdových válcích, ten však nesmí být nižší než 85 % průměru před zahájením zkoušky. [3]

Zkouška průrazné rychlosti brzdy

Pro vlaky delší nebo rovné 500 m a s nejméně 50 % brzděných vozů platí, že průrazná rychlost při nouzovém brzdění z normálního provozního tlaku musí být větší než 250 m/s bez ohledu na jeho složení. Zkouška průrazné rychlosti se provádí na zkušebním stavu typu E a musí se provádět se 100 % a s 50 % aktivovaných rozváděčů s rozložením vypnutých dle obr. 5. Měří se doba od vyvolání brzdění do okamžiku, kdy se tlak v brzdovém válci posledního vozu začne zvyšovat z nulové hodnoty. [3]



Obr. 5 Umístění vypnutých rozváděčů dle normy ČSN EN 15 355 při zkoušce průrazné rychlosti

Zkouška odbrzďovací doby vlaku

Provádí se na zkušebních stavech B a D (dle režimu brzdy vlaku G/P). Měří se doba, která uplyne od okamžiku, kdy se začne zvyšovat tlak v hlavním potrubí prvního vozu, až do okamžiku, kdy řídicí tlak posledního vozu klesne na hodnotu 0,4 bar. V každém případě musí tlaky ve všech brzdových válcích vlaku klesnout na hodnotu 0 bar. Odbrzďovací doby musí být pro různé případy menší nebo rovny než normou předepsané limitní hodnoty: [3]

- režim: „G“, odbrzďovací doba: 70 s, délka vlaku: 750 m, min počet vozů: 50, průměr potrubí: 1¼“
- režim: „P“, odbrzďovací doba: 25 s, délka vlaku: 400 m, min počet vozů: 15 a průměr potrubí: 1“ nebo min počet vozů: 20 a průměr potrubí: 1¼“

5 ZÁVĚR

Příspěvek představuje zkušební zařízení brzdových systémů, které splňuje současné standardy pro vývoj a zkoušení. Jelikož je dnes takovéto zařízení opět dostupné, je v plánu na něm podrobit zkouškám současně vyráběný rozváděč DAKO CV1nD a rozváděč DAKO CV1D z roku 1984. V době vývoje nové varianty nebyl k dispozici plnohodnotný zkušební vlakový stav, a proto prošla modernější verze pouze výpočetní přestavbou. Také bychom rádi v rámci další činnosti na zkušebním vlakovém stavu ověřili správnost přechodu z předpisů UIC 540 a 547 na normu ČSN EN 15 355.

Článek byl podpořen univerzitou ČVUT Praha v rámci projektu Studentské grantové soutěže SGS23/161/OHK2/3T/12 „Zvýšení efektivity a bezpečnosti tramvajových vozidel“.

◆◆

Literatura

[1] Technická dokumentace společnosti DAKO-CZ.

[2] Dewesoft. Online. *General catalog.* 2023. Dostupné z: https://downloads.dewesoft.com/brochures/dewesoft-product-catalog-en.pdf. [citováno 2025-06-02]

[3] ČSN EN 15355+A1:2023. *Železniční aplikace – Brzdění – Rozváděče a vypínače brzd*.

Zasláno / received: 15. 06. 2025, přijato / accepted: 26. 06. 2025, publikováno / published: 17. 09. 2025.

Příspěvek recenzovali / The paper was reviewed by: Ing. Bohumil Drápal (Výzkumný Ústav Železniční, a.s. (VUZ)), Ing. Martin Kohout, Ph.D. (Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera).

CURRENT PROBLEMS IN RAIL VEHICLES

XXVII. conference with international participation
17–19 September 2025, Česká Třebová

EXPERIMENTAL PROOF OF SPIN INFLUENCE ON RAIL-WHEEL CONTACT FORCES: MEASUREMENTS DESIGN ON ROLLER TEST RIG

EXPERIMENTÁLNÍ OVĚŘENÍ VLIVU SPINU NA SÍLY V KONTAKTU KOLO–KOLEJNICE: NÁVRH MĚŘENÍ NA KLADKOVÉM STAVU

Jan PULDA[1], Petr VOLTR[2], Bohumil CULEK[3]

e-ISBN: 978-80-7560-564-1
DOI: 10.46585/spkv20252682
ISSN: 3029-8342
CC BY

Abstract

For assessment of an influence on contact forces distribution in rail-wheel contact a roller test rig is going to be used – Railway Wheel Test Rig (RWTR), which is located in the authors' workplace. RWTR approximates conditions in rail-wheel contact with contact geometry, magnitude of wheel forces, rotational velocity, angle of attack. For the designed experiments, an augmentation of the installed measuring system is required. This paper deals with an analysis of requirements for designed experiments of spin influence and with a complex revision of a current measuring system of all quantities on RWTR. From this analysis we conclude measurement modifications, mainly with respect to the rollers' relative position.

Keywords

rail-wheel contact, adhesion, spin creepage, roller test rig, measuring system

Abstrakt

Pro účely výzkumu vlivu spinu na rozložení sil v kontaktu kola s kolejnicí bude použit kladkový zkušební stav – Testovací zařízení železničních kol (TZŽK) – instalovaný na pracovišti autorů. Podmínkám v kontaktu kolo–kolejnice se TZŽK přibližuje kontaktními podmínkami, velikostmi kolových sil, rychlostmi rotace, nastavením úhlu náběhu. Pro navrhované experimenty je potřeba zpřesnit instalovaný měřicí systém. Tento příspěvek se zabývá rozborem požadavků na navrhované experimenty vlivu spinu a komplexní revizí současného měřicího systému všech veličin instalovaného na TZŽK. Z tohoto rozboru vyplývá návrh úprav měření, zejména s ohledem na měření vzájemné polohy kladek.

Klíčová slova

kontakt kolo–kolejnice, adheze, spinový skluz, kladkový zkušební stav, měřicí systém

[1] **Ing. Jan Pulda**, 0009-0008-4272-9381. University of Pardubice, Faculty of Transport Engineering, Department of Transport Means and Diagnostics. Studentská 95, 532 10 Pardubice, Czech Republic, e-mail: jan.pulda@student.upce.cz

[2] **doc. Ing. Petr Voltr, Ph.D.**, 0000-0001-7516-1069. University of Pardubice, Faculty of Transport Engineering, Educational and Research Centre in Transport. Studentská 95, 532 10 Pardubice, Czech Republic, phone: +420 466 038 505, e-mail: petr.voltr@upce.cz

[3] **prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.**, 0000-0002-0098-9934. University of Pardubice, Faculty of Transport Engineering, Department of Transport Means and Diagnostics. Studentská 95, 532 10 Pardubice, Czech Republic, phone: +420 466 038 511, e-mail: bohumil.culek@upce.cz

1 INTRODUCTION

If two elastic bodies are pushed into contact with a force, they are in relative motion and friction occurs in this contact, traction forces (tangential to contacting surfaces) are generated. The generation of traction forces is described with the theory of adhesion. In principle, the relative motion causes deformations in the contacting surfaces, which in turn generate traction forces. Thus, the description of the relative motion between the bodies and its link to traction forces is crucial for the theory of adhesion. To describe kinematics, we use three relative quantities [1]:

- s_x – longitudinal creepage,
- s_y – lateral creepage,
- ϕ_z – spin creepage.

Spin creepage describes the relative rotational movement around the normal to the contact patch. According to theory and experiments, spin induces lateral creep force and moment around the normal [1]. For experimental analysis, measuring lateral creep force is the most convenient way to assess the influence of spin. The basis of this approach is the determination of lateral creep characteristics (i.e. relation between lateral creepage s_y and lateral creep force T_y) for a fixed value of spin. All possible approaches to the experimental analysis are thoroughly discussed in [2]. We can formally express the interconnections between quantities changeable during experiments on a roller test rig: creep forces, contact loading, and kinematics using equations (1) and (2). Creep forces also depend on other parameters, e.g. material properties and friction coefficient, which we consider constant for experiments.

$$T_\mathrm{x} = f(s_\mathrm{x}, s_\mathrm{y}, \phi_\mathrm{z}, N) \tag{1}$$

$$T_\mathrm{y} = f(s_\mathrm{x}, s_\mathrm{y}, \phi_\mathrm{z}, N) \tag{2}$$

Paper [2] states that the roller test rig (*Railway Wheel Test Rig – RWTR*; in Czech *Testovací zařízení železničních kol – TZŽK*) installed at the Educational and Research Centre in Transport, Faculty of Transport Engineering, University of Pardubice is suitable for experiments designed to investigate spin influence. Although RWTR was developed for experiments concerning rail-wheel contact forces (such as development of an instrumented wheelset [3]), there was initially no need to measure all required quantities with the desired precision (current state is described in Chapter 3). Thus, for the planned experiments of spin influence, the measuring system requires improvement.

2 THEORETICAL BACKGROUND

For the planned experiments, it is necessary to define the measurable quantities, the evaluation quantities, and the mathematical relations between them. In principle, we must determine the set of *principal quantities*, which are used for evaluating the experiment. However, these quantities are not directly measurable and must be derived from measured quantities. These quantities can then be divided into those describing kinematics and those describing forces. The relationships between the measured and principal quantities, as well as the measuring devices, are summarised in Tab. 1.

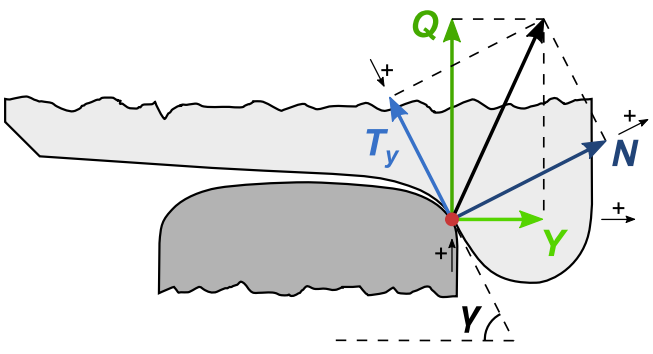


Fig. 1 Derivation of a force transformation in the contact

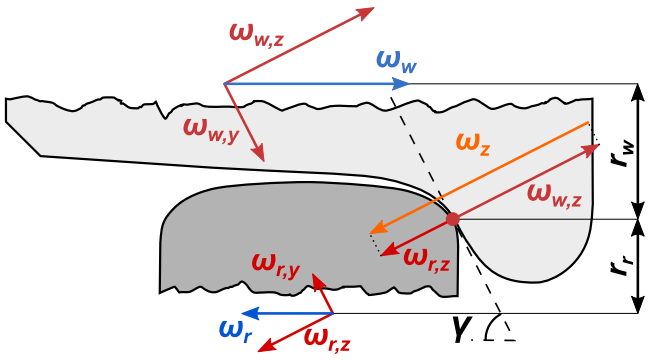


Fig. 2 Derivation of the spin creep angular velocity

Tab. 1 Summary of principal and measured quantities

Name	Abbr.	Note – Measuring device
Principal quantities – forces		
Normal force in contact	N	Not directly measurable (derived) Determined from Q, Y and contact geometry (see Eqn. (3))
Longitudinal creep force in contact	T_{x}	Not directly measurable (derived) Determined from M_T and contact geometry
Lateral creep force in contact	T_{y}	Not directly measurable (derived) Determined from Q, Y and contact geometry (see Eqn. (4))
Spin moment in contact	M_{z}	Not directly measurable (derived) Omitted due to presumed small magnitude
Principal quantities – kinematics		
Longitudinal creepage	s_{x}	Not directly measurable (derived) Determined from ω_{w}, ω_{r} and contact geometry (see Eqn. (6))
Lateral creepage	s_{y}	Not directly measurable (derived) Determined from α and contact geometry (see Eqn. (7))
Spin creepage	ϕ_{z}	Not directly measurable (derived) Determined from contact geometry (see Eqn. (8))
Measured quantities – forces		
Vertical wheel force	Q $[FQ]$	Instrumentation of the rail roller (strain gauges + calculation) [Reaction forces in wheel frame attachments (strain gauges) Reaction force in rail roller frame linear actuator (load cell)]
Lateral wheel force	Y $[FY]$	Instrumentation of the rail roller (strain gauges + calculation) [Reaction forces in wheel frame attachments (load cell)]
Traction moment on the rail roller	M_{T}	Instrumentation of the rail roller shaft (strain gauges)
Measured quantities – kinematics		
Lateral relative position of the rollers	y	Four-point laser measuring system (Chapter 4.1)
Angle of attack of the rollers	α	Four-point laser measuring system (Chapter 4.1)
Rail roller angular velocity	ω_{r}	Optical incremental encoder on a shaft
Wheel roller angular velocity	ω_{w}	Optical incremental encoder on a shaft
Roll angle deviation	ψ	Not directly measurable Determined from position of a wheel roller frame
Premeasured characteristics		
Contact geometry of the rail roller		Lateral profile + reference roller radius
Contact geometry of the wheel roller		Lateral profile + reference roller radius

The simplest case considers a planar contact patch with constant conditions (rolling radii r and contact patch angle γ). Eqns. (3) and (4) can be derived for the forces, based on the force transformation within the contact patch (see Fig. 1).

$$N = Q \cdot \cos\gamma + Y \cdot \sin\gamma \tag{3}$$

$$T_{\mathrm{y}} = -Q \cdot \sin\gamma + Y \cdot \cos\gamma \tag{4}$$

To calculate the creepages describing the kinematics, a reference velocity must be defined. For this purpose, we adopt the standard definition given in Eqn. (5) (see [1]).

$$v_{\mathrm{ref}} = -\frac{1}{2}|\omega_{\mathrm{r}} \cdot r_{\mathrm{r}} + \omega_{\mathrm{w}} \cdot r_{\mathrm{w}}| \tag{5}$$

Using this definition, the relative creepages can be calculated. They are based on the components of slip velocity $\boldsymbol{w}$ and the spin angular velocity ω_{z} (see [7] and principle of derivation in Fig. 2). These relations are given in Eqns. (6) – (8). The slip velocity and the spin angular velocity depend on the angular velocities ω of the rollers, the angle of attack α, and on the contact conditions – rolling radii r of the rollers and the contact patch angle γ. These latter quantities depend on a contact patch position and thus on the lateral relative position y of the rollers. Determination depends on contact search algorithm. For example, CONTACT software, used in numerical analysis (see Chapter 4), uses rigid body assumption with refinements [9]. More complex situation is for conformal contact. For this case, the contact conditions change significantly even within the contact patch [10]. Thus, its analysis is beyond the scope of this paper.

$$w_{\mathrm{x}} = \omega_{\mathrm{r}} \cdot r_{\mathrm{r}} - \omega_{\mathrm{w}} \cdot r_{\mathrm{w}} \Rightarrow s_{\mathrm{x}} = \frac{w_{\mathrm{x}}}{v_{\mathrm{ref}}} \tag{6}$$

$$w_{\mathrm{y}} = -\omega_{\mathrm{w}} \cdot r_{\mathrm{w}} \cdot \frac{\alpha}{\cos\gamma} \Rightarrow s_{\mathrm{y}} = \frac{w_{\mathrm{y}}}{v_{\mathrm{ref}}} \tag{7}$$

$$\omega_{\mathrm{z}} = (\omega_{\mathrm{r}} - \omega_{\mathrm{w}}) \cdot \sin\gamma \Rightarrow \phi_{\mathrm{z}} = \frac{\omega_{\mathrm{z}}}{v_{\mathrm{ref}}} = \left(\frac{1}{r_{\mathrm{r}}} + \frac{1}{r_{\mathrm{w}}}\right) \cdot \sin\gamma \tag{8}$$

3 DESCRIPTION OF THE CURRENT STATE OF THE ROLLER TEST RIG (RWTR)

This chapter describes the current state of the RWTR. The focus is on the mechanical design and the design of the measuring system. A detailed description of the current state is provided in [4], [5] and [6].

Mechanical Design

The RWTR consists of two rollers – a standard railway wheel and a rotating rail. A photo of RWTR is in Fig. 3 and its structure is illustrated schematically in Fig. 4. Each roller is driven by a fully controlled electric motor, allowing simulation of traction and braking. The rail roller is mounted in a frame that enables both longitudinal and lateral motion relative to the wheel roller. The angle of attack is set up on the frame of the wheel roller. All these motions are driven by electric linear actuators. The wheel roller has nominal diameter 920 mm and is equipped with standard S1002 profile, and the rail roller has nominal diameter 1245 mm and is equipped with S 49 profile with inclination 1:40. Therefore, the RWTR approximates rail–wheel contact conditions in terms of contact geometry, force magnitudes, and relative movements.

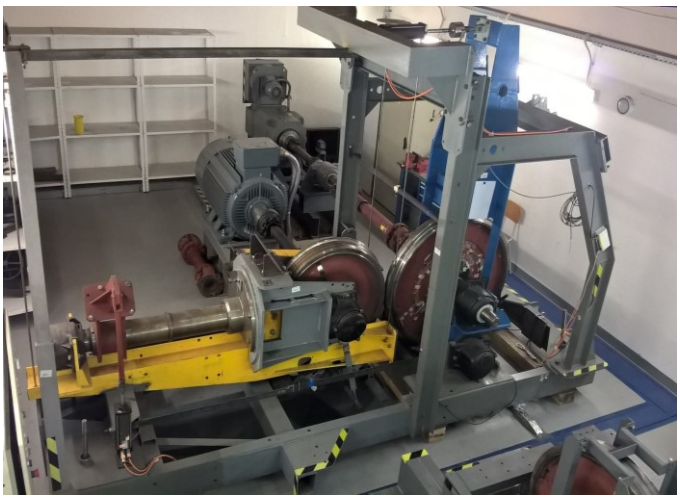


Fig. 3 Photo of RWTR

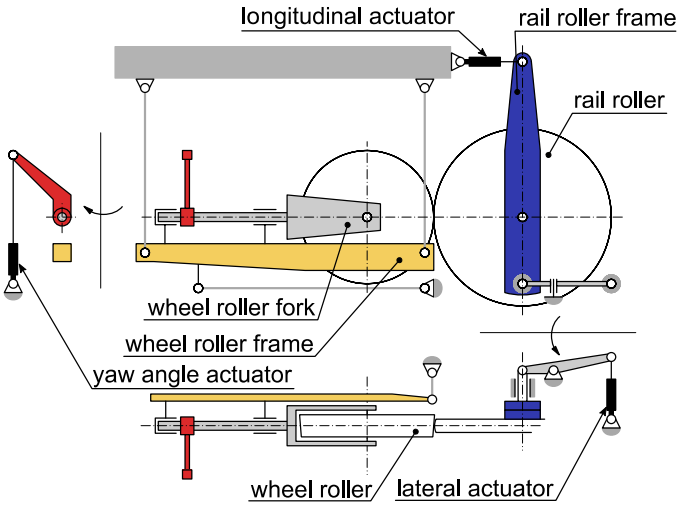


Fig. 4 Mechanical schematics of RWTR (without electric motors)

Measuring System

The measuring system is a standard electronic measuring system (EMS), which consists of the measuring chain: analogue sensor → A/D converter → recording computer. The current system topology and data flow are illustrated in Fig. 5. Current measuring points are shown in the schematics Fig. 6.

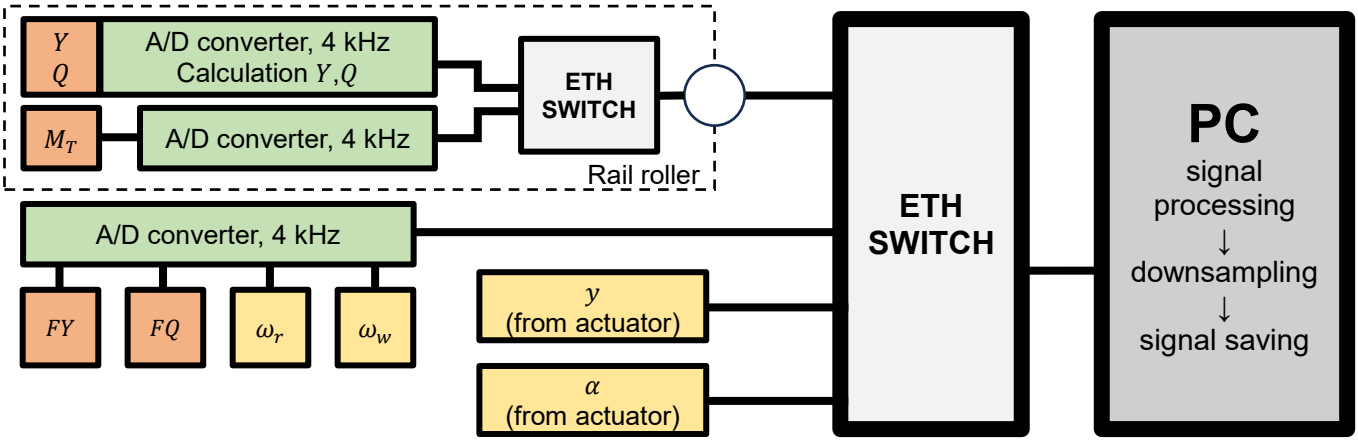


Fig. 5 Current topology of the measuring system installed on RWTR

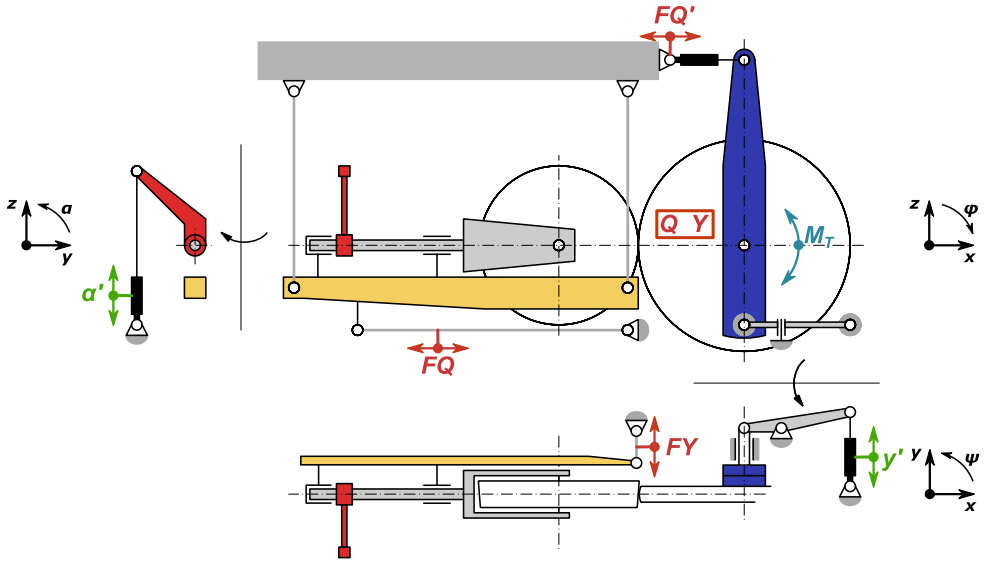


Fig. 6 Schematics of current points of measurements, abbreviations with prime (‘) mark recalculation of the measured value to actual value of the quantity (e.g. lever ratio)

4 DESIGN OF MEASUREMENTS

As stated in the Introduction, the measuring system described in Chapter 2 requires improvement. Firstly, an analysis is provided of which quantities are required for the evaluation of spin experiments (see Chapter 2). The measurements of forces and angular velocities are described in the references, and no significant changes are anticipated. On the other hand, the measurement of displacements requires substantial improvement; therefore, their design is discussed in detail in the following chapter.

4.1 Displacement Measurements

A crucial part of the planned experiments is the precise measurement of **the lateral position** between the rollers and **their angle of attack**. Due to the high sensitivity of the contact point position to the lateral alignment of the rollers (particularly during flanging), high precision of the measurement is required. Until now, these measurements have been taken indirectly using the measured displacements of the linear actuators. Therefore, these measurements were not precise enough (± 0.2 mm for each displacement [6]). This chapter proposes a new design of the measurement system.

Measurements Requirements

Tab. 2 provides an analysis of all possible movements (degrees of freedom – DoF) of the rollers. Some of these movements are required, while others are considered parasitic. Rotation around the z-axis (ψ) deserves special attention. According to [7], this parasitic movement can significantly affect the contact angle, thereby altering the spin magnitude (see Eqn. (8)). The proposed measurement system takes these movements into account.

Tab. 2 Overview of possible movements of the rollers

DoF	Rail roller		Wheel roller	
x	---	Moving together	---	Moving together
y	Required	Measured	Parasitic	Measured
z	---	Due to rigidity negligible	Parasitic	Influence on measurement negligible
α	Parasitic	Fully measured	Required	Fully measured
ϕ	Required	Own rotation	Required	Own rotation
ψ	---	Due to rigidity negligible	Parasitic	Measured

Another requirement arises from the contact conditions and precision of a contact region determination. This could be significant for significantly non-Hertzian geometry (e.g. changes in profile curvature on a rail head profile) or for profiles with steep changes in slope (e.g. transition to a flange of a wheel profile). To illustrate these effects, in Tab. 3 there are calculated values of guiding force Y for different contact conditions. The contact is in transition to a flange. From this point the lateral position of rollers and angle of attack is changed. The situation is also documented in Fig. 7 with gradual change of lateral position the rollers in flange transition.

To maintain the variation in the lateral force Y due to measurement uncertainty below 5 %, the uncertainty in lateral position must be within $0.01\ \mathrm{mm}$ and in angle of attack within $0.2\ \mathrm{mrad}$. **However, achieving such precision is not feasible.** Therefore, we also consider modifying the rollers' profiles to reduce the Y force sensitivity to their relative position, particularly in the flange transition area.

Tab. 3 Overview of changes in value of guiding wheel force Y, contact point in flange transition; $Q = 100\ \mathrm{kN}$, $v_{\mathrm{ref}} = 10\ \mathrm{m\,s^{-1}}$, $s_{\mathrm{x}} = 0$, calculated with CONTACT

Lateral offset [mm]	Guiding force Y [kN]	Angle of attack [mrad]	Guiding force Y [kN]
0,0	43.8	0.0	43.8
0,1	82.4	10.0	37.6
0,2	131.6	20.0	91.2
0,3	161.3	30.0	131.1
0,4	176.8	40.0	131.4

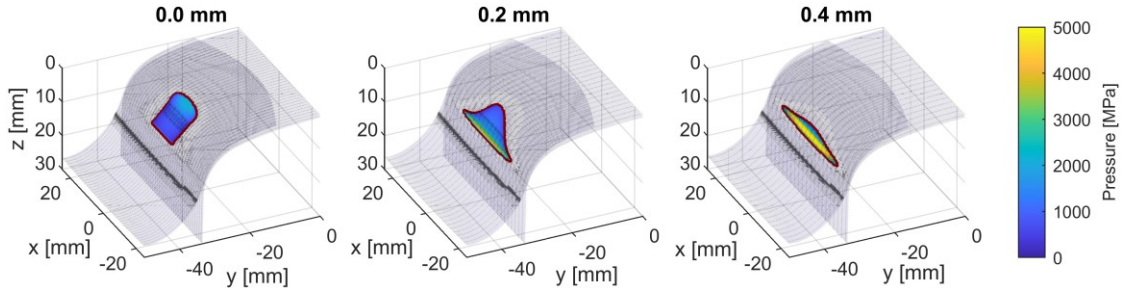


Fig. 7 Changes in contact patch shape and normal pressure distribution with lateral movement, CONTACT

Measurements Designs

The first part of the design deals with lateral displacement and angle of attack. Both measurements will be performed using displacement sensors. The principle of the measurement is shown in Fig. 8. Each

roller is equipped with a pair of displacement sensors that measure the distance of the two points on a roller's rim. These measured points are located on a known distance from axis of rotation – the measuring base (L_r on the rail roller, L_w on the wheel roller). This configuration enables measurement of the lateral displacement (y_r for the rail roller and y_w for the wheel roller – Eqn. (9)) and the yaw angle (α_r for the rail roller and α_w for the wheel roller – Eqn. (10)) from tangent. This configuration has following advantages.

- Measurement of all relevant movements close as possible to the contact point (minimising test rig flexibility influence).
- Ability to measure all parasitic movements of the rollers (see Tab. 2)
- Possibility of sensors calibration and zeroing against a common base.
- Easier installation and alignment using a single jig.

$$y_\mathrm{r} = \frac{y_1 + y_2}{2};\ y_\mathrm{w} = \frac{y_3 + y_4}{2} \Rightarrow y = y_\mathrm{r} - y_\mathrm{w} \tag{9}$$

$$\tan\alpha_\mathrm{r} = \frac{y_2 - y_1}{2L_\mathrm{r}};\ \tan\alpha_\mathrm{w} = \frac{y_4 - y_3}{2L_\mathrm{w}} \Rightarrow \alpha = \alpha_\mathrm{w} - \alpha_\mathrm{r} \tag{10}$$

The basic design parameters of the measuring system are listed in Tab. 4. From these, the most important criterion for sensor selection is the minimum required measuring range $y_\mathrm{n,min}$ (for $n = 1; 2; 3; 4$).

Tab. 4 Basic design parameters of the measuring system

Parameter	Abbr.	Value – rail roller	Value – wheel roller
Measuring base	L_r, L_w	200 mm	200 mm
Maximum yaw angle	$\alpha_\mathrm{r,max}$, $\alpha_\mathrm{w,max}$	±1°	±5°
Maximum lateral displacement	$y_\mathrm{r,max}$, $y_\mathrm{w,max}$	86 mm	±1 mm
Minimum required measuring range of the sensor	$y_\mathrm{n,min}$	90 mm	50 mm

Since the measuring system must determine the distance between moving and stationary parts, only optical measurement methods can be used. Therefore, four *Micro-Epsilon optoNCDT 1302* sensors with a 100 mm measuring range were selected (specification [8]). The design in CAD model is in Fig. 9.

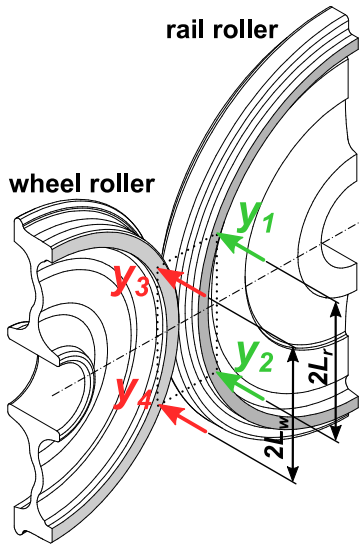


Fig. 8 Principle of measurement

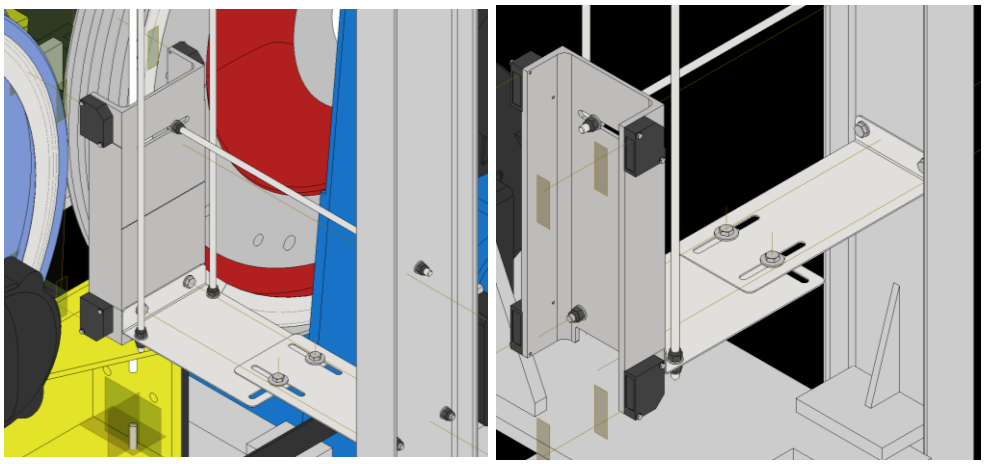


Fig. 9 Mechanical design of the measuring system in CAD

The final part of the measurement system addresses the angle ψ on the wheel roller. For this purpose, we presume to measure deflection on end of the wheel roller's frame. To evaluate this, the deflection at the end of the wheel roller frame will be measured. Although this parasitic movement may be negligible, this measurement aims to determine its significance. Another *Micro-Epsilon optoNCDT 1302* sensor will be used. The angle will be evaluated from the measured deflection and lateral movement $\mathrm{y_w}$ with same the same principle described with Eqn. (10).

5 CONCLUSION

The continuation of experiments aimed at determining the influence of spin on the distribution of forces between the wheel and rail requires precise measurements. In this paper, we proposed improvements to the measuring system installed on the RWTR, which will be used in the planned experiments. These improvements enhance the measuring capabilities related to the relative position of the rollers.

First, we discussed the theory of adhesion and the resulting possibilities for measuring the influence of spin. Based on this analysis, we identified the set of quantities required to measure and evaluate the experiments. Although the RWTR is equipped with an extensive measuring system, the relative position of the rollers—comprising the lateral displacement and the angle of attack—is not measured with sufficient precision. Numerical calculations of the contact conditions indicate the required level of precision. To meet these requirements, an integrated measuring system for determining the relative position was designed.

Future work will focus on verifying the adequacy of this design. The basic principle of this verification will be based on a comparison with numerical calculations of the contact conditions.

The research was supported by the University of Pardubice, project of the Student Grant Competition SGS_2025_008 “Recent aspects in the field of transport means and infrastructure solved at the FTE”.

◆◆

References

[1] KALKER, J. J. *Three-dimensional elastic bodies in rolling contact*. Dordrecht: Springer Netherlands, 1990. ISBN 978-90-481-4066-4.

[2] PULDA, J., CULEK, B., VOLTR, P. Experimental proof of spin influence on rail-wheel contact forces: State of present knowledge (in Czech). In: *Súčasné problémy v koľajových vozidlách – PRORAIL 2023: XXVI. medzinárodná konferencia, zborník prednášok*, *diel II*. Žilina: VTS pri ŽU v Žiline, 2023, pp. 175–182. ISBN 978-80-89276-62-2.

[3] CULEK, B., MALINSKÝ, J., CULEK, B. jr. Výzkum na testovacím zařízení železničních kol. *Nová železniční technika.* Roč. 2007, č. 2, pp. 20–22. ISSN 1210-3942.

[4] HARTWIG, P. *Konstruktive Anpassung des Eisenbahnradprüfstandes der Universität Pardubice an die Messung von Adhäsionserscheinungen*. Diplomarbeit. Dresden: Hochschule für Technik und Wirtschaft Dresden, 2006.

[5] VOLTR, P. *Konstrukční námět zabudování dynamické brzdy do Testovacího zařízení železničních kol*. Report no. 01/12. Project no. TA02030776 Technique for measuring the force effects in the wheel-rail contact. Pardubice: University of Pardubice, Faculty of Transport Engineering, 2012.

[6] CULEK, B. *Experimenty na Testovacím zařízení železničních kol*. Report no. 01/2015. Project no. TA02030776 Technique for measuring the force effects in the wheel-rail contact. Pardubice: University of Pardubice, Faculty of Transport Engineering, 2015.

[7] BRICKLE, B. V. *The steady state forces and moments on a railway wheelset including flange contact conditions*. A Doctoral Thesis. Loughborough: Loughborough University of Technology, 1973. Available from: https://hdl.handle.net/2134/16979. [cited 2025-06-06]

[8] *optoNCDT 1302: Laser Triangulation Displacement Sensors*. Ortenburg: Micro-Epsilon.

[9] VOLLEBREGT, E. Detailed wheel/rail geometry processing using the planar contact approach. *Vehicle System Dynamics*. Vol. 60 (2020), no. 4, pp. 1253–1291. ISSN 0042-3114.

[10] VOLLEBREGT, E. Detailed wheel/rail geometry processing with the conformal contact approach. *Multibody System Dynamics*. Vol. 52 (2020), no. 2, pp. 135–167. ISSN 1384-5640.

Received / zasláno: 23. 06. 2025, accepted / přijato: 15. 07. 2025, published / publikováno: 17. 09. 2025.

The paper was reviewed by / Příspěvek recenzovali: Ing. Jan Kalivoda, Ph.D. (Czech Technical University in Prague, Faculty of Mechanical Engineering), prof. Dr. Ing. habil. Oldřich Polách.

CURRENT PROBLEMS IN RAIL VEHICLES

XXVII. conference with international participation
17–19 September 2025, Česká Třebová

INCREASE OF TRACTION FORCES IN HEAD OF A TRAIN ABOVE CURRENT LIMIT IN THE NETWORK OF SPRÁVA ŽELEZNIC

ZVÝŠENÍ LIMITU TAŽNÝCH SIL V ČELE VLAKU NAD SOUČASNÝ LIMIT V SÍTI SPRÁVY ŽELEZNIC

Jan PULDA[1], Rudolf MRZENA[2], Tomáš HEPTNER[3], Zdeněk MOUREČEK[4]

e-ISBN: 978-80-7560-564-1
DOI: 10.46585/spkv20252685
ISSN: 3029-8342
CC BY

Abstract

Since the 1960s, a traction force limit at the head of the train of 350 kN has been applied on the Czech railway network. Compared to neighbouring countries, this limit is relatively low and negatively impacts freight transport efficiency. Therefore, Správa železnic initiated steps to revise relevant regulations and increase the traction force limit. One aspect addressed in cooperation with VÚKV during 2023–2024 was the interaction between vehicle and track and the running safety under traction forces exceeding 350 kN. The study began with theoretical analyses based on calculations and computer simulations of running dynamics. In the second phase, a test run was conducted with a train set capable of exceeding the current traction limit, with included an instrumented freight wagon equipped to measure key parameters (e.g., wheel forces via an instrumented wheelset and coupler forces at both ends). This paper summarizes the work carried out, key findings from the testing, and the resulting conclusions.

Keywords

traction force, screw coupler, safety against derailment, vehicle-track interaction, instrumented wheelset, freight transport, linear regression

Abstrakt

Již od 60. let platí na české železnici limit tažné síly v čele vlaku 350 kN. Tento limit je v kontextu sousedních zemí značně nízký a snižuje výkonnost zejména nákladní dopravy. Proto zahájila Správa železnic sérii činností vedoucích k novelizaci předpisů a zvýšení limitu tažné síly. Jedním aspektem, který byl řešen ve spolupráci Správy železnic a VÚKV v letech 2023 a 2024, byla interakce mezi vozidlem a tratí a bezpečnost jízdy při působení tažných sil nad 350 kN. Studium těchto oblastí bylo nejprve teoretické, založené na výpočtech a počítačových simulacích jízdy vozidla. V druhé části byla provedena jízdní zkouška se soupravou schopnou vyvinout tažnou sílu nad 350 kN, přičemž v soupravě byl zařazen instrumentovaný nákladní vůz, na němž byly měřeny relevantní veličiny (např. kolové síly na všech kolech prostřednictvím měřicího dvojkolí, síly ve spřáhlech na obou koncích).

[1] **Ing. Jan Pulda**, 0009-0008-4272-9381. VÚKV a.s., Development of Vehicles. Bucharova 1314/8, 158 00 Praha 5, Czech Republic, phone: +420 736 519 934, e-mail: pulda@vukv.cz

[2] **Ing. Rudolf Mrzena, Ph.D.** Správa železnic, s.o., Odbor jízdního řádu. Křižíkova 2, 186 00 Praha 8, Czech Republic, phone: +420 972 244 128, e-mail: mrzena@spravazeleznic.cz

[3] **Ing. Tomáš Heptner**. VÚKV a.s., Test Laboratory. Bucharova 1314/8, 158 00 Praha 5, Czech Republic, phone: +420 736 519 933, e-mail: hepter@vukv.cz

[4] **Ing. Zdeněk Moureček**. VÚKV a.s., Test Laboratory. Bucharova 1314/8, 158 00 Praha 5, Czech Republic, phone: +420 736 519 915, e-mail: mourecek@vukv.cz

Tento příspěvek se zabývá shrnutím těchto provedených prací, poznatků z provádění a závěrů těchto prací.

Klíčová slova

tažná síla, šroubovka, bezpečnosti proti vykolejení, interakce vozidlo-cesta, měřicí dvojkolí, nákladní doprava, lineární regrese

1 INTRODUCTION

The current state regarding the maximum traction force at the head of the train in the Czech Republic (specifically on the Správa železnic network) dates back to the 1960s (see Regulation D 12 of 1962 [1] and later D 2/1 [2]). At that time Czechoslovak railway faced a critical situation with an extreme number of screw coupler ruptures (circa 2 600 in 1960). This led to a thorough investigation into the causes of these failures and the development of solutions to mitigate them. The main reason identified was the longitudinal dynamics within a train set when traction and braking forces were exerted. To eliminate the risk posed by traction forces, a traction force limit was introduced. Based on experimental analysis, a limit of 350 kN at the head of the train was established [3], and this limit remains unchanged to this day [2].

However, this limit is now considered low. It restricts the effective use of modern locomotives, especially when two are positioned at the front of the train. It has been demonstrated that longitudinal dynamics are no longer critical with respect to screw coupler strength [4]. Similar conclusions can be drawn from the situation in other European countries. Summary of the limits is given in Tab. 1. This overview highlights the need to increase the traction force limit in the Czech Republic.

Tab. 1 Overview of the traction forces in head of train in selected European countries [5]

Country	Limit
Czech Republic	350 kN
Slovakia	No explicit limit • Until 2006: 350 kN
Austria	450 kN • Can be individually increased
Germany	No explicit limit • Limited with “operational strength of the coupler” • Until 2021: 450 kN for 1.0 MN screw coupler, 500 kN for 1.2 MN screw coupler
Poland	No explicit limit
Hungary	No explicit limit

These findings concern only the vehicle side (screw coupler strength) and existing regulations. Another crucial aspect is the interaction between the vehicle (subjected to traction force) and the infrastructure. Moreover, we shall concern running safety of such vehicle. A coupler's force applied to a vehicle in a curved track alters the distribution of the guiding force Y and the vertical force Q. This study addresses:

1. quasistatic changes in wheel force during curving,
2. dynamic changes in wheel forces during run through S-curves (crossovers).

Accordingly, the study investigates the behaviour of a representative train set subjected to traction forces while passing through simple curves and S-curves.

2 THEORETICAL STUDY

Theoretical analysis was conducted using analytical calculations and numerical simulations. The primary objectives were:

1. preliminary assessment of running safety,

2. identification of critical phenomena and definition of evaluation metrics,
3. instrumentation requirements,
4. investigated train set composition,
5. track alignment determination.

Simplified analytical model of a three-wagon train set in a curve was developed. The outer wagons induce angular misalignment in the screw couplers, generating $F_{\mathrm{t,y}}$ (lateral components of traction force F_{t}) on the middle wagon (see Fig. 1).

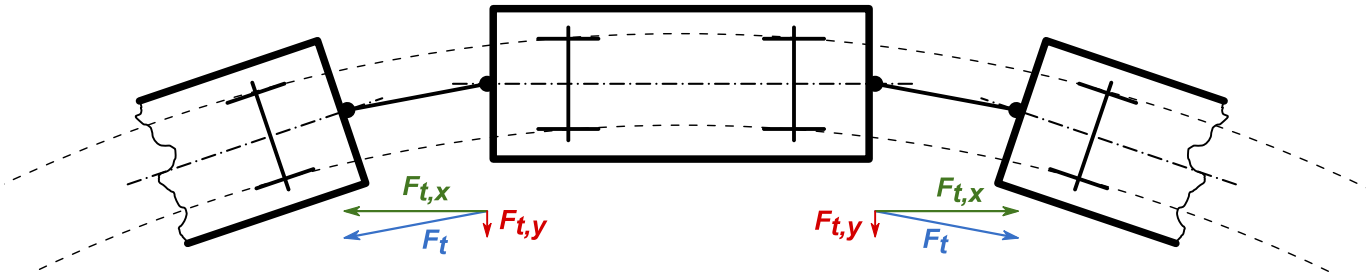


Fig. 1 Principle of generation of the lateral component of the coupler force

This lateral force redistributes *Q* forces, causing wheel unloading on one side of the wagon. As traction increases, the unloading becomes more severe and may approach the $(Y/Q)_{\mathrm{lim}}$ criterion or even lead to overturning. A sensitivity analysis identified the following.

1. maximum $F_{\mathrm{t,y}}$ occurs with combination “short wagon with short overhang” + “long wagon with long overhang”;
2. minimum $F_{\mathrm{t,y}}$ occurs for combination of similar wagons;
3. on the front end of the wagon is the maximum $F_{\mathrm{t,y}}$, on rear end of the wagon is the minimum $F_{\mathrm{t,y}}$;
4. lower the own weight of the wagon the relative wheel unloading Δq is more significant;
5. tighter the curve the $F_{\mathrm{t,y}}$ is larger.

The train set configuration fulfilling these criteria is: Shimmns + **Sggnss 80’** + Sggnss 80’, where **bold indicates the investigated wagon**. This composition of the train set was selected among other 15 compositions. Wagon classes were selected accordingly to standard freight operation in Czech Republic.

MBS simulations using rigid body models (see Fig. 2) with detailed bogie suspension model, draw gear and buffers with hysteresis suspension and spherical buffer contact were performed for several traction force magnitudes. With this model, simulation scenarios with different magnitude of the traction force were calculated. The scenarios in simple curves catch sensitivities on cant deficiency, radius of 250 m was selected as the common minimum radius on main lines. For S-curves radii of 190 m and 300 m were selected. Radius 190 m is one of the least possible and corresponds to alignment in standard [6]. Radius 300 m is presumed as common minimum on main lines. Správa železnic performed a thorough analysis of track alignment in order to find all S-curve with radius less than 300 m and intermediate straight shorter than 8 m (without crossovers). All 26 found track sections were located on local lines without extensive freight transport. Simulations were run for empty wagons. Parameters are given in Tab. 2.

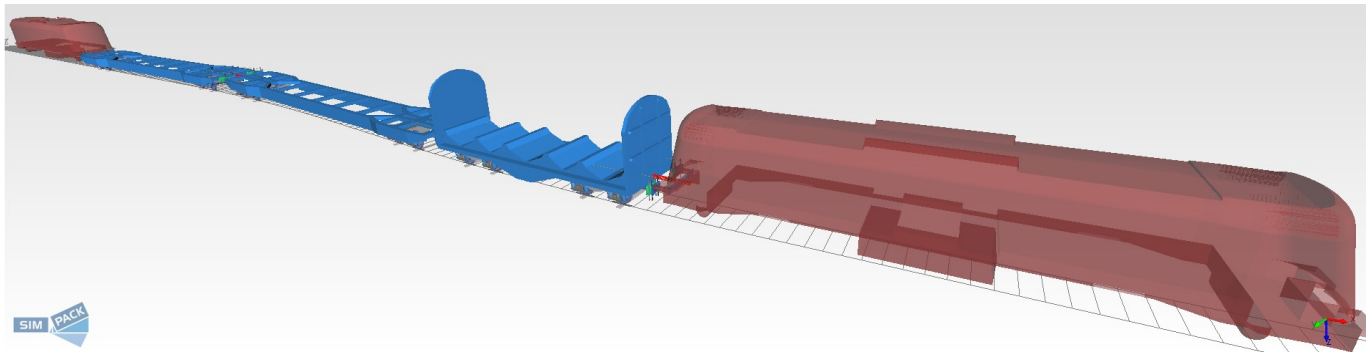


Fig. 2 SIMPACK visualisation of the model; composition: pulling body + Shimmns + 2x Sggnss 80’ + braking body

Tab. 2 Overview of parameters of performed simulations

Track alignment	Radius [m]	Intermediate straight Length [m]	Speed [km/h]	Traction force [kN]
Simple curve	250	---	56 (balanced speed)	0; 350; 500
Simple curve	250	---	21; 33; 46; 56; 65; 73	500
S-curve	190	5	10	0; 350; 500
S-curve	190	5; 7; 8; 9; 11; 14	10	500
S-curve	300	7; 8; 9; 11; 14	10	500

Criteria were primarily based on [7]. Overview is given in Tab. 3 (other quantities from [7] has been shown as non-significant). The Prud'homme criterion for the limit of sum of guiding forces $\Sigma Y_{\max}$ seems too restrictive, so an alternative from [6] was adopted. A minimum wheel force $Q_{\min}$ limit was also added to the criteria set. This quantity describes the risk of overturn.

Tab. 3 Criterion overview used for evaluation

Quantity	Abbr.	Criterion	Description
Minimum vertical wheel force	$Q_{\min}$	$> 0.1 \cdot Q_0$	Wheel unloading
Maximum ratio of wheel forces	$(Y/Q)_{\max}$	< 0.8 (simple curve) < 1.2 (S-curve)	Safety against derailment
Maximum sum of guiding forces	$\Sigma Y_{\max}$	$< 0.85 \cdot (2Q_0/3 + 10\ \mathrm{kN})$	Prud'homme acc. [7], informative
		$< 0.6 \cdot 2Q_0 + 25\ \mathrm{kN}$	Prud'homme acc. [6]

Results showed that the most critical case was a simple curve with maximum cant excess. This scenario corresponds for example to setting the train set in motion. The $Q_{\min}$ criterion on outer wheels proved to be a limiting factor, partly due to its conservative nature as it is applied per wheel. The worst results for simple curve for $Q_{\min}$ and $\Sigma Y_{\max}$ are shown in Fig. 3 and Fig. 4. From these we can conclude that the operation should be safe up to traction force $F_t = 500\ \mathrm{kN}$.

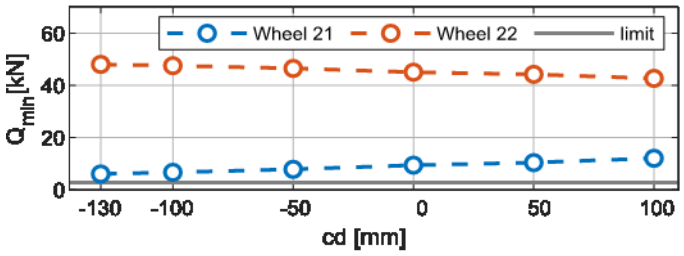


Fig. 3 Dependence between $Q_{\min}$ and cd in simple curve, Wheelset 2, $F_t = 500\ \mathrm{kN}$, outer wheel 21

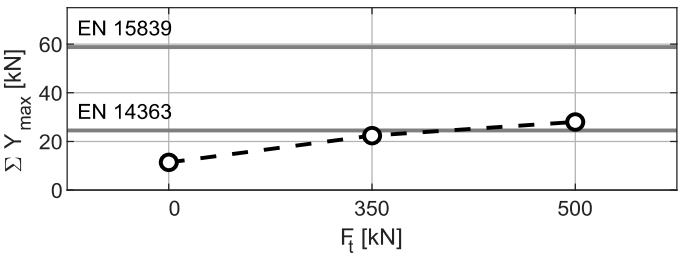


Fig. 4 Dependence between $\Sigma Y_{\max}$ and traction force F_t in simple curve, Wheelset 2, $cd = 0\ \mathrm{mm}$

For S-curves, $Q_{\min}$ remained close to the limit at 190 m radius even with long intermediate straight L (Fig. 5). On the contrary, 300 m was found safe (Fig. 6). Hence, experiments were limited to S-curves with radius ≥ 300 m.

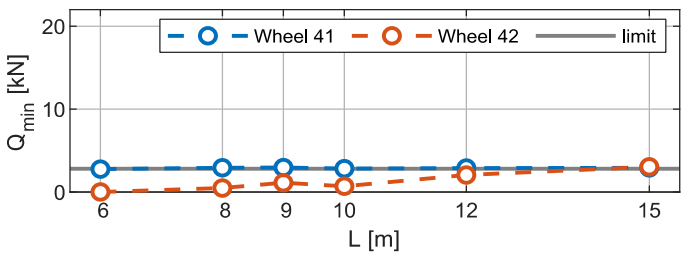


Fig. 5 Dependence between $Q_{\min}$ and L in S-curve of radius 190 m, Wheelset 4, $F_t = 500\ \mathrm{kN}$

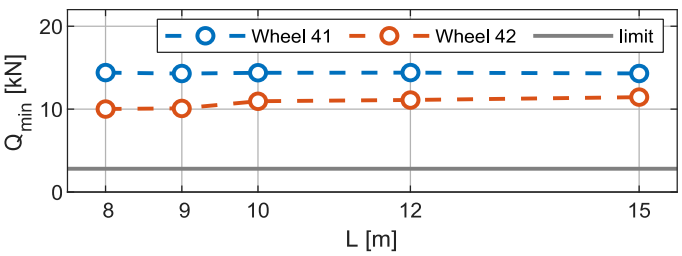


Fig. 6 Dependence between $Q_{\min}$ and L in S-curve of radius 300 m, Wheelset 4, $F_t = 500\ \mathrm{kN}$

3 EXPERIMENTAL STUDY

3.1 Design of Experiment

Requirements for the experiments and solutions are summarised in Tab. 4.

Tab. 4 Summary of requirements for the experiments

Requirement	Implementation
Train set must achieve 500 kN traction force and maintain it on a constant level.	Two Class 193D ČD electric locomotives (320 kN each) were used for traction. Four Class 363.5 ČD Cargo locomotives, each providing 160 kN of braking force via EDB, ensured speed regulation.
The train set composition is: Shimmns (front wagon in running direction) + Sggnss 80' (instrumented wagon) + Sggnss 80'.	The train set composition is: Eamnoss + Sggnss 80' + Sggnss 80' (Fig. 7); Shimmns was replaced by a similar Eamnoss wagon due to better availability.
The instrumented wagon has to be able to provide data of all relevant quantities.	The instrumentation is shown on Fig. 8. The instrumented wagon was equipped to measure all relevant quantities, including inter-wagon forces and wheel forces, using four instrumented wheelsets and additional sensors in compliance with [7].
The track shall consist of range of curves' radii 250 m up to 500 m with sufficient length.	The track line 502A, sections Golčův Jeníkov – Leština u Světlé and Okrouhlice – Havlíčkův Brod were selected. These cover Zone 3 and Zone 4 according to [7].
The track shall consist of S-curves with radius 300 m and the shortest possible length of intermediate straight.	In the station Vlkaneč in the section Golčův Jeníkov – Leština u Světlé there is a crossover with radius 300 m and intermediate straight 9,49 m long.
The experiments shall be done for maximum permissible speed on the track (maximum dynamic forces); minimum possible speed (maximum possible cant excess).	The experiments were performed for the maximum permissible speed (cant deficiency 100 mm) and for speed between 25 km/h and 35 km/h.



Fig. 7 Photography of the train set consisting of: 2x 193D + Eamnoss + **Sggnss 80'** + Sggnss 80' + 4x 363.5

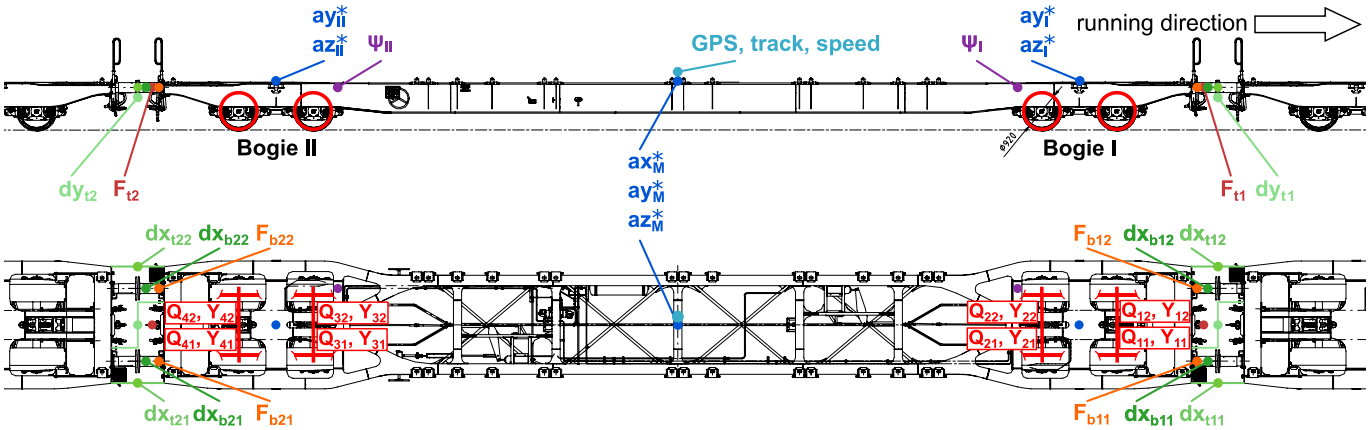


Fig. 8 Scheme of the instrumentation of the middle Sggnss 80' wagon

The evaluation is divided to two parts: evaluation of running through curves and evaluation of running through S-curve. Both parts are evaluated statistically with linear regression. The principle is similar to the evaluation of the dynamic performance assessment according to [7]. The input data are processed (according to the [7]). They are categorized by curve type and divided to evaluation sections (simple curves are cut to sections of length 70 m, for S-curves the section is over their overall length). Moreover, the sections in simple curves are categorized according to radius (same as division to Zones in [7]). In each evaluation section, if all required boundary conditions are met (e.g. minimum variability in the traction force, speed, cant deficiency), the characteristic values for all quantities are calculated. For each set of characteristic value of quantity linear regression was calculated (in dependence on traction force and cant deficiency for curves; in dependence on traction force for S-curves). Then the prediction intervals were calculated with a confidence level 99 % for the simple curves. An intersection between the prediction interval for maximum admissible cant excess ($cd = -150\ \mathrm{mm}$) and the limit value defines the admissible traction force $F_{\mathrm{t,adm}}$. For the S-curves, the set of usable sections for evaluation is lesser, therefore no prediction intervals were calculated and $F_{\mathrm{t,adm}}$ is determined from an intersection between a regression line and the quantity limit value. The value of $F_{\mathrm{t,adm}}$ is calculated for all quantities. The lowest value from the set of $F_{\mathrm{t,adm}}$ defines the limit value to traction force $F_{\mathrm{t,lim}}$.

The used limit values of quantities are the same as in the theoretical study (see Tab. 3). However, we replaced the extremely restricting criterion for Q_{min} with sum of the vertical wheel forces on one bogie side ΣQ_{min}. This quantity better captures the possibility of overturn, although still conservative with enough margin to physical overturn. The limit value for ΣQ_{min} is $0.1 \cdot P_{\mathrm{F0}}$, where P_{F0} is static wheelset loading.

3.2 Experiment Results

Results for Simple Curves

First part considers running through simple curve. The quantity giving the lowest value of $F_{\mathrm{t,adm}}$ is ΣQ_{min} on outer wheels. Other quantities according to [6, 7] were proved not to be as critical. The resulting permissible traction forces calculated for each range of curve radii are in Tab. 5. Results with lowest admissible traction force are depicted in Fig. 9. The cant deficiency and traction force are well covered. Achieved maximum traction force is around 500 kN. The dispersion around regression line of results for $\Sigma Q_{\mathrm{min,rec}}$ (values of vertical wheel force sum recalculated on $cd = -150\ \mathrm{mm}$ with use of the regression coefficient) is not significant. This indicates great stability and reliability of the results. Prediction interval intersects with the limit value at $F_{\mathrm{t}} = 730\ \mathrm{kN}$.

Tab. 5 Overview of limit traction forces in dependence on curve radius

Curve radius range	Mean radius value	Number of sections	Limit traction force	Note
$250\ \mathrm{m} \leq R < 300\ \mathrm{m}$	275 m	280	730 kN	Main range to eval.
$300\ \mathrm{m} \leq R < 350\ \mathrm{m}$	325 m	27	780 kN	
$350\ \mathrm{m} \leq R < 450\ \mathrm{m}$	400 m	81	> 1000 kN	
$450\ \mathrm{m} \leq R < 600\ \mathrm{m}$	525 m	38	> 1000 kN	
$600\ \mathrm{m} \leq R$	---	---	---	No sections

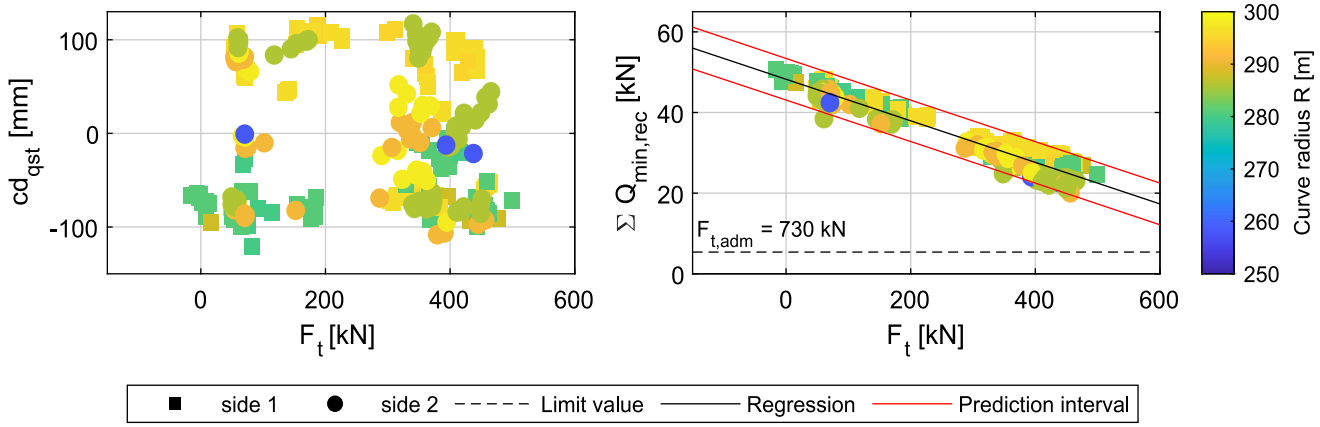


Fig. 9 Results for $\Sigma Q_{\min}$ for selected bogie, left: map of data set with respect to the traction force and the cant deficiency; right: regression for recalculated quantity to $cd = -150$ mm in dependence on traction force

Results for S-curves

For evaluation of the S-curve the statistical set is lesser as for simple curves. The lowest possible value of traction force is given by the criteria for $(Y/Q)_{\max}$ and $\Sigma Q_{\min}$. However, particularly $(Y/Q)_{\max}$ is distorted with significant dynamic effects when the wheel is passing over frogs. The results are in Fig. 10. Even under these conditions the maximum permissible traction force is above 870 kN.

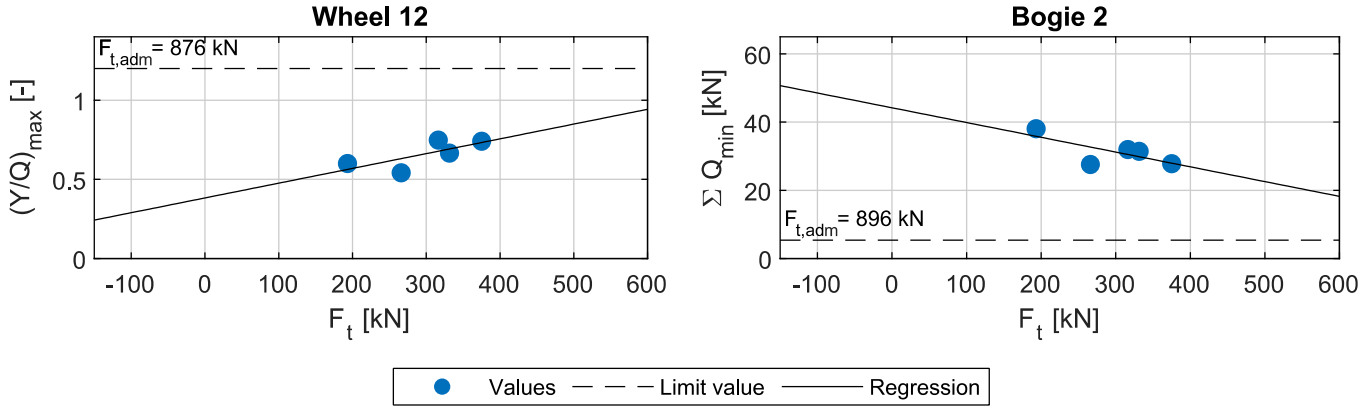


Fig. 10 Results for $(Y/Q)_{\max}$ and $\Sigma Q_{\min}$ in S-curves

4 REMARKS AND CONCLUSION

The presented analysis shows that the limit can be increased above current limit 350 kN and Správa železnic proceeds with necessary steps to its change. There is a discussion upon the new limit value which has to fulfil following boundary conditions. Possible proposed safe value is 450 kN.

- The limit has to be under value 730 kN. This is the lowest admissible value according to the experiments.
- The limit applies for track sections with allowed two bank locomotives as in Tables of Track Conditions (*TTP – Tabulky traťových poměrů*). This follows from requirements for the minimum curve radius 250 m and two bank locomotives are permitted only in curves with radius 250 m and greater.
- The limit applies only for crossovers with radius higher or equal than 300 m (lower radii were not investigated). Thus, the limit applies only for stations with indicated speed above 50 km/h.
- State of a track is suitable for normal operation according to Tables of Track Conditions. If there is any deviation in track quality affecting interaction with a vehicle the limit can be locally reduced.
- In a case of favourable conditions (quality, track alignment) the limit can be locally increased based on an expert opinion.

However, from measured data we can conclude other interesting findings.

- The quality of the track can have significant influence on the Q force, even if there is no apparent defect. In a few track sections significant periodicity in vertical irregularities led to wheel unloading, ultimately in combination with higher traction force to a wheel lifting.
- Although weather during testing was acceptable (partly cloudy, dry rails) the locomotives had problems to exert its maximum traction force. Especially in curves a significant lateral creepage caused substantial decrease in traction force.
- These observations do not necessarily apply only to the standard UIC coupling (screw coupler with buffers), but its nature (generation of a lateral force with respect to a vehicle axis in a central pulling element when curving) also applies to any central coupler (e.g. DAC – Digital Automatic Coupler). Therefore, the consequences of these experiments shall be also reflected for the DAC.
- As the traction force in curve changes distribution of the Y forces, wear between rail and wheel also changes. According to a MBS simulation, Wear Number (describing dissipated energy in a rail-wheel contact responsible for wear) for an empty wagon rises about 25 % for traction force 400 kN.

◆◆

References

[1] ČSD D 12. *Doplněk k Pravidlům technického provozu železnice*. Praha: NADAS, 1962.
[2] SŽDC (ČD) D 2/1. *Doplněk s technickými údaji k Dopravním předpisům*. České dráhy, 1994 (in the amended form No. 1 from 1. 4. 2006).
[3] POSPÍŠIL, M. *Příčiny trhání vlaků*. Praha: NADAS, 1962.
[4] JAROŠ, P., MICHÁLEK, T. On the Problems of Longitudinal Dynamics of Freight Trains (in Czech). In: *Súčasné problémy v koľajových vozidlách – PRORAIL 2019: XXIV. medzinárodná konferencia, zborník prednášok, diel I*. Žilina: VTS pri ŽU v Žiline, 2019, pp. 259–266. ISBN 978-80-89276-58-5.
[5] VÚKV a.s. *Zvýšení limitu tažné síly na tratích ve správě Správy železnic, s. o.: Rešerše*. Technical information no. 23-TI 16, Revision 1, 2023.
[6] EN 15839:2012+A1:2015. *Railway applications – Testing for the acceptance of running characteristics of railway vehicles – Freight wagons – Testing of running safety under longitudinal compressive forces*.
[7] EN 14363:2016+A2:2022. *Railway applications – Testing for the acceptance of running characteristics of railway vehicles – Freight wagons – Testing of running safety under longitudinal compressive forces*.

Received / zasláno: 25. 06. 2025, accepted / přijato: 17. 08. 2025, published / publikováno: 17. 09. 2025.

The paper was reviewed by / Příspěvek recenzovali: Prof. Dr.-Ing. Markus Hecht (Technische Universität Berlin, Faculty V – Mechanical Engineering and Transport Systems), doc. Ing. Tomáš Michálek, Ph.D. (University of Pardubice, Faculty of Transport Engineering).

SOUČASNÉ PROBLÉMY V KOLEJOVÝCH VOZIDLECH

XXVII. konference s mezinárodní účastí
17.–19. září 2025, Česká Třebová

OZUBNICOVÉ VÝHYBKY SYSTÉMU ABT A ŘEŠENÍ PRŮJEZDU OZUBNICOVÉHO VOZIDLA

ABT RACK RAILWAY TURNOUTS AND RACK RAILWAY VEHICLE PASSAGE SOLUTIONS

Lukáš RAIF[1], Antonín VÉVODA[2], Miroslav KOMÁREK[3], Libor VÝMOLA[4]

e-ISBN: 978-80-7560-564-1
DOI: 10.46585/spkv20252705
ISSN: 3029-8342
CC BY

Abstrakt

V souvislosti s modernizacemi ozubnicových tratí v Česku a na Slovensku v posledních letech (Štrba – Štrbské Pleso v roce 2021 a Tanvald – Kořenov v roce 2025) bylo potřeba navrhnout a vyrobit ozubnicové výhybky pro tyto tratě, což obnášelo důkladně prostudovat aktuální řešení takových výhybek v zahraničí a následně navrhnout řešení vlastní. Příspěvek je zaměřen na aktuálně řešenou problematiku výhybek pro Abtův systém ozubnice, který je použit na modernizované trati Tanvald – Kořenov. V příspěvku budou čtenáři seznámeni s typy ozubnicových výhybek pro Abtův systém ozubnice. Dále je představeno řešení ozubnicové výhybky českého výrobce výhybek, DT – Výhybkárny a strojírny, a.s. V rámci vývoje výhybek byla velká pozornost zaměřena i na interakci výhybky nejen s ozubnicovým, ale i adhezním vozidlem se zaměřením na možné kolize. Bylo potřeba se vypořádat s chybějícími podklady, což bylo částečně nahrazeno 3D skenováním podvozků lokomotivy. V příspěvku je pozornost věnována i problematice interakce ozubeného kola s ozubeným hřebenem.

Klíčová slova

výhybka, ozubnicová dráha, ozubnicové vozidlo, Abtova ozubnice

Abstract

In connection with the modernization of the rack railway lines in Czechia and Slovakia in recent years (Štrba – Štrbské Pleso in 2021 and Tanvald – Kořenov in 2025), it was necessary to design and produce rack railway turnouts for these lines, which involved a thorough study of the current solution of such turnouts abroad and then designing own solution. The paper focuses on the currently designed turnouts for the Abt rack railway system, which is used on the modernized line Tanvald – Kořenov. In the paper the readers will be introduced to the types of the rack railway turnouts for the Abt system. Furthermore, the rack railway turnout solution of the Czech manufacturer of switches and crossings, DT – Výhybkárny a strojírny, a.s., is presented. Within the development of turnouts, much attention was also focused on the interaction of the turnout not only with the rack railway vehicle but also with the adhesion vehicle, with a focus on possible collisions. It was necessary to deal with the

[1] **Ing. Lukáš Raif, Ph.D.**, 0000-0001-7628-0545. DT – Výhybkárna a strojírna, a.s. Kojetínská 4750/6, 796 01 Prostějov, Česká republika, tel.: +420 702 153 485, e-mail: raif@dtvs.cz
[2] **Ing. Antonín Vévoda**. DT – Výhybkárna a strojírna, a.s. Kojetínská 4750/6, 796 01 Prostějov, Česká republika, tel.: +420 601 391 741, e-mail: vevoda@dtvs.cz
[3] **Ing. Miroslav Komárek**. DT – Výhybkárna a strojírna, a.s. Kojetínská 4750/6, 796 01 Prostějov, Česká republika, tel.: +420 720 846 383, e-mail: komarek.konst@dtvs.cz
[4] **Ing. Libor Výmola**. DT – Výhybkárna a strojírna, a.s. Kojetínská 4750/6, 796 01 Prostějov, Česká republika, tel.: +420 720 989 504, e-mail: vymolal@dtvs.cz

missing supporting documents, which was partially replaced by 3D scanning of the locomotive bogie components. In the paper, attention is also paid to the problem of the rack and cogwheel interaction.

Keywords

turnout, rack railway, rack railway vehicle, Abt rack rail

1 ÚVOD

Železniční dráhy vybavené ozubnicí představují jedinečné řešení pro dopravu v náročném terénu, kde je přenos trakčních a brzdných sil pomocí adheze nedostatečný. Výhybky s ozubnicí pak hrají zásadní roli v řízení směru jízdy a propustnosti na těchto tratích, pokud se stanice musí nacházet ve velkých sklonech. Výhybky musí splňovat nejen běžné požadavky na nesení a vedení kolejového vozidla a systém ovládání, ale i specifické technické nároky spojené s ozubnicovým systémem pro zachování přenosu trakčních a brzdných sil i při průjezdu výhybkou. Tento příspěvek je podrobně zaměřen na systémy ozubnic, principy fungování ozubnicových výhybek, jejich konstrukci a význam v rámci ozubnicových železničních drah.

2 OZUBNICOVÉ DRÁHY V ČR A SR

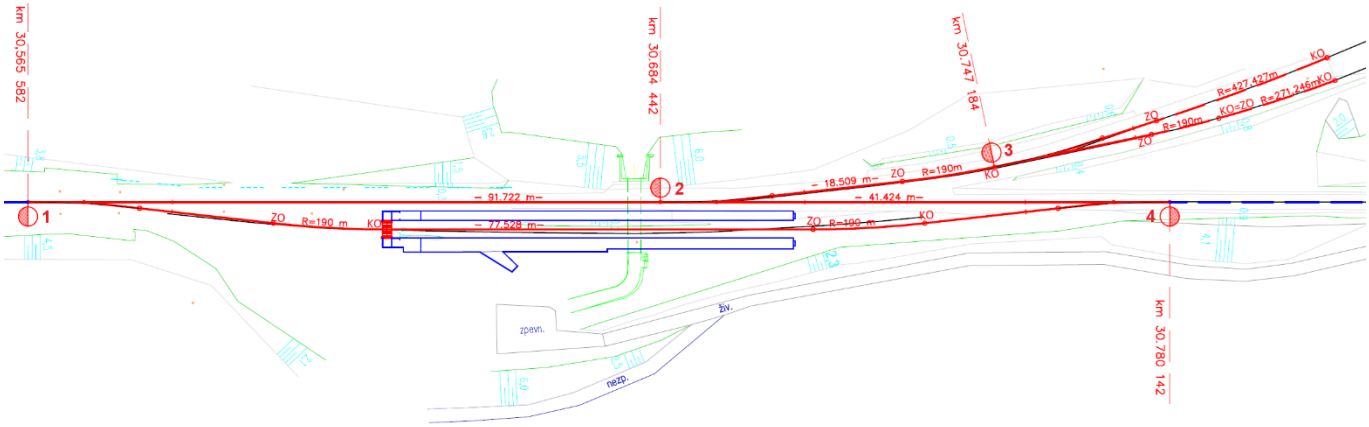
V Česku a na Slovensku se nacházejí celkem 3 železniční dráhy vybavené ozubnicí. Patrně nejznámější z nich je úzkorozchodná ozubnicová dráha na Slovensku ve Vysokých Tatrách mezi Štrbou a Štrbským plesem (délka cca 4,5 km). Na této dráze, jako jediné ze všech 3 ozubnicových drah, je provozována pravidelná osobní doprava s čistě ozubnicovým provozem a ozubnicovými vozidly. Další dvě dráhy jsou specifické pouze ozubnicovými úseky na jinak adhezní dráze normálního rozchodu koleje. Jediná taková dráha v ČR je mezi stanicemi Tanvald a Kořenov na pomezí Jizerských hor a Krkonoš (obsahuje cca 5 km koleje s ozubnicí). Další adhezní dráha s ozubnicovými úseky je pak na Slovensku mezi stanicemi Pohronská Polhora – Tisovec (cca 6 km koleje s ozubnicí). Pravidelná doprava je na obou těchto drahách tvořena výhradně adhezními vozidly a ozubnicová vozidla dnes projíždějí těmito úseky zejména jako turistické nostalgické vlaky. [1, 2]

2.1 Ozubnicová dráha Tanvald – Kořenov

Ozubnicová dráha Tanvald – Kořenov je horská kolejová dráha s normálním rozchodem koleje 1435 mm, která je částí regionální železniční trati Liberec – Harrachov. Tato jednokolejná neelektrifikovaná horská kolejová dráha je vybavena kolejí s ozubnicí pouze v úsecích o větších podélných sklonech. Maximální sklon je 58 ‰. Na trati je použit systém dvoulamelové Abtovy ozubnice. [3]

Na této dráze se nachází celkem 4 železniční stanice – Tanvald, Desná, Dolní Polubný a Kořenov. Historicky byly ozubnicové výhybky instalovány pouze do žst. Dolní Polubný, přes kterou ozubnice průběžně procházela (převládající podélný sklon ve staničních kolejích je cca 30 ‰). Jednalo se celkem o 3 ozubnicové výhybky v dopravních kolejích a 2 konvenční výhybky v manipulačních kolejích. Ozubnicové výhybky byly vloženy do hlavní koleje do rozvětvení do předjízdné staniční koleje a z průběžné staniční koleje ještě do rozvětvení do manipulačních kolejí. Toto uspořádání bylo v roce 1992 zredukováno, předjízdná dopravní kolej byla zrušena a ozubnicová výhybka pro odbočení do manipulační koleje nahrazena konvenční výhybkou. V oblasti stanice byla zrušena ozubnice, přičemž přibližně v poloze původních ozubnicových výhybek pro rozvětvení předjízdné koleje byly zřízeny nájezdy na ozubnici. [4]

Aktuálně v roce 2025 probíhá rekonstrukce železniční stanice (viz obr. 1), při které jí bude navráceno původní uspořádání kolejiště včetně třech ozubnicových výhybek, které byly nově zkonstruovány a vyrobeny v DT. [5]



Obr. 1 Uspořádání stanice Dolní Polubný po rekonstrukci. Zleva postupně výhybky č. 1, 2, 3 a 4. Výhybka č. 3 je konvenčního provedení, všechny tři výhybky v hlavní koleji jsou potom ozubnicové; zdroj: [5]

3 ŽELEZNIČNÍ SVRŠEK

Železniční svršek ozubnicových drah je široké téma. [6] Mimo problematiku různých systémů ozubnic do této oblasti patří také konstrukce běžné koleje, kotvení kolejového roštu, konstrukční řešení nájezdů na ozubnici a problematika výhybek a výhybkových konstrukcí. V tomto článku bude za účelem následujících souvislostí popsán pouze systém Abtovy ozubnice a příslušné typy výhybek.

3.1 Systém dvoulamelové Abtovy ozubnice

Tento systém ozubnice byl navržen švýcarským inženýrem Carlem Romanem Abtem v 80. letech 19. století. Jedná se o dvě ozubnicové lamely, které jsou vzájemně přesazené (viz obr. 2), v případě dvoulamelového systému o polovinu modulu ozubení, v případě třílamelového systému o třetiny modulu ozubení. [7] Rozteč zubů je zpravidla 120 mm. Výška roztečné přímky a hlavové přímky nad temenem pojížděné kolejnice (TK) je různá dle konkrétní dráhy. V případě ozubnicové dráhy Tanvald – Kořenov, resp. Pohronská Polhora – Tisovec, je roztečná přímka 55 mm nad TK a hlavová přímka 70 mm nad TK. Světlá vzdálenost mezi lamelami je zpravidla 32 až 40 mm; v případě výše zmíněných předmětných drah v ČR a SR je 40 mm. Tloušťka lamel se pak zpravidla dimenzuje dle zatížení. Na dráze Tanvald – Kořenov byla původně tloušťka lamel 35 mm, v průběhu času byla při výměně nahrazena za lamely o tloušťce 40 mm. [4, 5]



Obr. 2 Systém dvoulamelové Abtovy ozubnice na ozubnicové dráze Schneebergbahn v Rakousku

Lamely se montují na stoličky (resp. držáky ozubnice), a to tak, že se vždy musí překrývat spoj lamel minimálně ob jeden pražec. Lamely se z valné většiny šroubují; svařování lamel u Abtova systému bylo zkušebně provedeno pouze na dráze Montserrat ve Španělsku. [6] V případě šroubových spojů je nutná

konstrukční spára mezi lamelami, což zabezpečuje jak teplotní dilataci, tak regulaci nevstřícnosti vznikající v obloucích mezi lamelou vnitřní a vnější. V případě šroubovaných lamel se spárou není nutné se zabývat přídavným silovým účinkem od teplotních změn v ozubnicovém pásu v případě použité bezstykové koleje (na rozdíl od systému Strub, který při svaření spolupůsobí s kolejovým roštem). Jelikož se lamely ve sklonu opotřebovávají jednostranně, je možno v rámci údržby také otáčet lamely naopak, aby se opotřebovávala druhá strana zubů. [6]

3.2 Typy výhybek

Existuje několik řešení ozubnicových výhybek, které vychází také ze specifik různých systémů ozubnic. Proto jsou také některé typy výhybek použitelné jen pro některý ze systémů ozubnic, přičemž některé jsou použitelné pro více systémů ozubnic. Rozdělení typů ozubnicových výhybek je převzato podle literatury [6]. Existuje 5 základních typů, které lze částečně kombinovat. Pro Abtovu ozubnici se používá typ II a typ V; tyto typy jsou podrobně popsány níže.

Dále také existují speciální „výhybky“, které však nejsou úplně výhybkami z hlediska dnešního technického konstrukčního pojetí výhybky; jedná se o výhybky tzv. „ohýbací“ (něm. term. *Biegeweichen*), tzv. „přesuvné“ (něm. term. *Schiebeweichen*), případně také tzv. „obracecí“ či „přetáčecí“ (něm. term. *Gleiswender*). [6]

Výhybka typu II

Z hlediska konstrukce dnešních ozubnicových výhybek se jedná o archaickou konstrukci. Byla navržena v roce 1891 přímo Carlem Romanem Abtem. Použití této výhybky není vhodné ve sklonech, jelikož přes výhybku nejsou průběžně obě ozubnicové lamely v záběru s ozubeným kolem; je využíváno principu vystřídání pravé a levé lamely při průjezdu výhybkou, což zjednodušuje celou konstrukci výhybky (viz obr. 3 vlevo). Výhodou tohoto typu výhybky je, že neobsahuje přerušené pojížděné kolejnice, což eliminuje putování kolejnic, zjednodušuje přenos normálových sil z bezstykové koleje a eliminuje zvýšené dynamické namáhání, které by vzniklo přerušením kolejnic. U výhybky tohoto typu je rovněž jednodušší přestavný mechanismus, jelikož se pohybují pouze relativně krátké segmenty ozubnicových lamel ve střední části, a to tak, že na jedné straně se přisunují k pojížděné středové kolejnici nepojížděného směru, resp. se na druhé straně odsunují od pojížděné středové kolejnice pojížděného směru, čímž se vytváří prostor pro průjezd kola v okolí pojížděné kolejnice. Bylo zjištěno, že u tohoto typu výhybky jsou kritická místa, a to tam, kde se k průběžné lamele přidává druhá lamela nebo v místě, kde se lamely rozbíhají. V některých případech se v těchto kritických místech konstruují tvarové úpravy zubu. [6]

Jedná se o typ výhybky, který byl použit pro žst. Dolní Polubný jak v původní, tak v nové verzi. Popis principu průjezdu vozidla je pak podrobně popsán v kapitole 4.2.

Výhybka typu V

Tento typ výhybky pro Abtův systém ozubnice je dnes celosvětově mnohem rozšířenější než starší typ II. Některé dráhy již ani jiný typ (např. Matterhorn Gotthard Bahn) nepoužívají. Hlavní výhodou tohoto typu je, že má průběžně přes celou výhybku dvě lamely (viz obr. 3 vpravo), což umožňuje konstantní záběr ozubeného kola do obou lamel. Také jsou eliminována místa, kde se lamely rozbíhají, či střídají. Tento typ výhybky je tedy všeobecně mnohem vhodnější do úseků o větších sklonech a pro vyšší rychlosti.

Výhybky pak mají z hlediska konstrukce nedostatek v přerušení pojížděných kolejnic, což je problém z hlediska přenosu sil z bezstykové koleje, a proto výhybka vyžaduje konstrukci velkého množství opěrek proti putování kolejnic. Výhybka je také složitější z hlediska návrhu přestavných a závěrových systémů, jelikož je zde více bodů přestavování – jazyky, ozubnicové hřebeny ve výměně a pojížděné kolejnice a ozubnicové hřebeny ve střední části. Vzhledem k přestavování pojížděných kolejnic je také zpravidla ve střední části výhybky instalován závěr, který u typu II, kde se přestavují pouze jednotlivé lamely, používán často není.



Obr. 3 Porovnání typů výhybek pro systém Abtovy ozubnice – typ II (vlevo) a typ V (vpravo). Výhybky vyfoceny na ozubnicové dráze Schneebergbahn v Rakousku

4 VÝHYBKA PRO ŽST. DOLNÍ POLUBNÝ

4.1 Technické řešení výhybky

Požadavkem Správy železnic bylo, aby se výhybka co nejvíce blížila původnímu provedení výhybky, která byla navržena ve Vítkovických železárnách a schválena výnosem ČSD v roce 1936. Jedná se o typ II ozubnicové výhybky dle [6]. Přesto že se jedná o archaickou konstrukci výhybky dle [6], lze výběr tohoto typu výhybky pro danou aplikaci považovat v zásadě za vhodný, protože se jednak výhybky nenacházejí ve významných sklonech (tj. konkrétně ve sklonech 27, 31 a 40 promile) a jednak jde o jednodušší konstrukci ozubnicové výhybky (při srovnání s ostatními typy).

Ve stanici jsou celkem 3 ozubnicové výhybky, jedna pravá a dvě levé v základním tvaru. **Geometricky** se jedná o výhybku tvaru 1:9-190 nemající žádnou odlišnost oproti konvenčním výhybkám této geometrie. Maximální rychlost v oblouku odbočné větve je z hlediska maximálního nedostatku převýšení standardně 40 km/h (dle [10]), při ozubnicovém provozu však může být rychlost omezena (viz [11]).

4.2 Konstrukční prvky výhybky

Celý modernizovaný úsek ozubnicové dráhy je na soustavě železničního svršku S 49, v běžné koleji s Y-pražci. Z pohledu **kolejového** bylo snahou co nejvíce výhybku přiblížit konvenční výhybce z hlediska dostupnosti náhradních dílů. To se podařilo jen částečně, protože výhybka má jistá specifika. Zůstaly zachovány následující komponenty: srdcovka typu SK, přídržnice a kolejnice k přídržnici v srdcovkové části, vnější pojížděné kolejnice ve střední části. Mírnou úpravou musely projít jazyky a opornice ve výměnové části, přičemž odlišnost spočívala pouze v poloze vrtání jazykových opěrek. Středové kolejnice ve střední části prošly mírnou úpravou – zfrézováním oblasti pojížděné hrany tak, aby byla svislá a zajistila dokonalé doléhání pohyblivého ozubnicového hřebenu. Dále byla doplněna do střední části ochranná kolejnice[1] přídržnicového profilu z důvodu minimalizace následků při případném rozřezu (viz kap. 6.3). Systémy upevnění kolejiva k pražcům vycházejí konstrukčně ze stávajících systémů upevnění pro betonové pražce s tím rozdílem, že bylo zvoleno uchycení k pražci přivařením základové desky podkladnic. To mohlo být provedeno z toho důvodu, že není požadavek na elektrickou izolaci kolejnicových pásů, jelikož na této trati bude zabezpečení počítači náprav. Dále bylo snahou výhybku konstrukčně přiblížit i přiléhající běžné koleji, proto bylo zvoleno řešení s ocelovými pražci konstrukčně blízkými navazujícím Y-pražcům. Ve výhybce byl použit také standardní žlabový pražec ve výměnové části, který byl upraven pro uchycení držáku ozubnice.

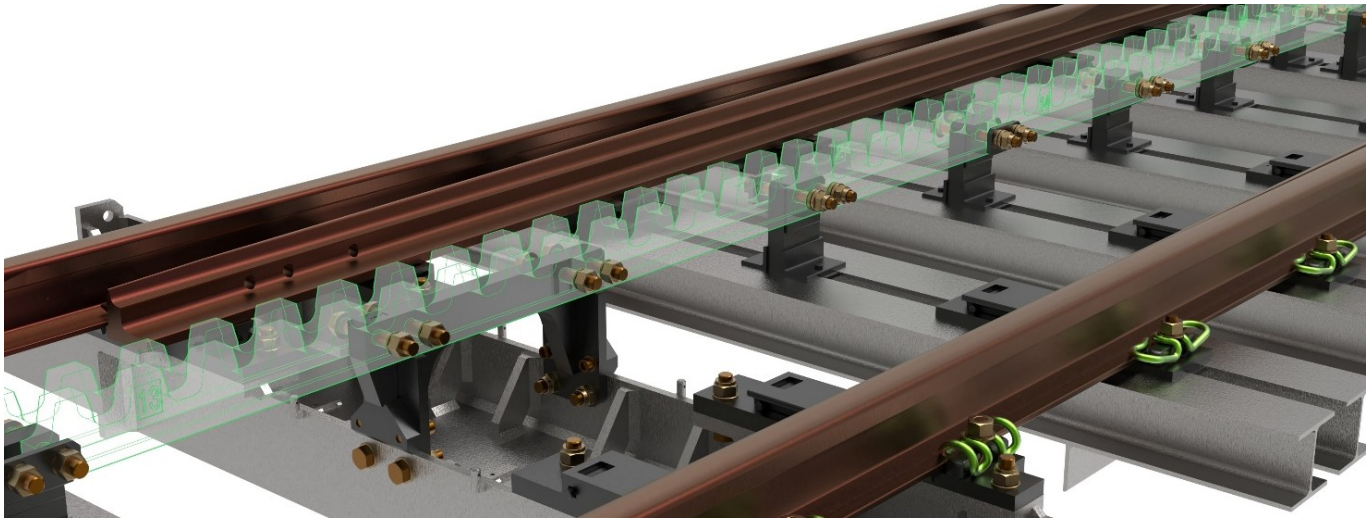
[*] Pozn. Z hlediska terminologie výhybek a výhybkových konstrukcí dle ČSN EN 13232-3 je ochranná kolejnice v zásadě totéž co přídržnice, v běžném provozním stavu se ale u ní nepředpokládá dotyk vnitřní strany obruče kola při průjezdu (na rozdíl od přídržnice nebo přídržné kolejnice). Zpravidla má tedy širší žlábek než přídržnice, konstrukčně se obvykle od přídržnice neliší.



Obr. 4 Pohled na ozubnicovou výhybku od výměnové části – zřejmý je žlabový pražec, ocelové pražce a rozbíhající se lamely dvoulamelového Abtova systému ozubnice

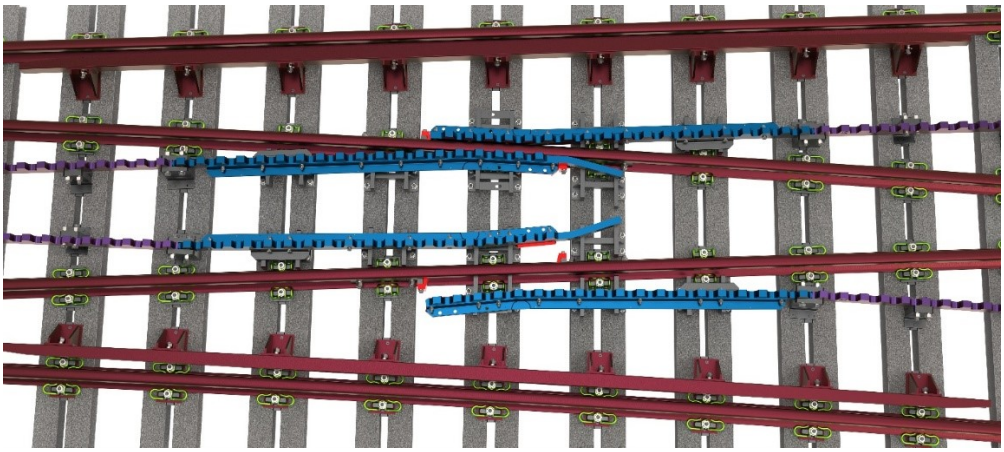
Řešení ozubnice ve výhybce bylo provedeno dle původních výhybek. Toto řešení využívá dvoulamelového systému a skutečnosti, že při malých sklonech stačí, aby byla v záběru jen jedna z lamel. Vhodným vystřídáním pravé a levé lamely dochází tedy ke konstrukčnímu zjednodušení díky eliminaci pohyblivých částí. Ve výměnové části se jednoduše rozbíhá pravá a levá lamela tak, že ozubené kolo při příslušném oddálením druhé lamely z ní sjede a pokračuje pouze po jedné lamele (tj. při jízdě doprava po pravé lamele a při jízdě doleva po levé – patrné z obr. 4). V místě, kde již nemůže dojít ke koliznímu kontaktu ozubeného kola s právě nepojížděnou větví výhybky, je pak doplněna opět druhá lamela. Přechod ozubnice přes středovou kolejnici střední části výhybky je opět řešen principem, kdy stačí, aby bylo ozubené kolo v záběru pouze s jednou lamelou, viz obr. 5. V místě překonávané středové kolejnice druhého směru doléhají pohyblivé hřebeny k této kolejnici, přičemž lamely jsou vyhnuty, aby mohly pokračovat podél této kolejnice, ke které doléhají. Ozubené kolo tedy při přechodu postupně sjíždí z jedné lamely a postupně najíždí na druhou lamelu. Lamely v této oblasti musejí být pohyblivé, aby byl zabezpečen volný průjezd pro kolo v příslušném směru průjezdu. V následující oblasti za pohyblivými lamelami už může být opět přidána druhá lamela.

Držáky (stoličky) pro ozubnicové tyče jsou svařovaného provedení, zjednodušeně řečeno se jedná o ocelovou desku, na niž jsou přivařeny dva úhelníky, na nichž leží ozubnicový hřeben (viz obr. 5). Uchycení lamely k ocelové desce držáku je pak pomocí dvou šroubů s maticemi. Speciální řešení držáku ozubnice vyžadoval žlabový pražec; zde byl navržen vyvýšený rám, který je uchycen k bočnicím žlabového pražce.



Obr. 5 Detail uchycení ozubnicových lamel v oblasti výhybky – patrné uchycení lamely na žlabovém pražci i typické upevnění na ocelových pražcích

Pohyblivé lamely ve střední části (viz obr. 6) jsou vyztuženy úhelníky z vnější strany po celé délce a z vnitřní strany pouze u první kluzné plochy. Úhelníky slouží nejen pro vyztužení a zvýšení stability na vzpěr, ale také z důvodu zamezení klopení tyče a zvětšení kontaktní plochy na kluzných plochách. Tyče kloužou po kluzných plochách tvořených tlustým plechem přivařeným k systému upevnění. Pohyblivé uchycení bylo u původní výhybky řešeno formou čepu, u aktuálního řešení je provedeno formou speciálního krajního držáku ozubnicové tyče s drážkou vyfrézovanou do „V“, což umožňuje pohyb v patřičném směru. Přenos trakčních sil se předpokládá směrem k místu otáčení takový, že se vymezí vůle v držáku a síla přejde do pevně uchycené následující lamely, přes niž se roznese do pražců. Pro přenos síly v opačném směru byl navržen ocelový záchytný prvek (na obr. 6 červený prvek), přes který se trakční síla přenese do středové pojížděné kolejnice. Pohyblivé lamely mají také prvek zabraňující nadzvedávání lamely, jedná se o ocelový prvek, který se v přilehlé poloze zasune pod hlavu pojížděné středové kolejnice.



Obr. 6 Střední část výhybky s pohyblivými ozubnicovými lamelami – u vnějších pojížděných kolejnic jsou doplněny ochranné kolejnice stejného konstrukčního provedení jako přídržnice, ale se širším žlábkem (50 mm)

Na konstrukčním řešení výhybky spolupracovala také společnost AŽD návrhem **přestavných a závěrových systémů**. Ve výměnové části jsou u tohoto typu ozubnicové výhybky pohyblivé pouze jazyky stejně jako u konvenční výhybky. Proto nebylo tedy nutné vyvíjet kompletně nový systém pro výměnovou část. Přestavování výhybky se v první fázi předpokládá ručně pomocí standardního výměníku se závažím typu K3. Vše je ale ve výhybce nachystáno na dodatečnou montáž elektromotorického přestavníku EP600 na přírubový žlabový pražec. Závěr je ve výhybce použit standardní čelisťový. Naopak ve střední části musel být nově vyvinut systém táhel a mechanismus pro přestavování pohyblivých lamel spojený s přestavníkem ve výměnové části. Byl navržen táhlový mechanismus přes úhlové páky, který vede od přestavníku ve výměnové části. Okolo pražce, který je uprostřed pohyblivých lamel, povedou nastavitelné tyče, které budou zabezpečovat příslušný pohyb a budou zajišťovat udržení lamel v přilehlé i odlehlé poloze. Zvláštní závěr pro pohyblivé lamely nebyl navržen, výpočtem bylo potvrzeno, že zapevňovací síla po přestavení je pro pohyblivé lamely dostatečná i bez použití závěru.

5 PROVOZOVANÁ VOZIDLA

Pro řešení interakce vozidel s výhybkou musely být zjištěny podrobné informace o vozidlech, které se na této dráze vyskytují, a to jak ozubnicových, tak adhezních, aby mohla být stanovena případná kolizní místa a posouzen průjezd. Základní posouzení průjezdu provedla Správa železnic, která následně poskytla vstupní podklady. Stěžejními vozidly, která byla pro posouzení předmětem zájmu, byla ozubnicová motorová lokomotiva řady 715, která je na této dráze v počtu dvou kusů aktuálně v provozu, a adhezní motorový vůz řady 840, který z valné většiny aktuálně zabezpečuje osobní dopravu.

5.1 Popis provozovaných vozidel

Ozubnicová lokomotiva řady 715

Motorové ozubnicové lokomotivy řady 715 (dříve řada T426.0) vyrobila v roce 1961 v počtu 4 ks pro tehdejší ČSD rakouská lokomotivka SGP Floridsdorf Wien.

Pojezd lokomotivy je rámový, se čtyřmi hnacími dvojkolími, která jsou propojena spojnicemi poháněnými jalovou hřídelí od převodovky umístěné v zadní části lokomotivy. První a třetí dvojkolí jsou příčně posuvná (±20 mm), což umožňuje průjezd oblouky malých poloměrů. Druhé a čtvrté dvojkolí jsou uložena bez příčné vůle. Nominální průměr hnacích kol je 1100 mm.

Výkon spalovacího motoru (809 kW) se dělí na dvě části – jedna část vstupuje do hydrodynamické převodovky pro pohon adhezních kol, druhá část výkonu (menší) vstupuje do hydrodynamické převodovky pohánějící ozubnicový stroj. Výkon motoru je dělen v poměru 574 kW pro adhezi ku 235 kW pro ozubnici. Ozubnicový stroj – vozík – je tříbodově a pružně uložen mezi nápravami (druhou a třetí) a je poháněn kloubovým hřídelem z ozubnicové hydrodynamické převodovky. Průměr roztečné kružnice ozubeného kola je 840 mm a ozubené kolo má 22 zubů. [4]

Stadler RS1

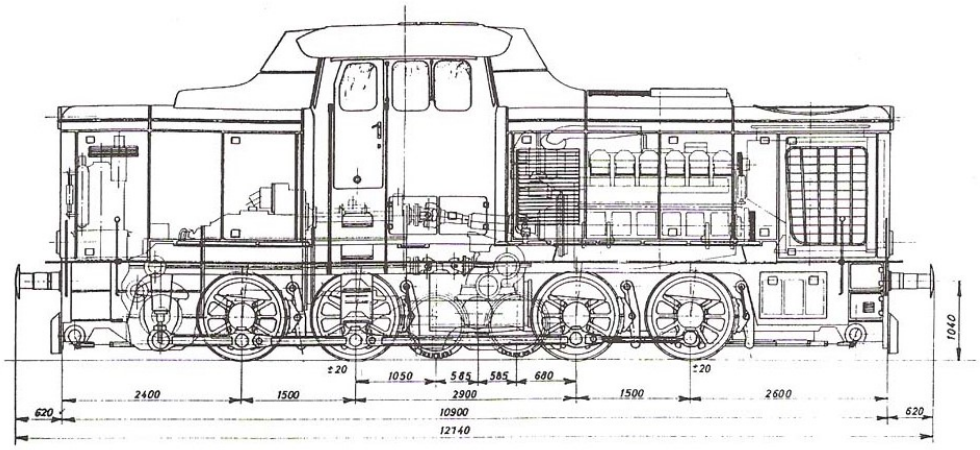
Adhezní provoz zajišťují čtyřnápravové motorové vozy řady 840 ČD vyrobené firmou Stadler pod obchodním označením Regio-Shuttle RS1. Vozy řady 840 jsou určeny objednavatelem dopravy pro provoz na ozubnicové dráze Tanvald – Kořenov, nejedná se však o ozubnicová vozidla, nicméně mají dostatečné trakční i brzdící vlastnosti pro adhezní provoz na této sklonově náročné trati.

5.2 Zajištění podkladů vozidel

Výkresová dokumentace

Za účelem zajištění výkresové dokumentace byly osloveny ČD, jakožto provozovatel vozidel jak ozubnicových, tak adhezních. Předmětem zájmu byla zejména lokomotiva řady 715, za účelem posouzení základní interakce s ozubnicovou výhybkou. Dále také vůz řady 840 za účelem ověření bezkolizního průjezdu ozubnicovou výhybkou.

Z hlediska ozubnicové lokomotivy řady 715 nebylo nalezeno dostatečné množství výkresové dokumentace týkající se pojezdu a ozubeného kola. Ukázka oskenovaného výkresu je na následujícím obr. 7.



Obr. 7 Výřez z výkresu ozubnicové lokomotivy řady 715

Skenování podvozku lokomotivy řady 715

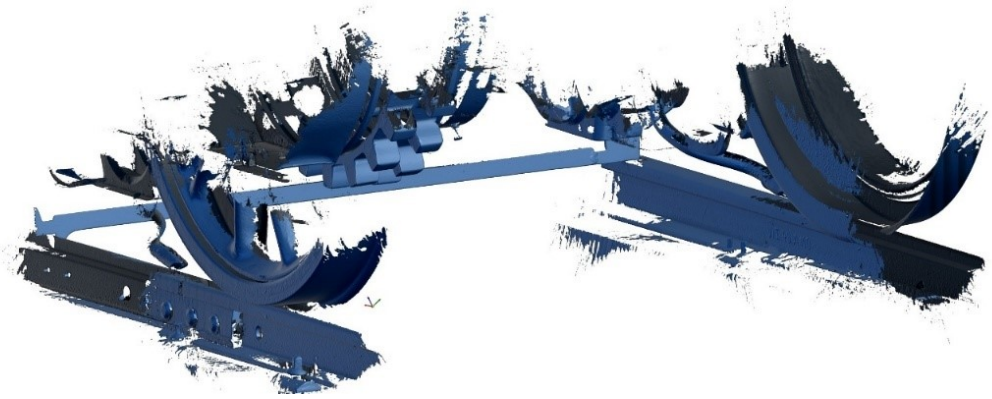
Nejprve bylo přistoupeno k 3D skenování podvozku ozubnicové lokomotivy řady 715 přímo ve výtopně v žst. Kořenov, kde jsou tyto lokomotivy deponovány. Metoda 3D skenování je v DT již více než 10 let běžně používána, a to především na pojížděné plochy kolejnic a komponentů výhybek za účelem

hodnocení míry a způsobu opotřebení (zejména pevné srdcovky). Poslední dobou se ale více uplatňuje i skenování komponentů vozidel pro potřeby posouzení průjezdnosti. Jedna z prvních aplikací 3D skenování vozidla byla tramvaj Stadler Tango NF2 u DPO Ostrava po vykolejení na kolejové křižovatce za účelem posouzení interakce vozidla a koleje při průjezdu předmětnou kolejovou křižovatkou.

V DT byl pro tyto potřeby využit 3D skener HandySCAN od dodvatele SolidVision, s.r.o. Jedná se o laserový ruční skener. Pro indexaci polohy skeneru vzhledem ke skenovanému objektu využívá tato technologie tzv. poziční značky (body), které se nalepují přímo na skenovaný objekt. Principiálně využívá skener principu 3D triangulace. Výsledky skenování jsou pak reprezentovány free-form nestrukturovanými 3D daty ve formě mračna bodů nebo polygonové sítě. Snímky, resp. skeny jsou shromažďovány do společného souřadného systému, kde jsou následně sloučeny do celistvého modelu. Tento proces je nazýván slučování (nebo také registrace) a může být prováděn buď již během skenování, nebo následným zpracováním.

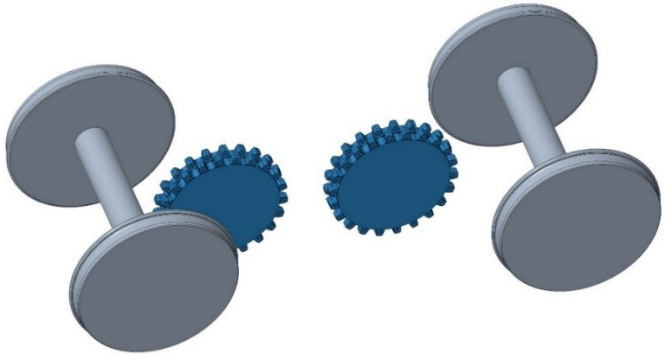
Následuje zpracování počítačovým programem (VX Elements), kde je možno data po naskenování následně editovat, čistit od náhodných odlesků, uzavírat díry, optimalizovat kvalitu dat a mnoho dalšího. Výsledná polygonová síť je většinou exportována jako STL (STereo-Lithography, nebo Standard Tessellation Language) soubor, nebo převedena na Non-Uniform Rational B-Spline (NURBS) plošný CAD model.

U lokomotivy řady 715 (konkrétně u vozidla 715 001-4) bylo oskenováno ozubené kolo (viditelná část) a přiléhající dvojkolí (viz obr. 8). Poloha druhého ozubeného kola, ostatních dvojkolí a další potřebné míry byly odečteny z výkresu a také fyzicky doměřeny ručně konvenčními metodami měření (metr, posuvné měřítko apod.).



Obr. 8 Surová oskenovaná plocha ozubeného kola a jednoho dvojkolí na lokomotivě 715.001

Následovalo zpracování modelu pojezdu pro posouzení jeho interakce s výhybkou. Byly využity oskenované segmenty ozubených kol a vymodelován zjednodušený model dvojkolí. Pro model byly převzaty reálné parametry dvojkolí (tj. tvar jízdních obrysů kol, rozkolí, průměry kol), parametry ozubeného kola a vzájemná poloha ozubených kol a dvojkolí. Byl sestaven zjednodušený model celého reálného pojezdu, viz obr. 9.



Obr. 9 Zjednodušený model pojezdu lokomotivy řady 715 vytvořený na základě reálných oskenovaných ploch – krajní dvojkolí zde nejsou vyobrazena

Sken muzejního exponátu ozubeného kola lokomotivy řady 715

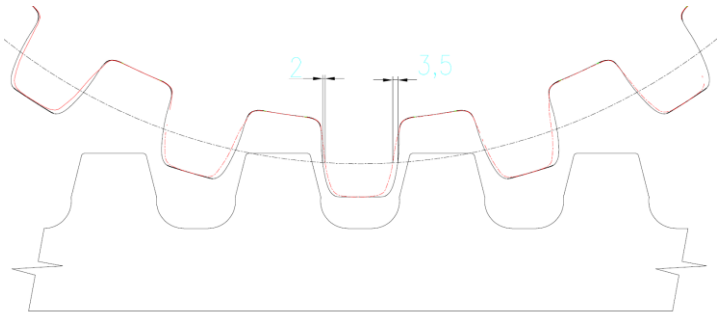
Dle informace předané od pracovníků v depu Kořenov nebylo na těchto lokomotivách ozubené kolo nikdy měněno. Proto vyvstala v souvislosti s následným posuzování interakce vozidla a koleje otázka, jak by vypadalo ozubené kolo nové. Výkresová dokumentace původního ozubeného kola se nedochovala. Proto bylo snahou provést ještě porovnání 3D modelu ozubeného kola s jiným. Bylo proto využito existujícího 3D skenu ozubeného kola z muzea (viz obr. 10), který sloužil jako podklad pro Pražskou strojírnu, a.s., dodavatele ozubnicových tyčí a nájezdů na ozubnici. Původ tohoto ozubeného kola je neznámý – bylo buď vyrobeno jako náhradní a je dosud nepoužité nebo bylo demontováno z jedné ze zrušených lokomotiv řady 715.

Skenování zabezpečil pro Pražskou strojírnu, a.s. přímo dodavatel technologie 3D skenování, firma SolidVision, a.s. Metoda skenování byla zcela totožná, jakou používá přímo DT.



Obr. 10 Skenovaný muzejní exponát ozubeného kola lokomotivy řady 715

Následně proběhlo porovnání tvaru zubů obou ozubených kol. Při porovnání obou ozubených kol byly zjištěny rozdíly (viz obr. 11). Muzejní exponát ozubeného kola vykazuje menší opotřebení a symetrický tvar zubu. To indikuje, že se jedná buď o kolo nové, nebo bylo použito na lokomotivě, která na ozubnicových úsecích nebyla příliš využívána. Kolo oskenované na lokomotivě 715 001-4 potom vykazuje nejen boční opotřebení zubu, ale i nesymetrické opotřebení zubu, na roztečné kružnici se jedná o úbytek 2 mm z jedné a 3,5 mm ze druhé strany. Lze tedy usuzovat, že lokomotiva byla v minulosti používána spíše jednostranně směrem ke spádu trati.



Obr. 11 Porovnání ozubeného kola z muzea a z lokomotivy 715 001-4 – jsou patrné rozdíly v bočním opotřebení zubů

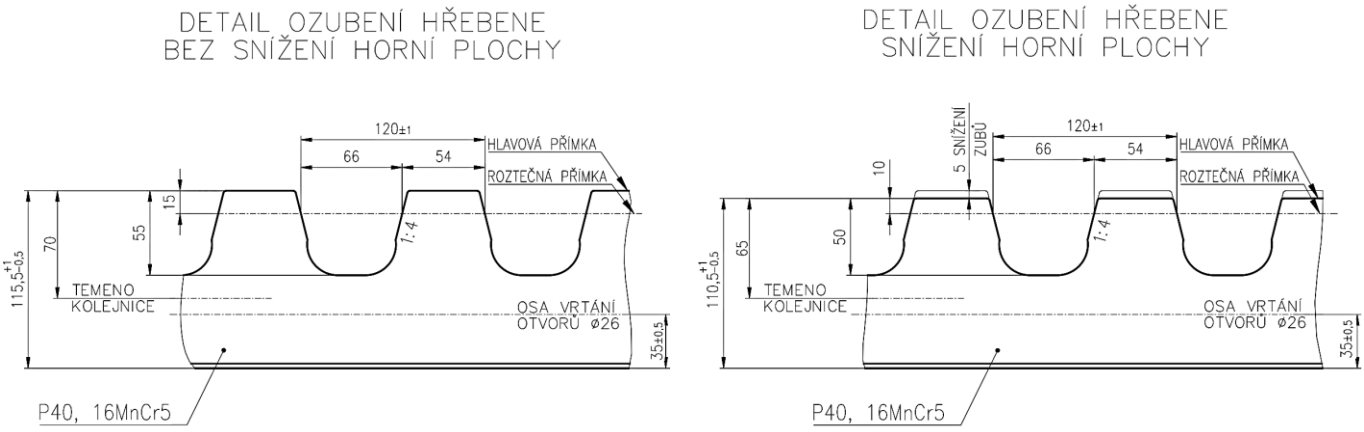
Rozpěra kolejnicové brzdy na motorovém voze řady 840

Kritickým místem na vozidle řady 840 jsou rozpěry mezi trámci kolejnicové brzdy (viz obr. 12). Tato rozpěra má upravený tvar v oblasti osy koleje, což souvisí s provozem na ozubnicové dráze. V případě provozu vozidla pouze v běžné koleji je zde dostatečná vůle mezi horní plochou zubu a spodní plochou rozpěry. Pokud však vozidlo pojede přes výhybky (se kterými se při konstruování vozidel nepočítalo), dochází k situaci, kdy ozubnicový pás v danou chvíli neprojížděného směru výhybky odbíhá postupně od osy koleje na stranu až po místo ve střední části, kde jsou instalovány pohyblivé ozubnicové hřebeny. To tedy znamená, že v případě výhybek již toto vybrání rozpěry není dostatečné při zohlednění provozních tolerancí.



Obr. 12 Rozpěry kolejnicové brzdy s vybráním pro ozubnicový hřeben; zdroj: Ing. Hartman (Správa železnic)

Z důvodu tohoto zjištění došlo tedy k úpravě horní plochy ozubených tyčí ve výhybce v kolizních oblastech. Byly diskutovány dvě možnosti snížení o požadovaných 5 mm. Buď mohlo dojít k posunutí celé ozubené tyče ve svislém směru nebo ke zfrézování ozubených tyčí z horní plochy. Jakožto konstrukčně „čistší“ řešení byla zvolena alternativa zfrézování z horní plochy (viz obr. 13) i s ohledem na to, že pokud by se v budoucnu pořídila jiná, třeba i ozubnicová vozidla, mohly by být ozubnicové tyče vyměněny za tyče se standardní geometrií, jelikož výšková poloha držáků ozubnice, všech otvorů a míst připojení přestavných tyčí je v tomto případě ve správné výšce.



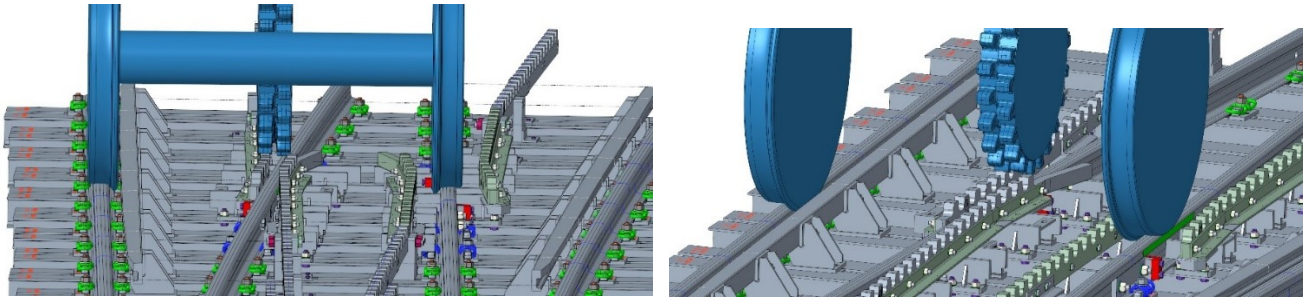
Obr. 13 Vlevo jmenovitý rozměr ozubnicové tyče, vpravo úprava pro výhybku snížením (zfrézováním) horní plochy zubů o 5 mm

6 INTERAKCE VOZIDLA S VÝHYBKOU

6.1 Posouzení průjezdu ozubnicové lokomotivy řady 715 výhybkou

Model vytvořený na základě oskenovaného segmentu podvozku posloužil pro názornější a kvalitnější posouzení průjezdu vozidla výhybkou. Bylo posuzováno postavení vozidla v oblouku a přechod ozubeného kola přes kritické oblasti.

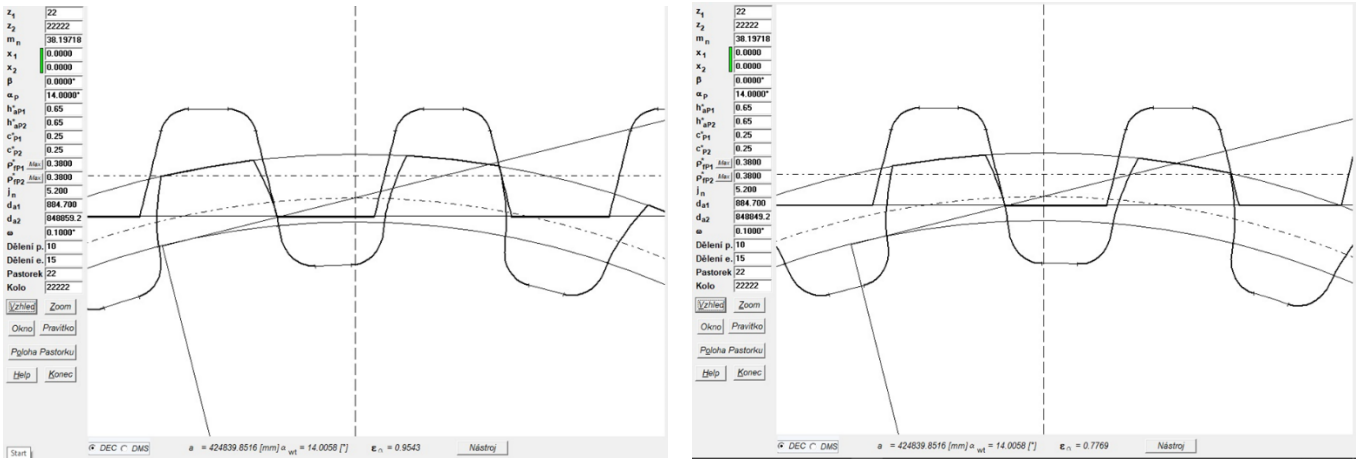
Stěžejní bylo posouzení průjezdu vozidla přes oblast pohyblivých hřebenů ve střední části (viz obr. 14). Nejprve bylo posuzováno místo vystřídání pravého a levého pohyblivého hřebenu, který v místě přiléhání k pojížděné kolejnici odbíhá mimo osu pohybu vozidla, a následně bylo posouzeno, zda odlehlá poloha pohyblivých hřebenů je dostatečná pro průjezd kol vozidla včetně rezervy pro opotřebené kolo, tolerance parametrů dvojkolí a příčný pohyb dvojkolí v jízdním kanále koleje. Ukázalo se, že použití ochranné kolejnice (šířka žlábku 50 mm), která byla použita zejména z důvodu případného rozřezu (viz kapitola 6.3) bude mít pozitivní vliv i z hlediska průjezdu vozidla s krajně opotřebeným jízdním obrysem, jelikož v případě zmenšeného rozchodu dvojkolí, a tudíž rozšířeném jízdním kanálu koleje, ochranná kolejnice povede dvojkolí příznivější nevychýlenou trajektorií ozubeného kola přes kritické místo přechodu.



Obr. 14 Posouzení průjezdu vozidla střední částí výhybky s pohyblivými ozubnicovými hřebeny – u vnějších pojížděných kolejnic je patrná ochranná kolejnice stejného konstrukčního provedení jako přídržnice

6.2 Interakce ozubené kolo/ozubený hřeben

Jelikož byl požadavek ve výhybce snížit ozubnicový hřeben o 5 mm, bylo řešeno také posouzení záběru ozubeného kola (pastorku) do hřebenu. Jako vstup pro výpočet byly využity sken muzejního exponátu ozubeného kola, které má tvar zřejmě se blížící výkresovému stavu, a výrobní parametry hřebene (ozubnicové tyče). Byly zkoumány dva stavy – hřeben v původní výšce a hřeben ve snížené výšce (viz obr. 15). Výpočet byl proveden specializovaným softwarem, který vyvinul na VŠB-TU Ostrava prof. M. Němček. [12]



Obr. 15 Posouzení záběru ozubeného kola a hřebene – vlevo nominální stav, vpravo hřeben snížen o 5 mm; obrázky vykresleny v pozici na začátku záběru; zdroj: [12]

Hřeben má opracované boky zubů přímkově až po ostrý přechod do patního oblouku. Rozteč zubů je 120 mm, čemuž odpovídá čelní modul m_n = 38,19718. Výška funkční části zubu hřebene je podle výkresu 32 mm (při snížení je 27 mm). Celková výška zubu hřebene je 55 mm (po snížení je 50 mm).

Pro ozubené kolo platí stejný modul i rozteč. Celková výška zubu je 56,6 mm v obou případech. Ozubení vykazuje oproti standardním strojním ozubeným převodům velké reálné hlavové vůle, což se u ozubnicových drah zpravidla vyskytuje. Vzhledem k teorii ozubených převodů se v posuzovaném systému hřeben/ozubené kolo vyskytuje snížení zubu o cca 6 mm, podobně je tomu i u hřebene. Odsunutí ozubeného kola od hřebene je 10,747 mm, což vytváří boční vůli 5,2 mm. Lze podotknout, že velikost boční vůle nemá vliv na záběrové parametry převodu. Zvětšení boční vůle se dá dopočítat na základě změření šířky zubů.

Posouzením bylo také zjištěno, že součinitel trvání záběru je při nominální výškové poloze hřebenu ε = 0,9543 a při sníženém hřebeni o 5 mm ε = 0,7769. Pokud je ε < 1 nastává při odvalování ozubeného kola po hřebeni zjednodušeně řečeno situace, kdy není v záběru žádný zub, což je samozřejmě negativní situace. U strojních převodů se navrhují ozubené převody zpravidla s ε > 1,2. U Abtovy ozubnice toto ve standardním stavu nevadí, jelikož záběr probíhá ve do dvou vzájemně posunutých lamel (hřebenů). Místo, v němž by nebyl v kontaktu s hřebenem žádný ze zubů ozubeného kola, je tedy překlenuto druhou lamelou. U výhybky typu II, kde jsou místa s jednou lamelou jde o problematické oblasti, pokud ale nejsou

výhybky ve velkém sklonu a ozubnicové vozidlo bude úsekem projíždět s částečně také adhezním přenosem tažné síly, lze konstatovat, že při jízdě stálou rychlostí by tato skutečnost neměla činit problémy.

6.3 Řešení rozřeznosti výhybky

Ozubnicová výhybka není z principu rozřezná. Pokud není před výhybkou elektronicky hlídáno najetí z nesprávného směru, s největší pravděpodobností dojde k vykolejení (viz např. [13]). Při konstrukčním zpracování bylo tedy snahou minimalizovat případné škody v případě najetí vozidla z nesprávného směru.

Za tímto účelem byl na pohyblivé ozubnicové lamele ve střední části výhybky navržen z vnitřní strany pojížděné kolejnice výběh, jehož funkcí je, aby najíždějící okolek vozidla pokud možno odtlačil přiléhající lamelu a vytvořil si tak žlábek pro projetí. Předpokládá se, že obruč kola z vnější strany si také odtlačí pohyblivou lamelu z vnější strany pojížděné kolejnice. Jelikož by mělo kolo v tomto případě tendenci šplhat na hlavu pojížděné kolejnice, byla u vnějších středových kolejnic navržena ochranná kolejnice se šířkou žlábku 50 mm (standardně má přídržnice šířku žlábku 40 mm). Ochranná kolejnice by tedy dopomohla tomu, aby se dvojkolí udrželo v jízdním kanále koleje.

Navržená ochranná kolejnice má dále benefit také v tom, že střední část výhybky, která je citlivá na správné rozdělení pražců, udrží jejich správnou polohu vůči pojížděným kolejnicím a v případě krajně opotřebených jízdních obrysů kola ozubnicového vozidla zamezí přílišnému vychýlení dvojkolí vůči ose koleje, resp. ose ozubnicového pásu.

7 ZÁVĚRY

Na základě provedené rešerše ozubnicových výhybek v Evropě byla navržena nová ozubnicová výhybka pro Abtův systém ozubnice na míru Správě železnic, resp. specifickým potřebám trati Tanvald – Kořenov. Při návrhu byla inspirace jednak z totožné konstrukce z minulosti, ale také z obdobných výhybek konkurenčních výrobců vyskytujících se např. na Schneebergbahn v Rakousku nebo na Gornergrat Bahn ve Švýcarsku. Navržená výhybka je také použitelná pro adhezní provoz a je v ní řešena také minimalizace případných škod v případě rozřezu.

Z pohledu provozovatele ozubnicové dopravy lze doporučit se v budoucnu zabývat problematikou tvaru ozubeného kola. Jelikož neexistuje výkresová dokumentace původního ozubeného kola, bude nezbytné přistoupit k návrhu tvaru nového kola tak, aby se zlepšily parametry ozubeného převodu, zejména součinitele trvání záběru. Jelikož proběhla náročná rekonstrukce trati včetně dopravny Dolní Polubný, nabízí se zvážení možnosti pořízení nových „pseudo-ozubnicových“ vozidel pro osobní dopravu, které by disponovaly ozubeným kolem nikoliv pro přenos trakční síly, ale zejména pro potřeby brzdění, což by umožnilo zvýšit rychlost průjezdu vozidel po spádu, která je aktuálně z důvodu bezpečnosti značně snížena.

Správce železniční infrastruktury by měl zabezpečit řádnou údržbu výhybky včetně mazání všech kluzných ploch, ale také ozubnicových tyčí v místě kontaktu s ozubeným kolem v případě, že vozidla nedisponují samomazacím mechanismem. Pokud by se v budoucnu zavedl ozubnicový provoz ve větší míře s příslušnými vozidly, lze doporučit vyměnit snížené ozubnicové lamely ve výhybce za nové se jmenovitou hodnotou hlavové přímky nad TK. Dále lze doporučit, vzhledem k součiniteli trvání záběru < 1, aby správce infrastruktury do všech oblastí běžné koleje vložil standardně obě lamely, a to i v místech s menším sklonem (např. v obvodu stanice), kde by se nabízelo jako dostatečné řešení použití pouze jedné lamely.

Autoři článku, resp. vývojový tým DT, děkuje prof. Dr. Ing. Miloši Němčekovi z VŠB-TU Ostrava za odborné konzultace týkající se ozubených převodů ve vztahu k návrhu ozubnicové výhybky. Dále děkují pracovníkům depa Kořenov za zprostředkování prohlídky a skenování ozubnicových lokomotiv, pracovníkům ČD za poskytnutí potřebných informací o provozovaných adhezních vozidlech a zástupcům Matterhorn Gotthard Bahn za předané informace ohledně údržby ozubnicových výhybek včetně ukázky v žst. Stalden-Saas.

◆◆

Literatura

[1] VOKÁČ, P. *K horským velikánům zub za zubem.* Praha: Karpana, 2011. ISBN 978-80-904720-0-6.
[2] HARÁK, M. *Ozubnicové a pozemní lanové dráhy Evropy.* Praha: Grada Publishing, a.s., 2023. ISBN 978-80-271-3801-2.
[3] ČERNÝ, K., NAVRÁTIL, M., KÁRNÍK, J. *Horská železnice Liberec – Jelenia Góra na starých pohlednicích.* Praha: Tváře, 2017. ISBN 978-80-906621-4-8.
[4] BOREK, V., FRIML, R. *Ozubnicové lokomotivy našich drah.* Praha: Corona, 2011. ISBN 978-80-86116-69-3.
[5] SAGASTA s.r.o. *Rekonstrukce dopravny Dolní Polubný.* Projektová dokumentace stavby.
[6] VÖV UTP D RTE 29700. *Systemtechnik Zahnradbahnen.* Dokumentation.
[7] ABT, C. R., *Lokomotiv Steilbahnen und Seibahnen.* Leipzig: Verlag von Wilhelm Engelmann, 1901.
[8] SUDOP KOŠICE. *Rekonštrukcia ozubnice Štrba – Štrbské Pleso.* Projektová dokumentace stavby.
[9] TENSOL. Technické podklady, produktové listy.
[10] ČSN 73 6360-1:2020. *Konstrukční a geometrické uspořádání koleje železničních drah a její prostorová poloha – Část 1: Projektování.*
[11] SŽDC (ČD) D 40. *Předpis pro organizování drážní dopravy na tratích Liberec – Tanvald – Železný Brod, Tanvald – Harrachov, Smržovka – Josefův Důl.* České dráhy, 1999.
[12] NĚMČEK, M. *Geometrie, Profil, ProfilData.* Specializovaný software. Dostupné z: https://www.fs.vsb.cz/347/cs/veda-a-vyzkum/software/. [citováno 2025-06-15]
[13] BUNDESANSTALT FÜR VERKEHR. *Entgleisung Salamander Triebkopf 13 auf Fahrt 4 am 10. Mai 2011 Schneebergbahn Ausweiche Wasserstelle am Hengst.* Untersuchungsbericht. Wien, 2011.

Zasláno / received: 02. 07. 2025, přijato / accepted: 11. 07. 2025, publikováno / published: 17. 09. 2025.

Příspěvek recenzovali / The paper was reviewed by: Ing. Petr Vnenk, Ph.D. (Správa železnic, státní organizace), Ing. Aleš Hába, Ph.D. (Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera).

SOUČASNÉ PROBLÉMY V KOLEJOVÝCH VOZIDLECH

XXVII. konference s mezinárodní účastí
17.–19. září 2025, Česká Třebová

ZKUŠENOSTI SE ZAHAJOVÁNÍM PROVOZU JEDNOPODLAŽNÍCH JEDNOTEK ŠKODA

EXPERIENCE WITH THE START OF OPERATION OF ŠKODA SINGLE-DECK EMUS

Radim SÝKORA[1], Martin KOPEČNÝ[2], Petr ČERNUŠEK[3]

e-ISBN: 978-80-7560-564-1
DOI: 10.46585/spkv20252678
ISSN: 3029-8342
CC BY

Abstrakt

Příspěvek se týká postupu homologace a uvádění do provozu u širokorozchodných jednotek 16Ev a 21Ev provozovaných na tratích v Lotyšsku a Estonsku. První část se zabývá zkoušením a typovým schválením jednotek, druhá část popisuje zkušenosti z provozu a servisu jednotek v souvislosti s povětrnostními podmínkami v Pobaltí. Poslední část příspěvku je věnována zkušenostem z provozu EJ obecně a nejčastější vlivům na disponibilitu vozidel v ČR.

Klíčová slova

elektrická jednotka, homologace, uvedení do provozu, poruchy, údržba, garanční provoz, full service

Abstract

The paper concerns the homologation and commissioning procedure for EMUs of types 16Ev and 21Ev operated on railways in Latvia and Estonia. The first part covers the testing and type approval of the EMUs, while the second part describes the experience of operation and servicing of the EMUs in connection with weather conditions in the Baltics. The last part of the paper is focused on the experience of EU operation in general and the most common effects on vehicle availability in the Czech Republic.

Keywords

electric multiple unit, homologation, commissioning, failures, maintenance, operation under warranty, full service

1 ÚVOD

Zkušenosti se zahájením provozu elektrických jednotek a jejich samotná homologace je neoddělitelnou částí každého nově vyrobeného vozidla ve společnosti Škoda Group (dále jen Škoda). Každý projekt má svá specifika a nové výzvy spojené s povětrnostními podmínkami, teplotami, prostředím, ale také specifickými požadavky zákazníků, které mnohdy přesahují mechanické požadavky na vozidlo a odehrávají se v softwarové části. Příspěvek popisuje tyto zkušenosti v oblasti širokorozchodných

[1] **Ing. Radim Sýkora**. ŠKODA TRANSPORTATION a.s. Hrušovská 20, 702 00 Ostrava, Česká republika, tel.: +420 734 518 908, e-mail: radim.sykora@skodagroup.com
[2] **Ing. Martin Kopečný**. ŠKODA TRANSPORTATION a.s. Hrušovská 20, 702 00 Ostrava, Česká republika, tel.: +420 736 514 457, e-mail: martin.kopecny@skodagroup.com
[3] **Ing. Petr Černušek**. ŠKODA TRANSPORTATION a.s. Hrušovská 20, 702 00 Ostrava, Česká republika, tel.: +420 734 797 090, e-mail: petr.cernusek@skodagroup.com

vozidel, ale také vozidel, se kterými se můžeme setkávat prakticky denně v České republice. Zkušenosti z provozu jsou popsány také pro full-service, který se stává současným trendem při objednávkách nových vozidel. To přináší mnohé zkušenosti, ale i výzvy, jak se vypořádat s potřebou disponibility vozidla na straně dodavatele.

2 HOMOLOGACE A UVÁDĚNÍ DO PROVOZU – ŠIROKOROZCHODNÉ ELEKTRICKÉ JEDNOTKY

Elektrické jednotky typu 16Ev (EMU pro Lotyšsko) a 21Ev (EMU pro Estonsko) jsou určeny pro provoz na tratích s rozchodem 1520 mm v zemích patřících do Evropské unie. To zásadním způsobem ovlivňuje jejich technickou specifikaci v oblasti legislativy, neboť v pobaltských zemích dochází ke střetu platnosti původní legislativy GOST [1] (zejména infrastruktura a zabezpečovač) a aktuální legislativy EU (TSI + EN). Z tohoto důvodu je homologace vozidel specifická a nese s sebou řadu speciálních zkoušek.

Situaci ještě komplikovaly dva zásadní fakty:

- nemožnost vozidlo zkoušet na zkušebním okruhu (z důvodu rozchodu vozidla 1520 mm),
- válka na Ukrajině = nutnost převážet hotová vozidla po silnici do Rigy (namísto po kolejích), kde proběhlo montážní dokončení, oživení a naladění vozidla. Každý vůz bylo nutné vyzkoušet a zpětně rozmontovat do tří celků pro přepravu – podvozky, skříň vozidla a trakční výzbroj. Všechny vozy elektrických jednotek byly transportovány na 384 kamionech.

Všechny testy obou typů vozidel byly provedeny na veřejné infrastruktuře v Lotyšsku, příp. Estonsku. Rozsah testů byl kompletní a odpovídal běžnému schválení vozidel v Evropě. U estonského projektu byla navíc celá homologační kampaň rozdělena do dvou etap – 3kV DC a 25kV AC, protože příslušná infrastruktura pro AC systém nebyla v Estonsku včas připravena.

Typové schválení vozidla 16Ev proběhlo v 11/2024, pro vozidlo 21Ev v 08/2025 (varianta DC) a předpoklad pro AC/DC variantu je do konce roku 2025. Vozidlo 21Ev je stále v homologačním procesu, a proto nebude ve zkušenostech z provozu dále popisována.

3 ZKUŠENOSTI Z PROVOZU – ŠIROKOROZCHODNÉ ELEKTRICKÉ JEDNOTKY

3.1 Širokorozchodné jednopodlažní jednotky 16Ev

V Lotyšsku bylo objednáno 32 EMU. V provozu jsou od 4. kvartálu roku 2023. Za dobu provozu souhrnně najezdily 5 740 000 km. Jednotka s nejvyšším nájezdem má k 20. 6. 2025 za sebou 252 000 km. V Estonsku bylo objednáno 16 EMU. Plánované nasazení do zkušebního provozu je v červenci 2025.

U jednotek 16Ev aktuálně běží garanční provoz. V průběhu druhého pololetí roku 2025 budou první jednotky ukončovat garanční provoz. Data získána z provozu jednotek 16Ev za období od začátku roku 2024. Data zahrnují jenom opravy relevantní pro záruční provoz.

3.1.1 Zkušenosti ze zimního provozu jednotek 16Ev

Jednotky jsou projektovány pro teploty v rozmezí -40 °C až +40 °C a klimatické podmínky v Pobaltí. V zimním období díky vysoké vzdušní vlhkosti dochází k ukládání a nabalováni ledu jak na vozidlo, tak i na infrastrukturu. U vozidel to způsobuje problémy zejména v oblastech čela vozu, výsuvného schůdku, střechy a podvozků. V důsledku ukládaní ledu muselo dojít k úpravám na vozech.

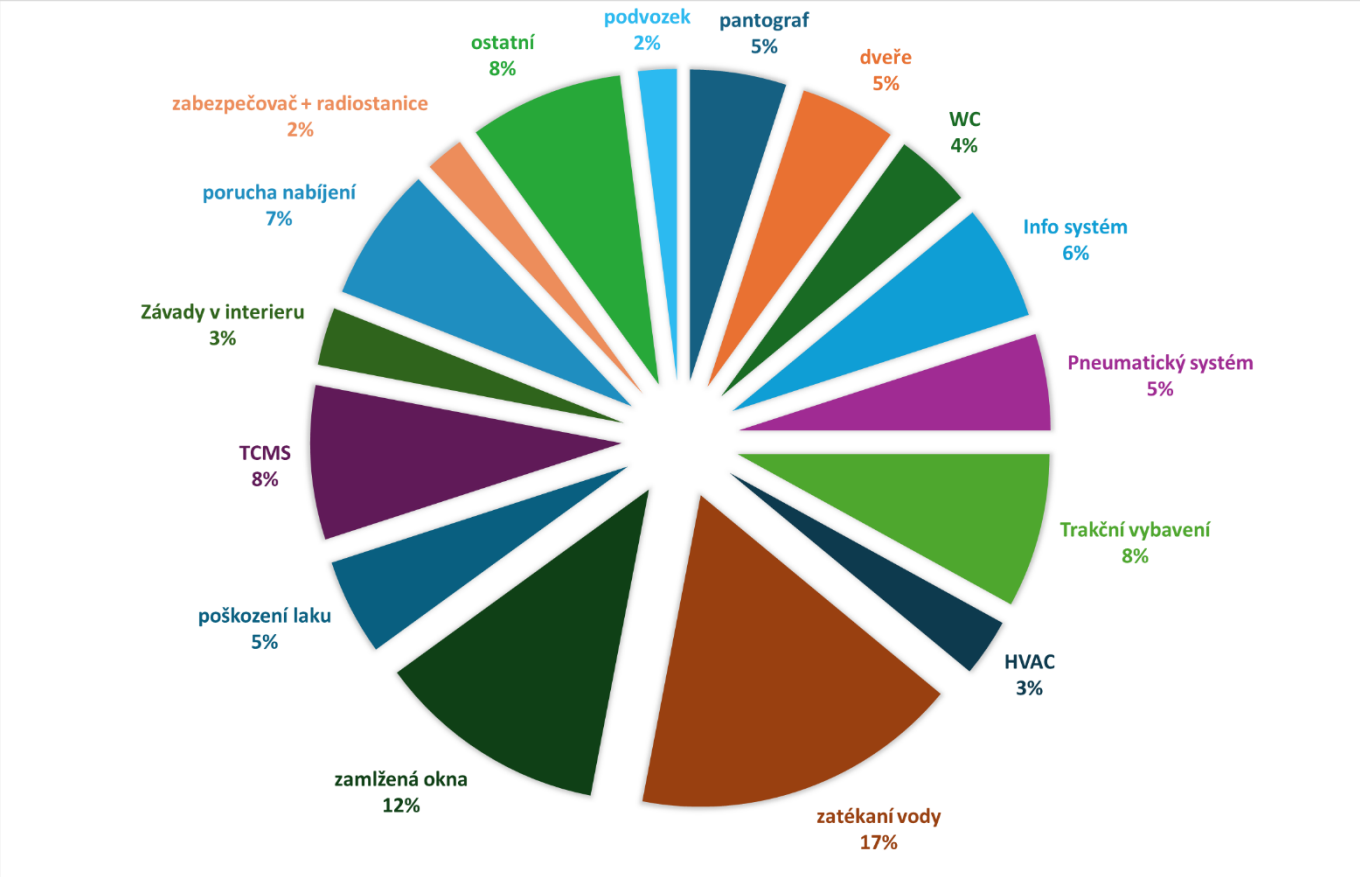
Trolejový sběrač – díky námraze na trolejovém vedení docházelo k přeskokům elektrického oblouku mezi trolejí a kovovou částí lišty sběrače, tím docházelo k přepalování lišty a zásahům ADD. Ve spolupráci s dodavatelem byla navržená úprava lišty. Nová lišta byla nasazená na přelomu roku 2023/2024 a otestována v zimních podmínkách s pozitivním výsledkem.

Výsuvný schůdek – stečením vody z nástupního prostoru a nabalováním ledu docházelo k ukládaní ledu v oblasti čela schůdku a pod schůdkem. Následně docházelo k problému s vysunutím schůdku. Ve spolupráci s dodavatelem byla navržená a otestovaná nová krycí lišta čela schůdku, která zabraňuje

hromadění sněhu pod schůdkem. Řešení bylo otestováno v provozu v zimě 2024/2025. Pomohlo zásadně snížit počet závad u schůdku v zimním období.

Hromadění sněhu a ledu v oblasti čela vozu. Muselo dojít k úpravám v krytování čela, doplnění zatěsnění mezi jednotlivými částmi čela. Konstrukční zásah musel být proveden v oblasti stěrače

Oblast podvozků – nejproblémovější místo v oblasti podvozků bylo napojení teplotního čidla trakčního motoru. Kabeláž a konektor byl poškozen v důsledku nahromadění ledu. Byl doplněn krycí plech, který zajistil kabeláž a problém tím byl vyřešen.



Obr. 1 Grafické znázornění závad z provozu 16Ev



Obr. 2 Fotografie jednotky 16Ev po příjezdu do servisní haly v Rize – viditelná námraza na čele vozidla

3.1.2 Zkušenosti z letního provozu jednotek 16Ev

V letním období se podnebí v Lotyšsku vyznačuje silnými bouřkami a velkým množstvím srážek. Problémové místa vozu pro zatékání vody jsou prostupy přes střechu a konektory kabeláže. U konektorů kabeláže je vysoký nárok na technologické provedení montáže.

Problematické místo z pohledu průniku vody do interiéru vozidla bylo v oblasti kabinové klimatizace vozidla (agregát pro kabinu strojvedoucího). Důležité je dotěsnění konstrukce kontejneru agregátu a prostupů do kabiny vozidla. Byly provedeny změny v konstrukci vzduchových kanálů. Aktuálně probíhají úpravy a testováni na vozidlech.

4 ZKUŠENOSTI Z PROVOZU (ČESKÁ REPUBLIKA)

4.1 Jednopodlažní jednotky RegioPanter a Moravia

Zkušenosti z provozu jednopodlažních elektrických jednotek se dají ještě blíže rozdělit do dvou částí, které jsou specifické ve vztahu k výrobci vozidel:

- zkušenosti z provozu jednotek v garanci (v záruční době),
- zkušenosti z provozu jednotek v udržované v rámci „full service“.

Tyto druhy údržby mají rozdílný pohled sledování provozu a také disponibility vozidel, která v rámci režimů může být různě ovlivněna právě provozní potřebou.

4.2 Jednopodlažní jednotky RegioPanter

Jednotky RegioPanter, které se vyrábějí již ve třetí generaci (BEMU), jsou provozovány a vlastněny v České republice především dopravcem České dráhy, a.s. Vlastníkem obdobných vozidel je také Jihomoravský kraj, Železničná společnost Slovensko, a.s., ale také se nově vyrábějí i pro dopravce RegioJet, a.s.

Vozidla, která zákazník převezme do vlastního inventáře a zahájí provoz, jsou v tzv. garančním provozu (doba dle konkrétní smlouvy), kdy jsou jednotky sice udržovány vlastníkem, ale případné závady, které vozidla v provozu mají, jsou samozřejmě posuzovány z pohledu záruky. Případné závady provozovatel eviduje a předává nám je pomocí tzv. „hlášenek“, kdy oficiálně oznámí společnosti Škoda potřebu provedení opravy na její náklady. Tímto režimem údržby dokážeme jakožto výrobce vozidla získat informace z provozu ve velmi omezené míře. Po ukončení garančního provozu praktická povinnost informovat o závadách na vozidlech zaniká. Tímto se také snižuje množství dat z provozu, která jako výrobce můžeme získat. Následkem může být převzetí technického řešení do dalšího typu či generace vozidla, které nemusí být z pohledu spolehlivosti/životnosti ideální.

Proto se jako výrobce vozidel snažíme s provozovateli spolupracovat dlouhodobě a zjišťovat případné problémy z provozu a také je pomáhat řešit. Mnohdy tato opatření mohou vést k „WIN-WIN“ řešení (zákazník je spokojen/dodavatel získal data a zkušenosti pro další vývoj).

Pro další analýzu využijeme vozidla označená jako 20Ev (dodáno 60 tří-vozových jednotek) a 15Ev3 BEMU (dodány 4 dvouvozové jednotky).

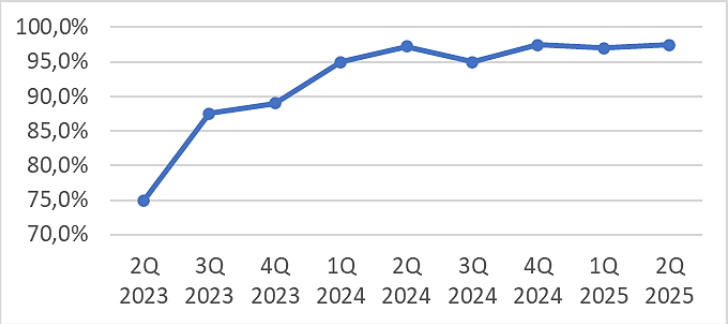
Z grafu disponibility (viz obr. 3) je vidět první nasazení projektu 20Ev do provozu – vozidlo je nasazeno do provozu po jeho schválení. Vozidla se dále vyrábějí a homologují. Nasazení všech objednaných vozidel dochází až v 4Q 2024. U vozidel se v začátcích objevují tzv. „dětské nemoci“ a zejména dochází k odhalení vadných dílů. Za dobu provozu jednotky souhrnně najezdily 9 350 000 km.

Mezi nejčastější problémy, které způsobily odstavení vozidla z provozu na více než 24 h patří:

- závady na trakčních kontejnerech (Vadné teplotní čidlo, poruchy driverů, špatné či uvolněné konektory),
- vadné mezivozové propojení (3kV),
- poruchy zabezpečovacího zařízení (ETCS, VZ Mirel),
- porucha HVAC na stanovišti strojvedoucího.

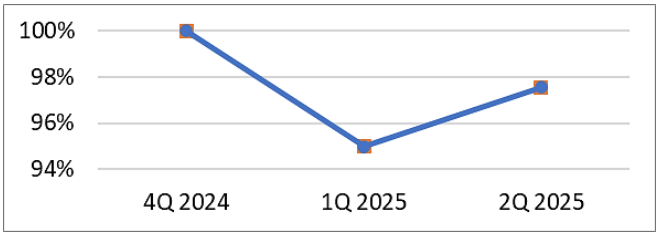
Nejčastější poruchy, které způsobily odstavení z provozu, nepřesahující 24 h:

- nefunkční vstupní dveře nebo schůdky,
- vadný jistič,
- porucha komunikace s blokem vodního hospodářství,
- porucha komunikace při spojení s jinou jednotkou,
- odstranění drobných závad na základě požadavku dodavatele (zvýšení spolehlivosti komponent).



Obr. 3 Grafické znázornění disponibility vozidel 20Ev

Projekt 15Ev3 je první generací akutrolejové jednotky. Proto bude další část textu věnována právě tomuto typu jednotek. Detailně je vozidlo popsáno např. v časopise Dráha [2]. Vozidla jsou provozována na trati Bohumín – Kopřivnice – Veřovice. Provoz s cestujícími vozidla zahájila se změnou grafikonu v prosinci 2024. Za dobu provozu jednotky souhrnně najezdily 350 000 km.



Obr. 4 Grafické znázornění disponibility vozidel15Ev3 BEMU

Vozidla sice zahajovala svůj provoz se 100% disponibilitou (závěr 4. kvartálu), ale brzy se objevily první závady.

Nejvýznamnější závady:

- nefunkční větší počet stringů baterií,
- nefunkční větší počet stringů baterií – i po restartu vozidla,
- porucha řídící jednotky VZ Mirel,
- porucha ETCS,
- poškození sběrače (vlivem chyby provozovatele).

Z výše uvedeného lze konstatovat, že u vozidel v garančním provozu je skutečně posuzováno jiné spektrum závad, které ovlivňují celkovou disponibilitu vozidel bez ohledu na jejich nasazení na vozby vlaků. Rychlost, s jakou jsou informace předávány výrobci vozidla závisí na závažnosti vzniklé vady.

4.3 Jednopodlažní jednotky Moravia (projekt 18Ev/19Ev) a full service

U jednotek Moravia je postup sledování disponibility odlišný. Hlavním specifikem je závazek vlastníkovi vozidel (tj. Jihomoravskému kraji) poskytnout dostatečný počet vozidel denně, který obslouží požadovanou potřebu vozby stanovenou KORDIS. Zákazník je týdně informován o disponibilitě vozidel a také činnostech, které byly na vozidle provedeny (čištění, údržba, oprava apod.). Objednáno bylo celkem 37 vozidel (18Ev – 31 čtyřvozových a 19Ev – 6 „posilových“ dvouvozových jednotek).

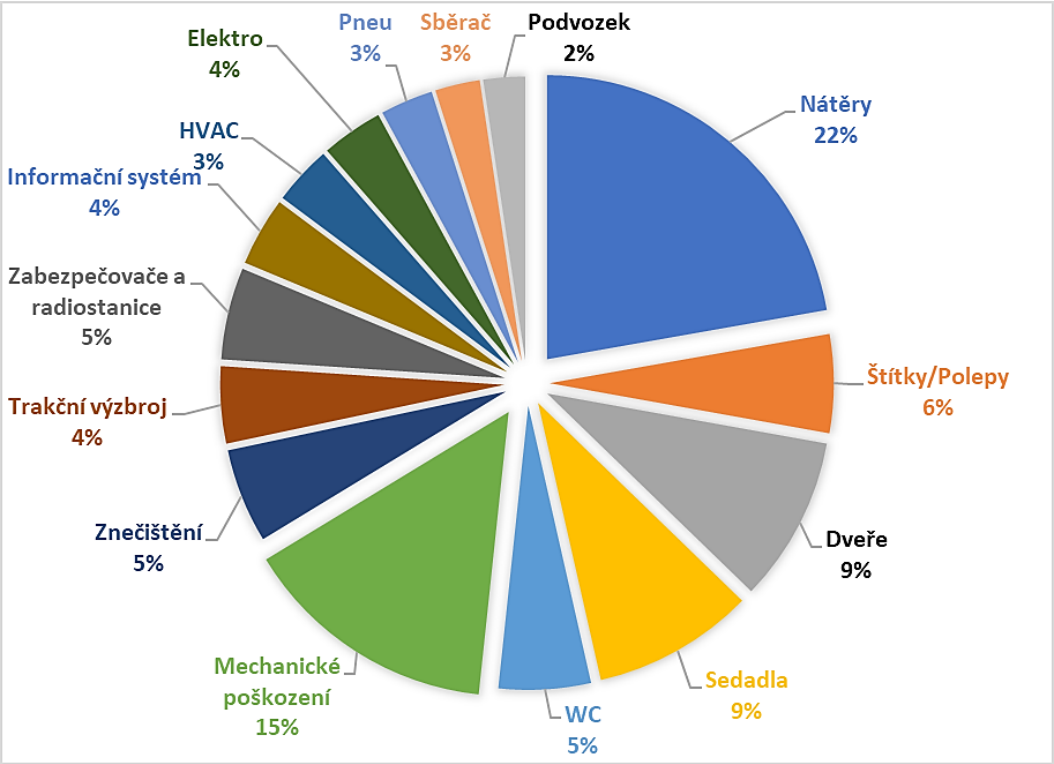
V případě, že full-service vozbu není schopen zajistit v požadované míře, nastává potřeba záložního vozidla, které musí být poskytnuto jiným dopravcem (v Jihomoravském kraji jsou to České dráhy).

Tímto se full servis Škoda vystavuje riziku penalizace a zvýšených nákladů na provoz vozidlového parku (náklady na pronájem cizího vozidla + náklad spojený s penalizací v případě, že je nasazený jiný typ vozidla (bez zajištění krajem požadovaných služeb).

Samozřejmě stav, kdy vozidlo udržuje full servis výrobce, přináší určité výhody. A to sledování největších problémů při provozu vozidel. Tímto můžeme získat informace pro další vývoj, ale také se zaměřit na komponenty s vyšší poruchovostí – je-li to možné.

Servis zajišťuje sběr dat jak ze standardních servisních úkonů, tak mimořádných zásahů na vozidlech. Všechny tyto informace a práce na vozidlech se zaznamenávají na zařízení IBM MAXIMO. Zápis dat do systému může provádět i samotný technik u vozidla, který má k dispozici tablet s přístupem na server a může tak zaznamenat přímo na vozidle neshodu, která vyžaduje servisní zásah. **Obdobným způsobem může zaznamenat závadu, která nevyžaduje okamžité řešení i samotný strojvedoucí, a to prakticky kdykoliv během služby. Závadu odesílá přímo servisnímu týmu.** Mimo sběr dat z vozidla i od samotných techniků na vozidlech jsou jednotky také vybaveny zařízením prediktivní údržby od společnosti Škoda Digital.

Byla provedena analýza dat z provozu z období 6/2023–4/2025. Na základě tohoto rozboru je možné závady roztřídit do kategorií uvedených na obr. 5. Celkový počet zaznamenaných závad je 2196.



Obr. 5 Grafické znázornění závad v provozu 18Ev/19Ev Moravia – po skupinách

Z grafu (viz obr. 5) je jasně vidět, že nejvíc zásahů na vozidle bylo doposud provedeno ve skupině nátěrů a mechanického poškození. Jednotky jsou od zahájení provozu terčem vandalů. Skupina závad „Nátěry“ představuje odstranění následků grafity nebo dalšího poškození laku vozidla. Primárně se jedná o odstranění grafity z povrchu vozidla (ať už uvnitř nebo na vnější straně vozidla), oprava laku – je-li nutná a samozřejmě nalepení nových polepů na vozidla (označení vozidla, označení prostoru pro kola nebo označení nástupního prostoru s automatem na jízdenky. Ve stručnosti lze říct, že se jedná o jeden z velmi významných problémů. Pokud si vyčíslíme dobu provozu vozidel po dnech a vydělíme počtem výskytů (488 incidentů), tak je lak poškozený průměrně každý den a půl.

Mechanické poškození vozidel (321 incidentů) nebo jeho částí je také příčinou snížené disponibility vozidel. Do této skupiny jsou zahrnuta rozbitá okna, poškozený interiér (prokopnutí, či jiné poškození obložení/dveří či jiných částí interiéru). Nicméně zahrnuta jsou všechna poškození i ta, která se mohou stát na stanovišti strojvedoucího (ulomená područka na sedadle strojvedoucího).

Najít opatření, které sníží výskyt těchto incidentů, je náročné, protože ani kamerový systém (vnitřní/vnější) není všespásný. Vozidla také vyjíždějí v režimu 0/0-S (obsazená pouze strojvedoucím) bez další obsluhy.

Dalšími závadami s rozsahem více než 6 % je skupina „Sedadla a dveře“. U sedadel strojvedoucího docházelo k poškození pneumatického přívodu vzduchu do sedadla. Tato vada byla odstraněna doplněním chráničů na hadice. Rovněž docházelo k uvolňování podsedáků sedadel pro cestující, ale tyto vady byly odstraněny spolu s výrobcem sedadel. U vstupních dveří jednotek bylo nutné řešit více různých závad, konkrétně šlo o:

- špatnou funkci dveří,
- špatnou funkci výsuvných schůdků,
- otevření dveří v obloucích ve stanicích Babice a Bílovice nad Svitavou,
- porucha zamykání dveří jednotky (odstavení vozidla).

Problematika funkčnosti dveří byla řešena s dodavatelem dveřních systémů několikrát. Proběhlo opakované seřízení dveří a schůdků a implementaci SW úprav, které mají spolehlivost dveřního systému zvýšit (opakované zavření, samostatná kontrola funkce stykačů SW, zimní režim atp.). Všechny součásti dveří byly zkontrolovány a proběhlo domazání pojezdů všech výsuvných schůdků. Samostatným tématem bylo otevření dveří ve stanicích, které se nacházejí v obloucích malých poloměrů. Zde docházelo ke kolizi schůdků s hranou nástupiště před jejich zajištěním proti pohybu. Následně pak nebyly otevřeny dveře a cestující (s ohledem na minimální dobu ve stanici) byl nucen cestovat vlakem dále. Po identifikaci závady byl strojvedoucí povinen otevřít všechny dveře jednotky na straně nástupiště. Tato SW chyba byla již odstraněna.

Velkým tématem, které je sledováno separátně, je opotřebování kol a zejména pak snižující se strmosti okolku, která vede k potřebě častější reprofilace kol jednotek = snížení kilometrického nájezdu do vyvazovací opravy. Vlivů, proč k tomuto stavu dochází je hned několik, a to jak na straně vozidla, tak i v oblasti infrastruktury. Za dobu provozu jednotky souhrnně najezdily 10 311 000 km.

5 ZÁVĚR

Příspěvek popisuje zkušenosti s provozem nových elektrických jednotek v Lotyšsku, které prověřily především zimní podmínky a také naše schopnosti včas problém najít a vyřešit jej. Tento zdroj poznatků nám pomáhá připravit se na provozní podmínky i u dalšího zákazníka v Estonsku. Cenné zkušenosti přináší i provoz jednopodlažních jednotek v České republice, kde je zásadní rozdíl ve sledování garančního provozu, anebo v oblasti full-service. Ten přináší komplexní vhled nejen do provozu, ale také do údržby, která nemusí vždy souviset s technickou závadou či běžnou údržbou. Získané informace jsou předávány projektantům vozidel k posouzení a analyzování kořenové příčiny problému. Následně mohou být navrhnuty opatření pro správnou funkci zařízení nebo komponenty při zohlednění pořizovací ceny, nákladů na údržbu i mimořádné opravy. Zkušenostmi z provozu můžeme u nově vyvíjených vozidel přispět ke zvýšení spolehlivosti elektrických jednotek, větší spokojenosti zákazníků a cestujících s vozidly Škoda.

◆◆

Literatura

[1] GOST 33436.3-1-2015. *Železniční aplikace – Elektromagnetická kompatibilita technických zařízení. Železniční systémy a zařízení. Část 3-1: Železniční kolejová vozidla – Požadavky a zkušební metody.*

[2] ŠRÁMEK, M. Elektrické jednotky s trakční baterií řady 690.2 ČD. *Dráha*. Roč. 2024, č. 11, s. 20–25. ISSN 1211-1260.

Zasláno / received: 23. 06. 2025, přijato / accepted: 23. 07. 2025, publikováno / published: 17. 09. 2025.

Příspěvek recenzovali / The paper was reviewed by: Ing. Martin Elstner, Ph.D. (České dráhy, a.s.), Ing. Stanislava Liberová, Ph.D. (Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera).

SOUČASNÉ PROBLÉMY V KOLEJOVÝCH VOZIDLECH

XXVII. konference s mezinárodní účastí
17.–19. září 2025, Česká Třebová

LOKOMOTIVY PRO PROVOZ V SEVERSKÝCH PODMÍNKÁCH

LOCOMOTIVES FOR OPERATION IN NORDIC CONDITIONS

Pavel ŠIMEK[1]

e-ISBN: 978-80-7560-564-1
DOI: 10.46585/spkv20252664
ISSN: 3029-8342
CC BY

Abstrakt

Od roku 2022 vstoupila společnost CZ LOKO, a.s. na Švédský trh dodáním nové lokomotivy z produktové řady 744.1 / Effishunter 1000. Během této doby a po nových zkušenostech se specifiky železničního provozu v severských podmínkách ve Švédsku byly provedeny nutné modifikace a opatření. Veškeré modifikace v souladu s TSI a národními požadavky byly testovány na prototypu, a následně certifikovány pro sériovou výrobu.

Klíčová slova

severské podmínky, Effishunter, winterizace

Abstract

Since 2022, CZ LOKO, a.s. has entered the Swedish market by delivering a new locomotive from the 744.1 / Effishunter 1000 product line. During this time and after new experiences with the specifics of railway operation in Nordic conditions in Sweden, necessary modifications and measures have been made. All modifications in accordance with TSI and national requirements have been tested on a prototype and certified for series production.

Keywords

nordic conditions, Effishunter, winterization

1 ÚVOD

Společnost CZ LOKO, a.s., patří k nejvýznamnějším podnikům středoevropského železničního strojírenství. Má vlastní know-how v oblasti výroby, modernizací a oprav hnacích a speciálních drážních vozidel, vycházející z tradičně vysoké úrovně českého železničního průmyslu. Do každého projektu je zapojeno celé spektrum vysoce kvalifikovaných profesionálů, pro které je železnice „srdeční záležitost“. Disponuje komplexním technickým zázemím a výrobní kapacitou firmy, teritoriálně pokrývá oblasti působení našich zákazníků, uplatňuje flexibilní přístup a tvoří projekty přesně na míru potřebám a požadavkům zákazníka. Velkou pozornost věnuje trvalé péči o vozidla z vlastní produkce, včetně sběru a vyhodnocování dat z jejich provozu.

CZ LOKO, a.s., jako přední výrobce diesel-elektrických lokomotiv a speciálních drážních vozidel, od roku 2022 rozšířila svoje pole působnosti o Švédský trh – dodáním nové lokomotivy z produktové řady 744.1 / Effishunter 1000. Provoz lokomotiv v severských zemích je výrazně ovlivněn extrémními klimatickými podmínkami. Zejména kvůli dlouhodobě nízkým teplotám, a to až −40 °C, silnému sněžení, námraze, vysoké vlhkosti a agresivnímu prostředí, což vyžaduje technické úpravy pro zajištění spolehlivosti a bezpečnosti provozu.

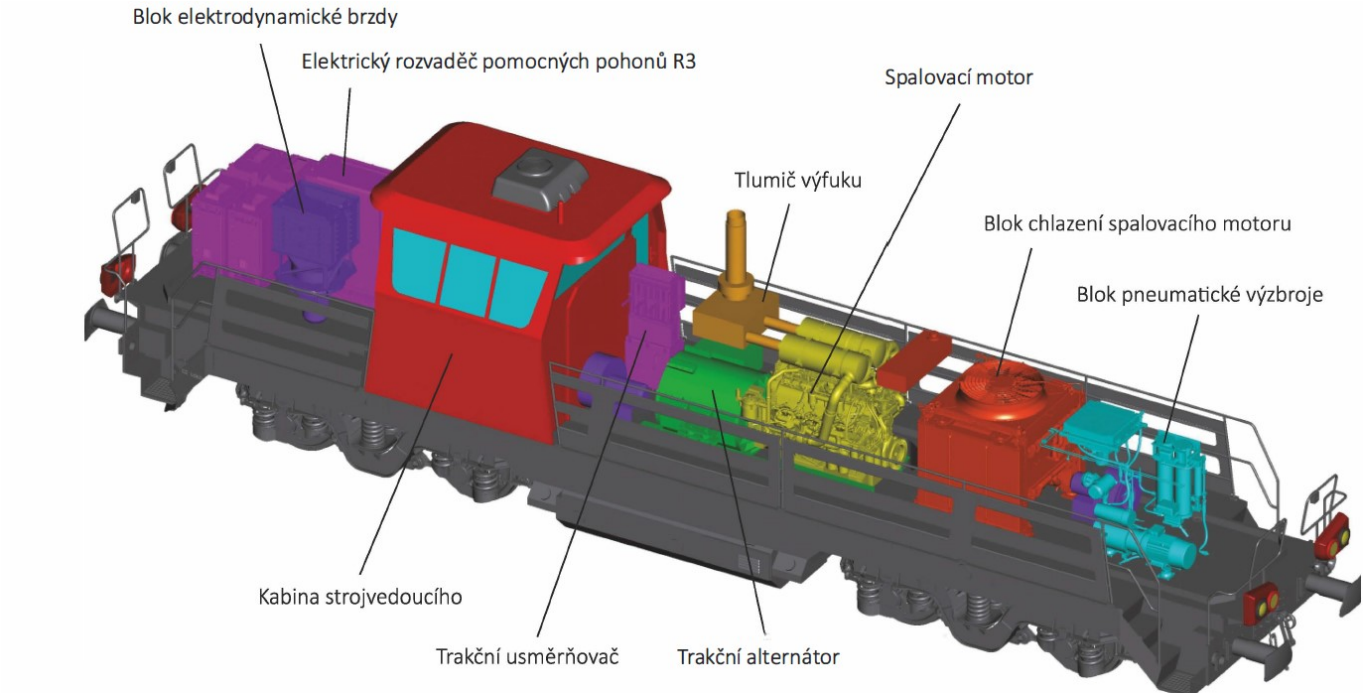
[1] **Pavel Šimek, DiS.** CZ LOKO, a.s. Semanínská 580, 560 02 Česká Třebová, Česká republika, tel.: +420 724 361 932, e-mail: pavel.simek@czloko.cz

2 LOKOMOTIVA ŘADY 744.1 (EFFISHUNTER 1000)

Lokomotiva řady 744.1 / EffiShunter 1000 je řešena jako kapotová lokomotiva s věžovou kabinou strojvedoucího. Lokomotiva je vhodná pro provoz na průmyslových vlečkách a pro traťovou službu. Je vybavena evropských zabezpečovacím systémem ETCS a schválena dle certifikátu TSI.

Pojezd lokomotivy je tvořen dvojicí dvounápravových podvozků s individuálním pohonem všech dvojkolí. Hnací agregát se skládá ze spalovacího motoru Caterpillar C32, splňující emisní limit STAGE V a trakčního alternátoru Siemens. Samotný přenos výkonu na hnací dvojkolí je elektrický střídavý (AC/AC). V přední kapotě je uložen blok pomocných pohonů, kapota chlazení spalovacího motoru a kapota motorgenerátoru. V zadní kapotě je umístěn elektrický rozvaděč a blok elektrodynamické brzdy.

Všechny komponenty lokomotivy, provozní kapaliny, maziva a pryže byly vyvinuty a jsou konstruovány pro použití při teplotách do -40°C. Lokomotiva je standardně osazena tepelně izolovanými kapotami, tepelně zaizolovanou kabinou a dvojitými tepelně izolačními skly. Při chodu spalovacího motoru je k dispozici elektrické topení kabiny. K vytápění kabiny v době, kdy není v chodu spalovací motor, slouží teplovzdušný vytápěcí agregát. Dále je lokomotiva je vybavena vyhříváním čelních skel a skel dveří. Spalovací motor lokomotivy Caterpillar C32 je pro zimní období vybaven nezávislým naftovým předehřevem a elektrickým předehřevem.

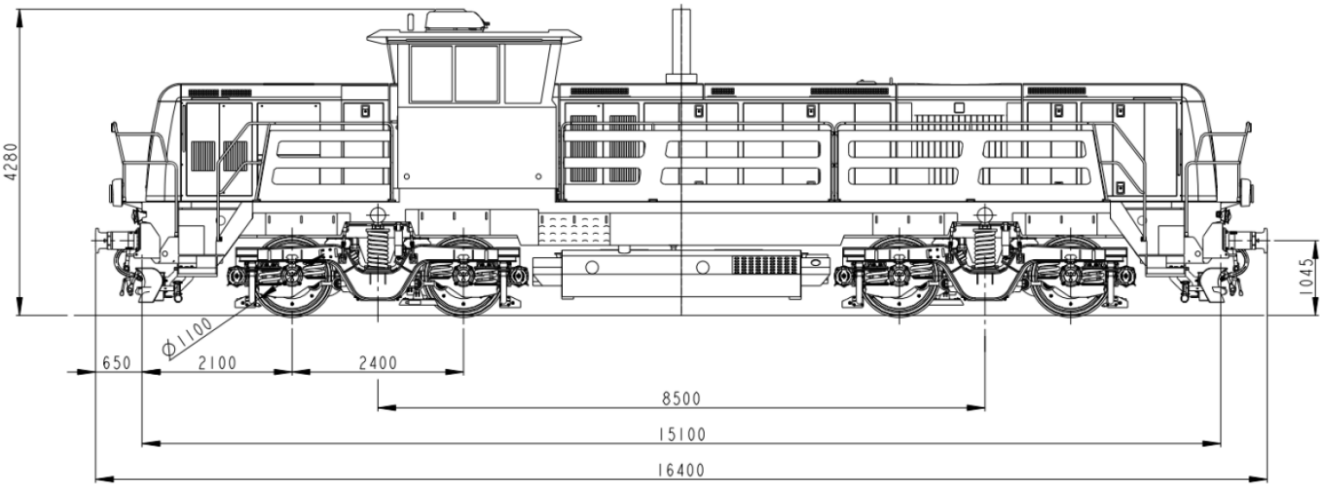


Obr. 1 Rozmístění základních prvků

2.1 ZÁKLADNÍ TECHNICKÉ ÚDAJE LOKOMOTIVY

Rozchod	1 435 mm
Uspořádání pojezdu	B´o B´o
Obrys vozidla	UIC 505-1
Nejvyšší provozní rychlost	100 km/h
Minimální poloměr oblouku	80 m
Traťová třída	C2
Příčná přechodnost	1
Elektrický přenos výkonu	AC/AC
Spalovací motor	CAT32
EU Stage	V
Jmenovitý výkon	895 kW

Maximální tažná síla	262 kN
Typ brzdy (výrobce)	DAKO G-P
Typ kompresoru	Mattei M111H
Jmenovitá hmotnost	80 t
Výkon kompresoru	252 m^3/h
Objem palivové nádrže	4 200 l
Startovatelnost bez použití předehřevu	od 10 °C
Klimatická třída	–40 °C +40 °C (T1,T2)
Požadavky na požární odolnost – nehořlavost	EN 45545-2
Délka přes nárazníky	16 400 mm
Výška	4 280 mm
Šířka	3 060 mm



Obr. 2 Typový výkres lokomotivy

3 WINTERIZACE LOKOMOTIVY ŘADY 744.1 (EFFISHUNTER 1000)

Provoz železničních vozidel v severských zemích Švédsko, Norsko, Finsko klade zvýšené nároky na odolnost vůči extrémním zimním podmínkám. Tyto podmínky ovlivňují jak provozní spolehlivost, tak životnost komponentů.

Klíčové klimatické a provozní faktory:

- **Nízké teploty**: pravidelný provoz při teplotách až -40 °C.
- **Silné sněžení a námraza**: hromadění sněhu v podvozkové části a kolem zařízení, možnost vzniku ledových nánosů.
- **Vysoká vlhkost**: kondenzace vody a tvorba ledu v elektrických a pneumatických systémech.
- **Agresivní prostředí**: posypové materiály na ochozu lokomotivy (např. sůl, štěrk) zvyšují riziko koroze.
- **Dlouhé trasy a odlehlé oblasti**: požadavek na vysokou míru spolehlivosti a nízkou poruchovost.

Dopady na konstrukci vozidla:

- Nutnost **tepelných izolací** a **vyhřívání exponovaných komponent**.
- Úpravy **chlazení motoru** a **ventilace**, včetně ochrany proti sněhu a ledu.
- **Krytování agregátů** proti nánosům sněhu.
- Zesílení **antikorozní ochrany** a aplikace vhodných nátěrů.
- Použití **nízkoteplotních provozních kapalin** a maziv.

Během provozu lokomotiv řady 744.1 a po získání nových zkušeností se specifiky železničního provozu v severských podmínkách ve Švédsku, byly provedeny nutné modifikace a opatření v následujících oblastech:

- brzdový systém lokomotivy – třecí dvojice,
- rolování a ověření brzdícího účinku po rozjezdu lokomotiv,
- funkce čistící brzdy celého vlaku,
- spojkové hadice,
- kompresor,
- trakční alternátor,
- spalovací motor CAT,
- čistící jednotky.

Veškeré modifikace v souladu s TSI a národními požadavky byly odzkoušeny na prototypu, a následně certifikovány pro sériovou výrobu. Švédský provozovatel provozuje lokomotivy řady 744.1 jako záchranné, kdy lokomotivy musí do jedné hodiny vyjet a dopravit porouchaný vlak do nejbližšího nádraží. Lokomotivy stojí celý rok venku, připojené pouze na nabíjecí stanici.



Obr. 3 Lokomotiva 744.144 v Kiruně SWE za polárním kruhem

3.1 BRZDOVÝ SYSTÉM LOKOMOTIVY

Jako nová zkušenost se ukázalo chování brzdového systému v severských podmínkách, kde lokomotivy provozované za polárním kruhem jsou vystaveny teplotám blížícím se -40 °C, námraze a prachovému sněhu.



Obr. 4 Mechanická brzda lokomotivy

Mechanická brzda lokomotiv se při těchto podmínkách nechovala stabilně, nepravidelně docházelo k prodlužování zábrzdné vzdálenosti, a tím poklesu hodnoty brzdových procent. Toto mělo za následek prodloužení brzdových vzdáleností v některých případech až o 50 %. Největší vliv na stabilitu brzdného výkonu lokomotivy má třecí dvojice, tj. brzdový kotouč KOVIS a brzdové obložení Becorit V30. V rámci vývoje stabilizace brzdového výkonu byly osloveni další výrobci brzdového obložení, kteří vytypovali a dodali vzorky alternativního brzdového obložení – Knorr-Bremse ProPad 878, Bremskerl BK7000 a Frenoplast FR20.H2.



Obr. 5 Becorit V30



Obr. 6 Bremskerl BK7000



Obr. 7 Frenoplast FR20.H2



Obr. 8 Knorr-Bremse Propad 878

Tyto alternativy se za účasti pracovníků zkušební laboratoře Výzkumného Ústavu Železniční otestovali nejprve v zimních podmínkách v Česku na trati Česká Třebová–Moravany, a následně jsme je otestovali v severských podmínkách za polárním kruhem na trati Kiruna–Gällivare. Celkově se s VÚŽ provedlo více než 150 jízdních brzdových zkoušek.

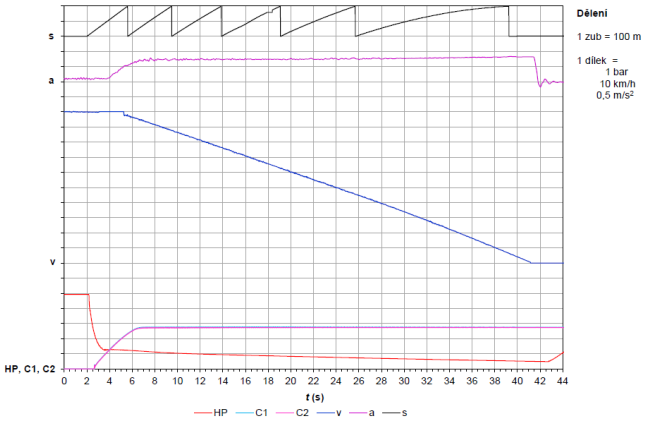
Cílem zkoušek bylo porovnat brzdicí účinek tří typů brzdového obložení s původním typem Becorit V30, a zároveň tyto typy obložení porovnat mezi sebou. Dále bylo cílem zkoušek s vybranými typy brzdového obložení simulovat brzdění v arktických podmínkách. Jízdní brzdové zkoušky byly provedeny na tratích Česká Třebová–Moravany v České republice a Kiruna–Gällivare ve Švédsku. Zkoušky pro zjištění brzdicího účinku byly provedeny na přímých úsecích se sklonem $|i| \leq 3{,}0$ ‰. Dále byly provedeny zkoušky na sklonu $i = -10$ ‰. Během zkoušek byla měřena rychlost, dráha, zpomalení a tlaky v hlavním potrubí a v brzdových válcích.

Brzdové obložení	Režim Brzdy	$p_{cstř}$ (bar)	v_{jm} (km/h)	v_{sk} (km/h)	s (m)	i (‰)	s_c (m)	λ (%)
Becorit V30	P	2,82	100	100,8	588,7	-2,0	571,9	100,0
				99,9	551,0	2,0	562,7	100,0
				100,0	564,6	2,5	585,6	95,8
				99,5	555,5	0,0	556,0	101,3
Frenoplast FR20H.2	P	2,82	100	98,8	637,1	2,0	669,6	82,6
				97,7	622,4	0,0	652,0	85,1
				101,0	641,1	2,0	636,7	87,4
				99,2	613,7	2,5	645,0	86,1
Bremskerl BK7000	P	2,82	100	98,0	561,4	3,0	611,8	91,3
				98,4	580,6	0,0	599,6	93,3
				97,7	568,0	0,0	595,1	94,1
				100,8	592,8	2,5	605,9	92,3
Propad 878	P	2,82	100	98,9	543,5	3,0	580,2	96,7
				100,4	571,0	0,0	566,5	99,3
				99,0	559,4	0,0	570,8	98,5
				99,9	558,9	3,0	585,0	95,9

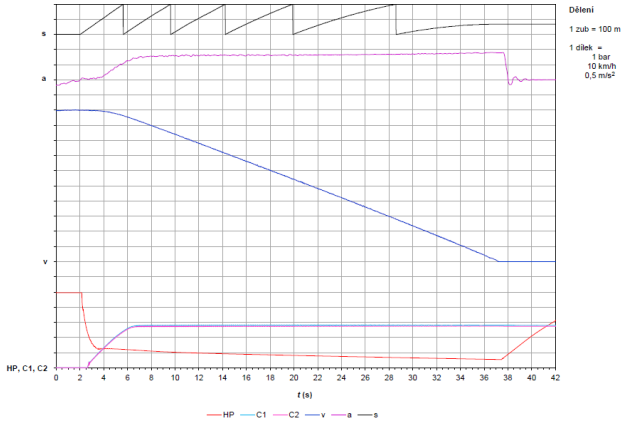
Obr. 9 Výsledky jízdních zkoušek na trati Česká Třebová–Moravany

Brzdové obložení	Lokomotiva, datum venkovní teplota	$p_{Cstř}$ (bar)	v_{jm} (km/h)	v_{sk} (km/h)	s (m)	i (‰)	s_c (m)	λ (%)	λ_{ETCS} (%)
Becorit V30	744 144-7 10. 2. 2025 -7 °C – 0 °C	2,74	100	98,9	588,1	0,0	601,3	93,1*	91
				101,8	642,2	0,0	619,7	90,0*	85
				100,1	601,8	0,0	600,6	93,2*	92
				97,6	572,7	0,0	601,2	93,1*	91
Frenoplast FR20H.2	744 144-7 11. 2. 2025 1 °C – 4 °C	2,74	100	99,2	592,0	0,0	601,6	93,0	88
				100,8	614,2	-1,0	595,3	94,1	88
				99,7	567,1	0,0	570,5	98,5	96
				98,0	555,0	0,0	577,9	97,2	96
Bremskerl BK7000	744 144-7 11. 2. 2025 1 °C – 4 °C	2,74	100	99,8	534,4	0,0	536,5	105,3	96
				97,8	531,1	0,0	555,3	101,5	96
				98,9	553,2	-1,0	557,6	101,0	96
				100,5	541,5	1,0	543,6	103,9	96
Bremskerl BK7000	744 170-2 12. 2. 2025 -8 °C – -3 °C	2,84	100	102,0	599,2	-1,0	567,7	99,1	96
				99,4	548,5	0,0	555,1	101,5	96
				98,8	538,4	0,0	551,6	102,2	96
				101,5	559,6	0,0	543,2	104,0	96
Propad 878	744 144-7 12. 2. 2025 -6 °C – -3 °C	2,74	100	101,7	579,4	0,0	560,2	100,5	96
				99,6	565,6	0,0	570,2	98,6	96
				98,0	525,5	0,0	547,2	103,1	96
				100,3	548,8	+1,0	553,2	101,9	96
Propad 878	744 170-2 13. 2. 2025 -8 °C – -6 °C	2,84	100	99,3	563,0	0,0	571,0	98,5	96
				97,9	541,9	0,0	565,4	99,5	96
				101,1	632,9	-1,0	609,6	91,7	96
				100,1	581,9	0,0	580,7	96,7	96

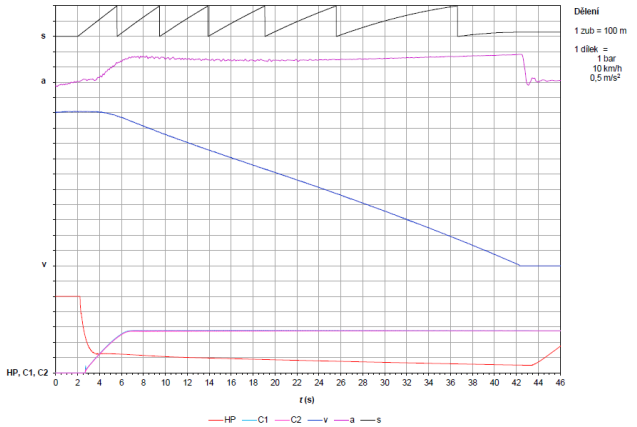
Obr. 10 Výsledky jízdních zkoušek na trati Kiruna–Gällivare Švédsko



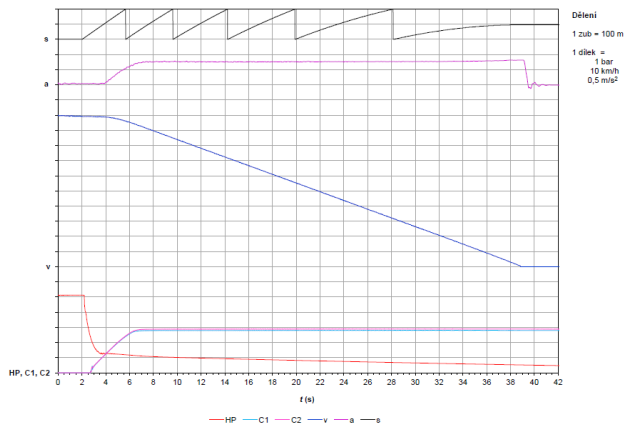
Obr. 11 Becorit V30



Obr. 12 Bremskerl BK7000



Obr. 13 Frenoplast FR20.H2



Obr. 14 Knorr-Bremse Propad 878

Z přiložených průběhů výsledků brzdových zkoušek je patrné, že brzdové obložení Frenoplast FR20.H2 nemělo při brzdění kontinuální průběh zpomalení (odrychlení) a z tohoto důvodu bylo pro další zkoušky vyřazeno.

Následně s brzdovým obložením typů Bremskerl BK7000 a Propad 878 byly provedeny brzdové zkoušky, při kterých byly simulovány ztížené arktické podmínky. Simulace arktických podmínek spočívala ve vychlazení třecích dvojic (brzdové obložení a brzdové kotouče), následné pokropení třecích dvojic vodou, a následné zasypání těchto prvků sněhem.

Brzdové obložení	Lokomotiva, datum venkovní teplota	$p_{Cstř}$ (bar)	v_{jm} (km/h)	v_{sk} (km/h)	s (m)	i (‰)	s_c (m)	λ (%)	λ_{ETCS} (%)
Bremskerl BK7000	744 170-2 12. 2. 2025 -8 °C – -3 °C	2,84	100	101,0	590,4	0,0	578,8	97,0	96
				102,4	604,0	0,0	576,0	97,5	96
				99,5	588,9	-1,0	585,9	95,7	89
				100,9	575,7	0,0	565,5	99,5	96
				100,2	596,7	0,0	594,3	94,2	94
				101,2	629,2	0,0	614,4	90,9	91
Propad 878	744 170-2 13. 2. 2025 -8 °C – -6 °C	2,84	100	101,1	594,7	0,0	581,8	96,5	96
				104,0	638,1	-1,0	581,3	96,6	96
				101,0	564,7	0,0	553,6	101,8	96
				100,6	589,9	0,0	582,9	96,3	96
				100,7	579,2	0,0	571,2	98,4	96

Obr. 15 Výsledky jízdních zkoušek – simulace arktických podmínek na trati Kiruna–Gällivare (Švédsko)



Obr. 16 Simulace ztížených arktických podmínek na lokomotivě

Na základě výsledku zkoušek byla k současnému brzdovému obložení Becorit V30 schválena alternativa brzdového obložení Knorr-Bremse ProPad 878 a Bremskerl BK7000 pro všechny lokomotivy řady 744.1.

3.2 ROLOVÁNÍ A OVĚŘENÍ BRZDÍCÍHO ÚČINKU PO ROZJEZDU LOKOMOTIV

Po odstavení lokomotivy dochází v severských podmínkách k vytvoření námrazy a z tohoto důvodu je před jízdou nutné zkontrolovat stav brzdových kotoučů a námrazu odstranit. Viditelná vrstva sněhu nebo námraza na brzdových kotoučích prakticky znamená nulový brzdný výkon lokomotivy. Z tohoto důvodu je nutné námrazu odstranit a to tzv. rolováním = po zabrzdění přímočinné brzdy lokomotivy na tlak 2–4 bar se provádí opakované rozjezdy a zastavení lokomotivy za účelem očištění mechanické části brzdy.

Po očištění brzdových kotoučů rolováním musí následně strojvedoucí ověřit brzdící účinek lokomotivy. Provede ho rozjetím na rychlost 60 km/h a snížením tlaku v hlavním potrubí na úroveň 3,5 bar. Zabrzdění provede strojvedoucí provozním brzděním v jednom kroku. Pokud se projeví dostatečný brzdící účinek, může strojvedoucí pokračovat v další jízdě bez omezení.



Obr. 17 Brzdové disky před rolováním



Obr. 18 Brzdové disky po rolování

3.3 FUNKCE ČISTÍCÍ BRZDY CELÉHO VLAKU

V severských podmínkách je nezbytné pravidelné čištění mechanické brzdy vlaku, protože hromadící se sníh a led mohou omezit její funkčnost, způsobit zadření pohyblivých částí a snížit brzdný účinek. Vzhledem k dlouhým trasám a odlehlým oblastem nemusí být brzda po delší dobu vůbec použita, což může vést k jejímu úplnému zamrznutí.

Z tohoto důvodu byla na lokomotivu doplněna funkce automatické čistící brzdy celého vlaku, kdy během jízdy je strojvedoucí povinen provádět opakované čištění brzdových kotoučů od nánosů sněhu a ledu. Pro tento účel použije tlačítko čistící brzdy, umístěné na ovládacím pultu. Po stisku tlačítka dojde ke snížení tlaku v hlavním potrubí na úroveň 4,5 bar. Zároveň dojde ke zvýšení tlaku v brzdových válcích lokomotivy na úroveň 0,8 bar prostřednictvím přímočinné brzdy. Funkce zůstává aktivní po dobu 1 minuty od stisknutí tlačítka. Po uplynutí této doby dojde k opětovnému odbrzdění samočinné i přímočinné brzdy.

Frekvenci čištění brzdových kotoučů je strojvedoucí povinen přizpůsobit konkrétním klimatickým podmínkám, tak aby brzda dosahovala požadovaného brzdícího účinku. Čištění brzdových kotoučů je nutné provádět především před jízdou po spádu nebo před plánovaným snížením rychlosti / zastavením. Nezávisle na tom je strojvedoucímu doporučeno ověřovat brzdící účinek průběžné brzdy v minimálních intervalech 15 minut.

3.4 SPOJKOVÉ HADICE

Lokomotiva je vybavena „horními“ jalovými spojkami pro zavěšení spojkových hadic. Jalové spojky je doporučeno využívat při výskytu většího množství sněhu. Zamezí se tak vyhození spojkových hadic z klasických držáků při najetí do sněhové pokrývky.



Obr. 19 Spojkové hadice na čele lokomotivy



Obr. 20 Poškozený měch čistící jednotky

3.5 KOMPRESOR

Lokomotiva pro zimní období je vybavena funkcí automatického prohřívání kompresoru prodlouženým pracovním chodem. Při poklesu teploty okolního vzduchu pod +5 ˚C dojde při prvním požadavku na chod ke spuštění kompresoru k automatickému procesu zahřívání kompresoru. Při dosažení tlaku 8 bar v hlavním vzduchojemu sepne vypouštěcí ventil vzduchu, který je umístěn mezi sušičkou a zpětnou záklopkou. Tlakový vzduch z kompresoru je vypouštěn do ovzduší po dobu 10 minut od začátku pracovního cyklu kompresoru. Pokud by došlo k poklesu tlaku vzduchu v hlavním vzduchojemu pod úroveň 7,5 bar, například při plnění brzdy vlaku, dojde automaticky k uzavření vypouštěcího ventilu vzduchu a k plnění hlavního vzduchojemu na hodnotu 8 bar. Po uplynutí doby 10 minut od zahájení prvního pracovního cyklu kompresoru dojde k uzavření vypouštěcího ventilu a k doplnění hlavního vzduchojemu na plný tlak 9 bar, s následným doběhem kompresoru, prodlouženým na dobu 5 minut.

3.6 TRAKČNÍ ALTERNÁTOR

Po odstavení lokomotivy dochází v severských podmínkách k vytvoření námrazy na kroužcích trakčního alternátoru. Z tohoto důvodu byla lokomotiva vybavena automatickou funkcí odstranění námrazy na kroužcích trakčního alternátoru. V případě, že při teplotě okolního vzduchu pod +5 ˚C nedojde po startu spalovacího motoru k nabuzení trakčního alternátoru, přejde řídicí systém do režimu čistění kroužků. V tomto režimu dojde na dobu 60 s ke zvýšení otáček na hodnotu 1000 ot./min., s následným poklesem zpět na volnoběh a k opětovnému pokusu o nabuzení trakčního alternátoru.

3.7 SPALOVACÍ MOTOR CAT

V případech, že je teplota oleje spalovacího motoru CAT nižší jak 12 °C, je nezbytné jeho teplotu zvýšit pomocí předehřevu spalovacího motoru na požadovanou hodnotu. Z tohoto důvodu je spalovací motor vybaven předehřevem:

- nezávislý předehřev spalovacího motoru – naftový předehřev,
- elektrický předehřev spalovacího motoru – nabíjení ze sítě 3x 400 V AC.

Po dosažení požadované teploty je možné nastartovat spalovací motor, ale doté doby, kdy teplota motoru nedosahuje minimálně 65 °C, nelze spalovací motor zatížit plným výkonem.

Při provozu v severských podmínkách dochází k zanášení HC filtrů. Proto je nutno provést předehřátí nasávaného vzduchu na vhodnou teplotu a vypálení nespálených uhlovodíků ve filtrech HC. V případě, kdy je zanešení HC filtrů větší než 83 % dojde automaticky ke zvýšení otáček spalovacího motoru, a následnému „vypálení“ HC filtrů. Aby nedocházelo k nečekaným změnám otáček spalovacího motoru, je spuštění tohoto procesu podmíněno pouze v době, kdy lokomotiva stojí a není ve výkonu.

3.8 ČISTÍCÍ JEDNOTKY

Během provozu v severských podmínkách dochází k praskání ochranných měchů čistících jednotek jízdního profilu dvojkolí. Poškození měchů dochází z důvodu zamrznutí odvětrávacího mechanismu měchu, jeho „nafouknutí“, a následnému protržení. Z tohoto důvodu výrobce čistících jednotek upravil odvětrávací mechanismus.

4 ZÁVĚR

Na základě zkušeností z provozu v extrémních severských podmínkách byly lokomotivy řady 744.1 / EffiShunter 1000 podrobeny rozsáhlé winterizaci, která zahrnovala jak konstrukční, tak systémová opatření s cílem zajistit maximální spolehlivost, bezpečnost a provozuschopnost v teplotách až -40 °C. Úpravy se zaměřily zejména na zvýšení odolnosti brzdového systému [1, 2], včetně testování alternativních třecích materiálů, zavedení procedur pro rolování a ověřování brzdného účinku, doplnění funkce čistící brzdy celého vlaku, ochranu spojkových hadic, optimalizaci činnosti kompresoru a trakčního alternátoru, předehřevu a automatického čištění komponent spalovacího motoru CAT, a také modifikaci

čistících jednotek. Všechny změny byly odzkoušeny v praxi, ověřeny ve zkušebních jízdách včetně testů za polárním kruhem, a následně certifikovány pro sériovou výrobu. Winterizovaná lokomotiva je tak plně připravena na náročný provoz ve skandinávských podmínkách, včetně role záchranného vozidla v odlehlých oblastech.

Lokomotiva byla ve Švédsku schvalována jako nový typ s tím, že většina typových zkoušek mohla být převzata ze středoevropského provedení. Součástí posouzení a certifikace typu však byly i všechny úpravy zmíněné výše. Vozidlo plně odpovídá TSI (LOC&PAS a CCS) a švédským národním požadavkům. Posuzovatel NoBo Výzkumný ústav železniční se účastnil provozních zkoušek v zimním období v severských částech Švédska, které byly zaměřeny především na funkčnost a spolehlivost winterizačních opatření. Prototyp absolvoval roční zkušební provoz. Další zkoušky pak souvisely s výběrem alternativních brzdových obložení a byly provedeny jak v České republice, tak opět ve Švédsku. Protože výsledky těchto porovnávacích zkoušek byly v rámci tolerancí typových zkoušek, nebylo nutné typové zkoušky opakovat. Změna byla oznámena schvalovacímu orgánu a stala se tak součástí schváleného typu.

Pro severské podmínky bylo doporučeno použití brzdového obložení Bremskerl BK7000 nebo Knorr-Bremse ProPad 878, které se během zkoušek jak v Česku, tak ve Švédsku chovalo nejstabilněji. Tyto výsledky potvrzují vhodnost daných materiálů pro náročné klimatické a provozní podmínky severských zemí [3, 4].

Veškeré zkušenosti získané na švédském trhu budou následně zúročeny při naplňování specifických požadavků železničního provozu v Norsku, kam CZ LOKO, a.s. plánuje rozšířit dodávky lokomotiv řady 744.1 / Effishunter 1000. Tento strategický krok podpoří růst a rozvoj společnosti CZ LOKO, posílí její konkurenceschopnost v severském regionu, a zároveň přispěje ke zvýšení spolehlivosti a efektivity železniční dopravy v náročných provozních podmínkách. Získané poznatky a zkušenosti rovněž poslouží při vývoji a realizaci nových projektů lokomotiv, které CZ LOKO v tomto regionu v budoucnu plánuje.

◆◆

Literatura

[1] Nařízení Komise (EU) č. 1302/2014 o technické specifikaci pro interoperabilitu subsystému kolejová vozidla – lokomotivy a kolejová vozidla pro přepravu osob železničního systému v Evropské unii. In: *Úřední věstník Evropské Unie*. L 356, 12. 12. 2014.

[2] EN 15328:2020. *Železniční aplikace – Brzdění – Brzdové destičky*.

[3] POZ 040/2025. *Protokol o brzdové zkoušce motorové lokomotivy 744.1*.

[4] UIC 541-3:2018. *Brakes – Disc brakes and their application – General conditions for the certification of brake pads*.

Zasláno / received: 15. 06. 2025, přijato / accepted: 16. 07. 2025, publikováno / published: 17. 09. 2025.

Příspěvek recenzovali / The paper was reviewed by: Ing. Jan Zapletal (ŠKODA TRANSPORTATION a.s.), doc. Ing. Michael Lata, PhD. (Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera).

SOUČASNÉ PROBLÉMY V KOLEJOVÝCH VOZIDLECH

XXVII. konference s mezinárodní účastí
17.–19. září 2025, Česká Třebová

INOVATIVNÍ PODVOZEK NP-X PRO NÁKLADNÍ VOZY

INNOVATIVE FREIGHT BOGIE NP-X

Stanislav ŠVÉD[1], Petr BAUER[2], Tomáš FRIDRICHOVSKÝ[3], Kryštof HAVLÍK[4], Marián MORAVČÍK[5], Jan MUSIL[6], Jan PEJŠA[7], Jan PULDA[8], Viliam SAKALIK[9]

e-ISBN: 978-80-7560-564-1
DOI: 10.46585/spkv20252676
ISSN: 3029-8342
CC BY

Abstrakt

Příspěvek se zabývá projektem inovativního nákladního podvozku normálního rozchodu pro maximální zatížení 22,5 tuny na nápravu. Rodina podvozků označená NP-X je zaměnitelná za dnes běžně používaný podvozek Y25 a vyznačuje se použitím pryžokovových prvků, kyvných ramen a dalších inovativních prvků. Jeho cílem je reflektovat současné a budoucí požadavky na nákladní dopravu. Příspěvek popisuje současný stav vývoje a výhledy do dalších let grantového projektu.

Klíčová slova

kolejová vozidla, nákladní doprava, podvozek, Y25, NP-X, zkušební stav

Abstract

This article deals with the project of an innovative freight bogie. The bogie has standard gauge and is intended for maximum axle load 22,5 tons. The bogie family called NP-X is interchangeable with standard freight bogie Y25. Design of the bogie considers use of rubber springs, swing arms and other innovative elements. Aim of the project is to reflect actual and future requirements for freight bogies. The paper describes actual state of art and the outlook for next years of the grant project.

Keywords

railway vehicles, freight transport, bogie, Y25, NP-X, test rig

[1] **Ing. Stanislav Švéd**, 0009-0008-5849-5030. VÚKV a.s. Bucharova 1314/8, 158 00 Praha 5 – Stodůlky, Česká republika, tel.: +420 736 519 920, e-mail: sved@vukv.cz
[2] **Ing. Petr Bauer, Ph.D.**, 0000-0002-0940-3303. VÚKV a.s. Bucharova 1314/8, 158 00 Praha 5 – Stodůlky, Česká republika, tel.: +420 736 519 906, e-mail: bauer@vukv.cz
[3] **Ing. Tomáš Fridrichovský, Ph.D.**, 0000-0001-8532-1951. VÚKV a.s. Bucharova 1314/8, 158 00 Praha 5 – Stodůlky, Česká republika, tel.: +420 736 519 903, e-mail: fridrichovsky@vukv.cz
[4] **Ing. Kryštof Havlík**, 0009-0006-6089-8635. VÚKV a.s. Bucharova 1314/8, 158 00 Praha 5 – Stodůlky, Česká republika, tel.: +420 736 519 904, e-mail: havlik@vukv.cz
[5] **Ing. Marián Moravčík, Ph.D.** Tatravagónka a.s. Štefánikova 887/53, 058 01, Poprad, Slovenská republika, tel.: +421 918 735 294, e-mail: marian.moravcik@tatravagonka.sk
[6] **Ing. Jan Musil**. VÚKV a.s. Bucharova 1314/8, 158 00 Praha 5 – Stodůlky, Česká republika, tel.: +420 736 519 956, e-mail: musil@vukv.cz
[7] **Ing. Jan Pejša**, 0009-0003-7127-9184. VÚKV a.s. Bucharova 1314/8, 158 00 Praha 5 – Stodůlky, Česká republika, tel.: +420 736 519 962, e-mail: pejsa@vukv.cz
[8] **Ing. Jan Pulda**, 0009-0008-4272-9381. VÚKV a.s. Bucharova 1314/8, 158 00 Praha 5 – Stodůlky, Česká republika, tel.: +420 736 519 934, e-mail: pulda@vukv.cz
[9] **Ing. Viliam Sakalik**. Tatravagónka a.s. Štefánikova 887/53, 058 01, Poprad, Slovenská republika, tel.: +421 917 508 173, e-mail: viliam.sakalik@tatravagonka.sk

1 ÚVOD

Současné nákladní železniční dopravě v Evropě dominuje použití podvozku Y25. Jedná se o typ podvozku, který je provozován desítky let, a jedná se tedy o ověřené řešení. Jeho koncepce má ale své limity. Je proto pochopitelné, že je motivace vyvinout povozek nový, který bude mít příznivější parametry z hlediska nejnovějších provozních a legislativních požadavků v železniční nákladní dopravě:

- zavedení poplatků za užití dopravní cesty,
- přísnější posuzování hluku emitovaného nákladními vozy.

Inovativní podvozek NP-X je postaven na koncepci vedení dvojkolí pomocí kyvných ramen a na aplikaci pryžokovových prvků. Jeho rozměrové uspořádání a rozhraní je navrženo tak, aby byla možná záměna za podvozek Y25 bez větších konstrukčních úprav na straně spodku nákladního vozu.

2 VZNIK KONCEPCE NP-X

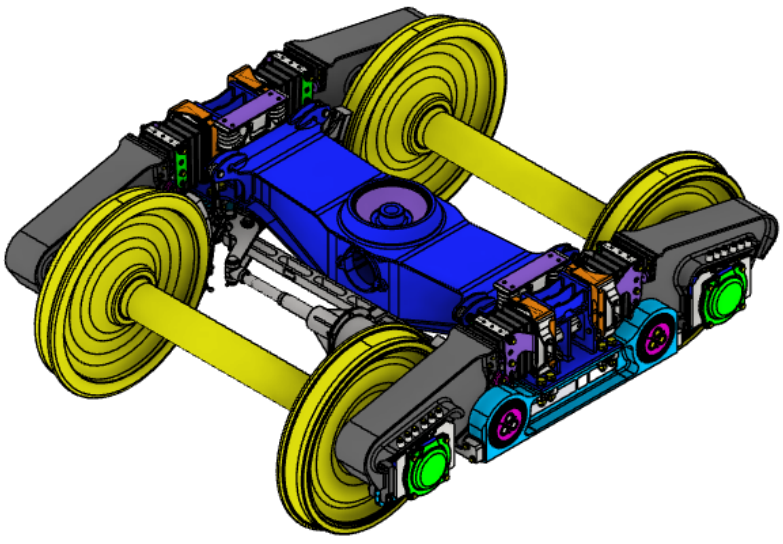
Koncepce inovativního nákladního podvozku NP-X vznikala v letech 2012–2019 v rámci výzkumného projektu TAČR TE01020038 „Centrum kompetence drážních vozidel“. Ve VÚKV a.s. na tomto úkolu pracoval tým pod vedením Ing. Tomáše Získala [1]. Výsledky byly prezentovány mj. i na konferenci Bogie 2019 v Budapešti [2].

V rámci uvedeného výzkumu byla provedena jak rešerše existujících nákladních podvozků, tak rešerše patentová. Návazně byla navržena koncepce, která vzešla z mnoha rozměrových vyšetření a širokého spektra simulačních výpočtů. Byly provedeny i testy, pro které bylo vytvořeno zjednodušené testovací zařízení a opatřeny vybrané pryžokovové díly. Klíčové uzly koncepce NP-X jsou patentovány.

Koncepci NP-X je potřeba vnímat jako rodinu několika typů podvozků pro různé účely. Základem je podvozek NP-S („standard“), dále NP-R („radiální stavění dvojkolí“) a NP-VR („vyšší rychlost“). Podrobněji je v současnosti rozvíjen především typ NP-S.

3 POPIS KONCEPCE NP-S

Podvozek NP-S (viz obr. 1) je určen pro nejširší použití, proto je založen na nejjednodušších řešeních vyplývajících z navrženého konceptu nové generace inovativních podvozků NP-X. Rozvor podvozku (1800 mm) a jeho rozhraní vůči skříni (torna + odpružené kluznice) jsou identické s podvozkem Y25. Shodná jsou dvojkolí vč. ložisek a předpokládá se i určitá shoda v oblasti brzdy – trámcová brzda je shodná, nutná je změna snímače ložení. Navrhované maximální zatížení podvozku NP-S je 22,5 t/nápravu. Zcela odlišný od podvozku Y25 je rám podvozku, dále vedení dvojkolí, systém vypružení vč. ložiskové skříně a tlumení.



Obr. 1 Podvozek v provedení NP-S

3.1 Dvojkolí

Podvozky z rodiny NP-X uvažují standardní dvojkolí o průměru 920 mm používaná pro nákladní vozy v provedení s brzdou špalíkovou i kotoučovou. Ložiska jsou válečková, vhodnou úpravou ložiskové skříně, lze použít i kuželíková. Ložisková skříň je odlitek. Pro účely zkušebního zařízení je tento odlitek odvozen od ložiskové skříně jedné z variant podvozku Y25. Pro sériové provedení se bude jednat o odlitek nový.

3.2 Rám podvozku a princip vedení dvojkolí

Rám podvozku je tvořen dvojicí podélníků rozebíratelně spojených s příčníkem. Oproti podvozku Y25 ho tvoří relativně malá a lehká konstrukce s možností snadné výměny. Konce podélníků tvoří rozhraní pro díly vedení dvojkolí. K vedení dvojkolí slouží kyvné rameno, ve kterém je zalisován čep. Tento čep je posléze na každém konci pomocí předepjatého pryžokovového silentbloku připevněn do podélníku. Sestava podélníků, příčníku a pružně uložených kyvných ramen vytváří torzně poddajný celek.

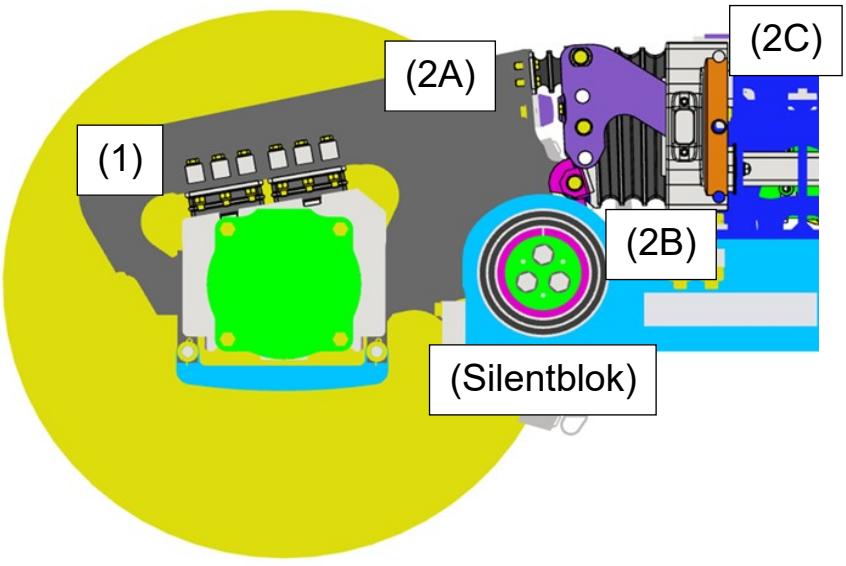
Oblast spojení kyvného ramene a podélníku je předmětem intenzivního vývoje. Průzkumem trhu a na základě konzultace s renomovanými výrobci byl nalezen sériově vyráběný pryžokovový díl (silentblok). Tento silentblok je v srovnatelných zástavbových podmínkách používán na těžkých nákladních vozidlech provozovaných v lomech a na stavbách. Jedná se tedy o díl, který je provozován v náročných podmínkách, ale nejedná se o podmínky železničního provozu.

3.3 Vypružení a tlumení

Vypružení (viz obr. 2) ve všech stupních zajišťují pryžokovové prvky. Mezi ložiskovou skříní a kyvným ramenem jsou na šikmé ploše uloženy několikavrstvé pryžokovové pružiny primárního vypružení, které jsou v obr. 2 označeny pozicí 1. Šikmost tohoto uložení, která je zdrojem přítlačné síly pro třecí tlumení realizované mezi ložiskovou skříní a kyvným ramenem, je tématem výzkumu.

Oblast sekundárního vypružení je složena z několika pryžokovových pružin, které dohromady vytváří pružící prvek s progresivní charakteristikou. Počet pružin a jejich provedení je předmětem výzkumu. Aktuálně je tato oblast vypružení složena z tří pružin pracovně označovaných 2A, 2B a 2C. Pružiny jsou zařazeny za sebou (do série) ale každá z nich má jiný účel. Pružina 2A je určena především pro jízdu v prázdném stavu, pružina 2B především pro jízdu v plně loženém stavu a pružina 2C je součástí sestavy třecího tlumiče, kde ve všech stavech ložení zajištuje jeho přítlak. Účinek tlumicí síly tak reflektuje míru zatížení vozu.

Další oblastí, která je intenzivně zkoumána, je účinek silentbloku a jeho přínos pro vypružení. Hledány a ověřovány jsou jak vhodné parametry tohoto silentbloku (tvar, charakteristika, …), tak i výchozí (nezdeformovaná) poloha při rotaci.



Obr. 2 Detail vypružení a vedení dvojkolí jedné čtvrtiny podvozku

Tlumení je ve všech stupních vypružení řešeno třecími tlumiči s tlumicí sílou závislou na aktuálním stavu ložení. Oproti podvozku Y25 je každý směr (příčný a svislý) tlumen v jiném stupni vypružení tak, aby šlo optimálně naladit tlumicí účinek vozu ve všech stavech ložení. Předmětem výzkumu je také tlumicí účinek použitých pryžokovových dílů a možnost širšího využití pryže v nákladní dopravě.

3.4 Snímač ložení

Přestože koncepce podvozku NP-S je výrazně odlišná od podvozku Y25, byla ověřována možnost použití snímače ložení, který je na podvozku Y25. Rozdílné jsou jak zástavbové poměry, tak silové účinky.

Provedená vyšetření ukázala výraznou složitost řešení na podvozcích z rodiny NP-X. Tato složitost je dána především tím, že musí být navržen mechanismus, který zajistí změnu velikosti síly působící na snímač ložení. Byly proto zahájeny konzultace s výrobci brzdných systémů ohledně návrhu nového snímače ložení určeného pro podvozek NP-S, resp. pro rodinu podvozků NP-X.

4 ETAPY VÝZKUMU A VÝSTUPY

Současný výzkum je zaměřen na dvě oblasti – ověření klíčových uzlů konstrukce (především oblast vedení dvojkolí, vypružení a tlumení) a následně ověření funkce podvozku jako celku. Do výzkumu je zapojen strategický průmyslový partner – společnost Tatravagónka a.s. Poprad.

První etapa výzkumu byla zahájena v roce 2023 a dokončena bude na konci roku 2025. Obsahuje konstrukční práce, pevnostní a simulační výpočty [3], výrobu zkušebního zařízení, jeho zprovoznění, provedení kvazistatických a dynamických zkoušek, a nakonec jejich vyhodnocení. Tímto postupem dojde ke zpřesnění doporučených parametrů podvozku NP-S a k validaci simulačních modelů. Kromě zpráv popisujících provedené činnosti, bude výstupem funkční vzorek (zkušební stav pracovně označený jako FV1).

Druhá etapa výzkumu bude navazovat na etapu první. Již v průběhu etapy první jsou však realizovány některé činnosti (např. konstrukční práce) spadající to této etapy. Výstupem druhé etapy bude další funkční vzorek (pracovně označený jako FV3). Jedná se o zařízení, které bude rozměrově i funkčně odpovídat celému podvozku a bude osazeno komponenty, které z výzkumu a realizovaných zkoušek vzejdou jako nejvhodnější. FV3 vznikne úpravou jednoho z dvou exemplářů zkušebního zařízení (pracovně označovaného jako FV2). Zmíněné 2 exempláře FV2 budou zabudovány pod vybranými nákladními vozy a absolvují sadu zkušebních jízd na vybraných tratích [4]. Dokončení druhé etapy výzkumu je plánováno na konec roku 2028.

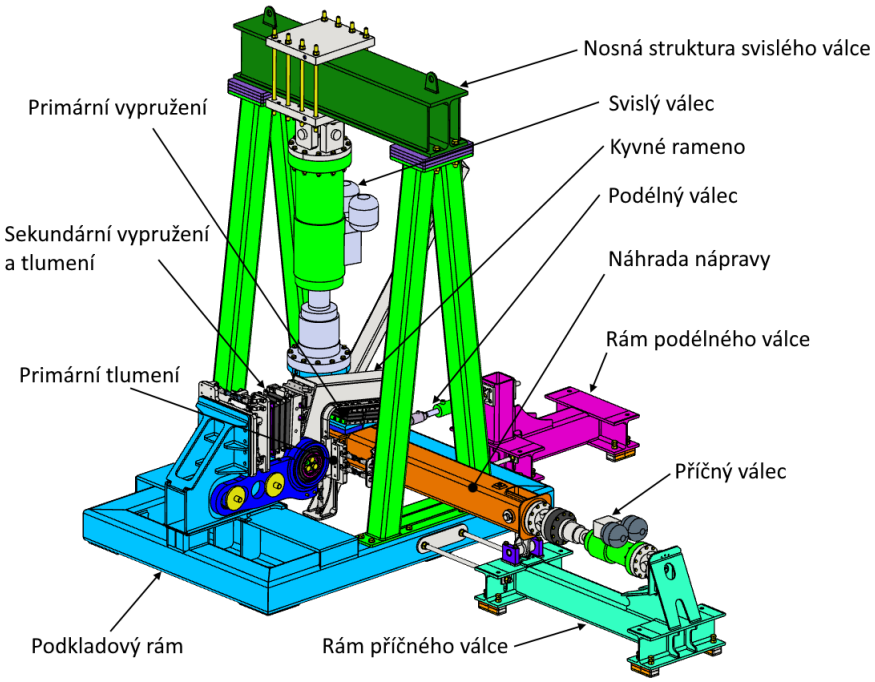
5 ZKUŠEBNÍ STAV FV1

Zkušební stav FV1 (viz obr. 3) je konstruován tak, aby obsahoval uzel vedení kyvného ramene a řetězec primárního i sekundárního vypružení včetně tlumení a aby tak co nejvíce odpovídal ¼ nákladního podvozku ve variantě NP-S s možností přestavby na variantu NP-R.

Základ zkušebního stavu je tvořen podkladovým rámem, který slouží jako náhrada části podélníku a příčníku podvozku. Podkladový rám obsahuje dosedací plochu pro řetězec sekundárního vypružení a umožňuje připojení kyvného ramene vč. dalších dílů vedení dvojkolí. Zespod kyvného ramene je vložena náhrada nápravy, která je v místech pod kyvným ramenem opatřena několika návarky, které slouží jako náhrada ložiskové skříně. Na opačné straně je náhrada nápravy připojena na válec, který budí příčné pohyby. Náhrada nápravy je uložena tak, aby se její pohyby co nejvíce podobaly pohybům skutečné nápravy. Podélný válec, umístěný na rámu podélného válce, je skrz otvor v kyvném rameni připojen k náhradě ložiskové skříně a budí její podélný pohyb (například zohlednění účinků brzdy). Na volném konci náhrady nápravy (v blízkosti kyvného ramene) je připojen svislý válec, který je na druhém konci zavěšen na nosné konstrukci zkušebního stavu. S pomocí tohoto válce jsou do konstrukce vnášena zatížení a s tím spojené svislé pohyby (prázdný vs. ložený vůz, svislá dynamika…).

Mezi náhradou ložiskové skříně a kyvným ramenem je umístěn uzel primárního vypružení a tlumení. Montáž je zajištěna pomocí demontovatelných adaptérů s možností variace dvou různých sklonů pružin.

Tím je možné změnit velikost přítlaku na třecí tlumič a tím i jeho účinek. Také je umožněna snadná výměna primárních pružin (změna tuhosti).



Obr. 3 Zkušební stav FV1 v provedení pro dynamické zkoušky

Vypružení a tlumení mezi kyvným ramenem a podkladovým rámem (uzel sekundárního vypružení a tlumení) je zajištěno pomocí vodorovně umístěného paketu pryžových pružin (2A, 2B a 2C). Pružina 2B je řešena jako sestava z několika spojených vrstev (lze ladit výslednou tuhost). Vkládáním podložek lze ladit polohu zlomu charakteristiky. Změnou adaptérů na klínu tlumiče lze docílit dvou různých sklonů a ladit tak přítlak na list tlumiče v oblasti sekundárního vypružení.

Instrumentace zkušebního stavu byla zvolena tak, aby poskytla co nejvěrohodnější informace o silách, pohybech a zrychleních v klíčových uzlech.

6 KVAZISTATICKÉ A DYNAMICKÉ ZKOUŠKY S FV1

Inovativní koncepce rodiny podvozků NP-X je založena na teoretických předpokladech a jejich částečném ověření v rámci zjednodušených zkoušek či výpočtů. Plnohodnotnou funkčnost klíčových uzlů je potřeba experimentálně ověřit. Právě proto byl navržen zkušební stav FV1 a provedeny zkoušky.

Zkušební stav FV1 byl vyroben ve spolupráci společností VÚKV a.s. a Tatravagónka a.s. Poprad (viz obr. 4). Po jeho sestavení a zprovoznění, které si vyžádalo určitý čas, proběhla ve Zkušební laboratoři VÚKV a.s. v Cerhenicích sada kvazistatických zkoušek, při kterých bylo zjišťováno následující:

- celkové charakteristiky (v celém rozsahu uvažovaných zatížení),
- amplitudové charakteristiky (prázdný vůz, částečně ložený vůz za zlomem charakteristiky, plně ložený vůz v rozsahu dynamických přirážek až do 30 %),
- podíl třecí tlumicí síly v závislosti na zatížení (svisle, příčně),
- případné nežádoucí chování či vlivy.

V rámci kvazistatických zkoušek byla ručním ovládáním hydraulického rozvaděče aplikována zatížení pro následující druhy zkoušek:

- celková svislá charakteristika (svislá síla 10–150 kN),
- svislá kvazistatická změna zatížení pro 5 t/n, 8,5 t/n, 18 t/n a 22,5 t/n v rozsahu odpovídajícím dynamické přirážce až 30 %,
- příčná kvazistatická změna zatížení pro výše zmíněně stavy ložení v rozsahu pohybů ±10 mm (na narážky),
- podélná charakteristika primárního vypružení (působení podélného válce).



Obr. 4 Zkušební stav FV1 ve Zkušební laboratoři VÚKV a.s. v Cerhenicích

Po dokončení zkoušek v Cerhenicích byl zkušební stav přemístěn do Plzně na Dynamickou zkušební laboratoř společnosti Výzkumný a zkušební ústav Plzeň s.r.o. s cílem ověřit závislosti výše uvedených charakteristik na rychlosti zatěžování. V rámci dynamických zkoušek byly aplikovány počítačem řízené sekvence zatížení pro následující druhy zkoušek:

- svislé kmitání pro 5 t/n, 8,5 t/n, 18 t/n a 22,5 t/n v podobě harmonického signálu pro různé frekvence a amplitudy,
- příčné kmitání pro výše zmíněně stavy ložení v podobě harmonického signálu pro různé frekvence a amplitudy a různou výchozí polohu (offset),
- kombinované zatížení (monofrekveční signál v příčném a podélném směru a náhodný signál simulující nerovnosti na dobré a špatné trati při různých rychlostech),
- podélná charakteristika primárního vypružení (působení podélného válce – ovládáno ručně),
- účinky brzdy a odlehnutí primárního třecího tlumiče (působení podélného válce během kmitání – ovládáno ručně).

Na závěr dynamických zkoušek byl proveden zátěžový test – simulace jednodenního provozu ve dvou stavech ložení.

Všechny zkoušky na zkušebním stavu FV1 byly navrženy tak, aby vedly k získání vstupů pro validaci výpočtového modelu. Tento výpočtový model pak bude následně použit pro odladění parametrů kritických uzlů inovativního podvozku a jeho variant.

7 ZÁVĚR

Inovativní podvozek NP-X je postaven na koncepci vedení dvojkolí pomocí kyvného ramene a na aplikaci pryžokovových prvků. Je uvažován v několika variantách, které mají své specifické určení. Za běžné řešení lze považovat povozek NP-S (standard), který je rozvíjen přednostně. Jedná se o koncepci výrazně odlišnou od koncepce podvozku Y25, ale rozměrové řešení je takové, že je možná záměnnost obou podvozků bez konstrukčních úprav na příslušném nákladním voze.

Záměnnost inovativního podvozku NP-X za podvozek Y25 je jedním z cílů výzkumu. Dalším cílem je dosažení takových parametrů inovativního podvozku, aby jeho účinky na infrastrukturu a okolí byly příznivější.

Vlastnosti inovativního podvozku NP-X v oblasti jízdně-technických vlastností se aktuálně opírají o výsledky nevalidovaných simulačních výpočtů. V rámci probíhajícího výzkumu jsou realizovány činnosti, jejichž cílem je jak ověření funkčnosti navrženého konceptu, tak získání podkladů pro validaci.

Očekává se, že aplikace pryžokovových prvků by měla mít pozitivní vliv na emise hluku. Prokázání tohoto přínosu ale bude ovlivněno tím, že FV2 je zkušební zařízení a nikoliv sériový (optimalizovaný) produkt. Totéž platí i pro oblast hmotnosti.

Široké spektrum poznatků z provedených zkoušek a následně validované simulační modely budou základem pro řešení inovativního nákladního podvozku, který bude ověřen v rámci jízdně-technických zkoušek na vybraných tratích a ve formě zařízení FV3 prezentován jako výsledek výzkumu.

Autoři příspěvku děkují kolektivu spolupracovníků ve společnostech VÚKV a.s. a Tatravagónka a.s. Poprad za podporu a spolupráci při řešení tohoto výzkumného úkolu.

Výzkum probíhá za podpory TAČR v rámci projektu TN02000054 Národní centrum kompetence inženýrství pozemních vozidel Josefa Božka (BOVENAC), podprojekt FEFEFOV.

◆◆

Literatura

[1] ZÍSKAL, T., FRIDRICHOVSKÝ, T. *Podvozek VÚKV-NP pro nákladní vozy – Vývoj a konstrukce*. Zpráva č. 19-C 030. Praha: VÚKV a.s., 2019.

[2] BAUER, P., ČAPEK, J., FRIDRICHOVSKÝ, T., KRULICH, P., MALKOVSKÝ, Z., MUSIL, J., ZÍSKAL, T. Bogie for freight wagon. In: *11th International Conference on Railway Bogies and Running Gears, conference proceedings*. Budapest: Scientific Society of Mechanical Engineers, 2020, s. 87–93. ISBN 978-963-9058-42-2.

[3] ČSN EN 13749+A1:2024. *Železniční aplikace – Dvojkolí a podvozky – Metoda specifikování pevnostních požadavků na rámy podvozků*.

[4] ČSN EN 14363+A2:2024. *Železniční aplikace – Zkoušení a simulace pro schvalování železničních vozidel z hlediska jízdních vlastností – Jízdní chování a stacionární zkoušky*.

Zasláno / received: 23. 06. 2025, přijato / accepted: 28. 07. 2025, publikováno / published: 17. 09. 2025.

Příspěvek recenzovali / The paper was reviewed by: Ing. Jan Veselík (Výzkumný Ústav Železniční, a.s. (VUZ)), Ing. Aleš Hába, Ph.D. (Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera).

SOUČASNÉ PROBLÉMY V KOLEJOVÝCH VOZIDLECH

XXVII. konference s mezinárodní účastí
17.–19. září 2025, Česká Třebová

ON-BOARD DIAGNOSTIKA DYNAMICKÉ ODEZVY KOL KOLEJOVÝCH VOZIDEL

ON-BOARD DIAGNOSTICS OF DYNAMIC RESPONSE OF RAILWAY VEHICLE WHEELS

Jakub VÁGNER[1], Petr VOLTR[2], Jiří ŠLAPÁK[3], Martin KOHOUT[4], Pavel SÁLA[5], Vasyl STRAZHNYK[6]

e-ISBN: 978-80-7560-564-1
DOI: 10.46585/spkv20252707
ISSN: 3029-8342
CC BY

Abstrakt

Monitoring stavu jízdní plochy kol kolejových vozidel je důležitý nejen pro bezpečný provoz vozidla, ale také z důvodu redukce emisí hluku a vibrací při jízdě vozidla. Poruchový stav kola však nelze zjistit statickou prohlídkou vozidla, ale pouze hodnocením dynamické odezvy za jízdy, která je výsledkem interakce vozidla a koleje. Článek prezentuje výsledky simulace dynamické odezvy pomocí dvou typů zjednodušených modelů a porovnání s daty měřenými v reálném provozu.

Klíčová slova

kolejové vozidlo, ploché kolo, diagnostika, vibrace

Abstract

Condition monitoring of railway vehicle wheels is important not only for the safe operation of the vehicle, but also for reducing noise and vibration emissions during operation. However, wheel defects cannot be detected through static inspection alone; they can only be identified by evaluating the dynamic response during operation, which results from the interaction between the vehicle and the track. This paper presents the results of dynamic response simulations using two types of simplified models and compares them with data obtained under real operating conditions.

Keywords

railway vehicle, flat wheel, diagnostics, vibration

[1] **Ing. Jakub Vágner, Ph.D.**, 0000-0002-7609-6489. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, Katedra dopravních prostředků a diagnostiky. Studentská 95, 532 10 Pardubice, Česká republika, tel.: +420 466 038 931, e-mail: jakub.vagner@upce.cz

[2] **doc. Ing. Petr Voltr, Ph.D.**, 0000-0001-7516-1069. Dtto, tel.: +420 466 038 505, e-mail: petr.voltr@upce.cz

[3] **Ing. Jiří Šlapák, Ph.D.**, 0000-0001-9316-9320. Dtto, tel.: +420 466 036 443, e-mail: jiri.slapak@upce.cz

[4] **Ing. Martin Kohout, Ph.D.**, 0000-0001-9050-3194. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, Katedra dopravních prostředků a diagnostiky. Dislokované pracoviště DFJP, Pražského 547, 560 02 Česká Třebová, Česká republika, tel.: +420 466 037 427, e-mail: martin.kohout@upce.cz

[5] **Ing. Pavel Sála, Ph.D.** ŠKODA TRANSPORTATION a.s. Emila Škody 2922/1, 301 00 Plzeň, Česká republika, tel.: +420 737 207 232, e-mail: pavel.sala@skodagroup.com

[6] **Ing. Vasyl Strazhnyk**. ŠKODA TRANSPORTATION a.s. Emila Škody 2922/1, 301 00 Plzeň, Česká republika, tel.: +420 724 860 189, e-mail: vasyl.strazhnyk@skodagroup.com

1 ÚVOD

Diagnostika stavu jízdní plochy kol je důležitá jak pro provozovatele vozidla, tak pro správce infrastruktury. Technicky lze provádět diagnostiku jak z vozidla, tak z koleje, protože vady na jízdní ploše kol se projeví v interakci vozidla a koleje, a proto je odezva měřitelná jak na vozidle, tak na koleji. Obě varianty však mají své výhody a nevýhody. Při porovnání je nutné zahrnout účel diagnostiky, zda jde o optimalizaci provozu/údržby vozidla nebo o ochranu infrastruktury od zvýšené dynamické odezvy (ideálně obojí). U menších železničních provozů, jakým je metro, tramvajové tratě nebo vlečky je obvykle vlastník infrastruktury totožný s provozovatelem vozidel, což situaci zjednodušuje. V podmínkách SŽ s.o. je situace jiná, protože infrastrukturu využívá mnoho dopravců a výsledky traťové diagnostiky (zatím) správce infrastruktury běžně dopravcům neposkytuje.

Hlavní výhodou traťové diagnostiky jsou její menší pořizovací náklady, protože jedno zařízení může monitorovat celou flotilu vozidel, monitoring však může probíhat jen v místě instalace a v čase průjezdu. Pro včasnou diagnostiku tak je potřeba instalovat více zařízení a tím se zvyšují náklady na vybudování. On-board diagnostika má tu výhodu, že měření probíhá přímo na vozidle, tedy u zdroje odezvy poruchy. Nevýhodou je vliv pojížděné trati, protože interakce vozidla a koleje generuje signály, které mohou mít podobný charakter jako poruchové signály.

Z pohledu provozu a údržby vozidel je výhodné provozovat on-board diagnostiku, a to ve dvou režimech: výstražná diagnostika a trendová diagnostika. V prvním případě se jedná o detekci závažnějších poruch, a to online při provozu vozidla, kdy výsledek diagnostiky musí být znám ihned, aby mohla obsluha vlaku nebo operátor údržby zareagovat opatřením při provozu vozidla a zabránit tak případným škodám nebo snížení bezpečnosti nebo kvality provozu. U trendové diagnostiky jde o vyhodnocení časových řad měřených v delším časovém úseku, které pak umožní optimalizaci provozu, ale zejména pak optimalizaci údržby vozidla.

Cílem projektu Onboard diagnostika pojezdu kolejových vozidel je, mimo jiné, vytvořit přenosný HW pro on-board diagnostiku použitelnou pro ad-hoc měření za účelem ověření stavu pojezdu při zkušební jízdě. Dalším cílem je vytvořit algoritmus pro detekci poruch pojezdu, který by byl implementovatelný do již existujících diagnostických systémů.

Tento příspěvek popisuje požadavky na sběr dat na vozidle tak, aby bylo možné realizovat on-board diagnostiku, a dále popisuje teoretický rozbor dynamické odezvy vybrané vady pomocí dvou simulačních modelů včetně porovnání simulací s daty naměřenými v reálném provozu.

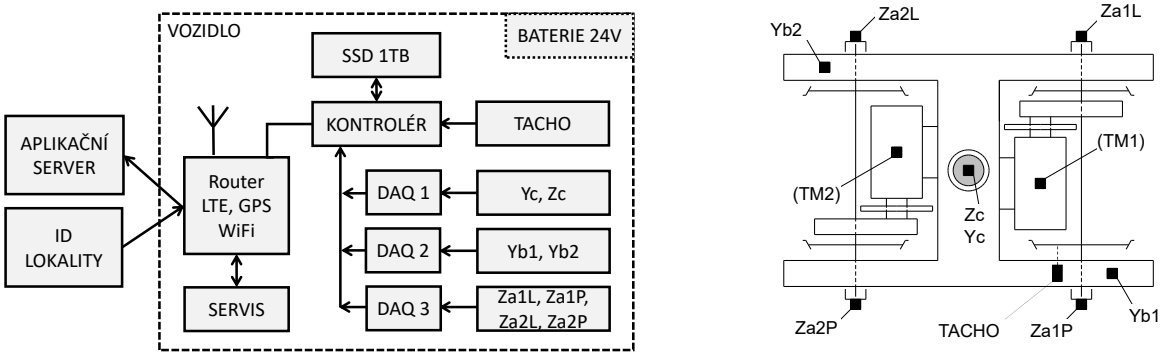
2 SPECIFIKA ONBOARD DIAGNOSTIKY PŘI SBĚRU DAT

Diagnostika pojezdu kolejových vozidel se od diagnostiky stacionárních strojů odlišuje v několika zásadních oblastech, která ovlivňuje požadavky na parametry snímačů, měřicí řetězec i zpracování dat. Jedná se zejména o následující rozdíly:

- **Pojezd kolejových vozidel představuje složitý mechanický systém** (dvojkolí, vypružení a tlumení, ložiska, komponenty brzdy, případně i trakční motor s nápravovou převodovku, kloubové spojky, kloubový hřídel). Kromě kombinovaného mechanického zatížení dochází často k rušení signálu od elektrického pohonu v případě trakčních podvozků.
- **Interakce vozidlo–kolej.** Dynamická odezva železničního svršku má výrazný vliv na charakter signálů měřených na vozidle (zejména na ložiskové skříni). Problémem může být také maskování frekvencí monitorovaných částí systému (např. zubová frekvence převodovky a vlastní frekvencí kmitání kolejnic). Možnost eliminace vlivu trati je ovlivněna také schopností přesné lokalizace vozidla.
- **Vliv provozních podmínek a pracovního režimu.** Kolejová vozidla pracují v různém režimu (stání, jízda, brzda, trakce), pohybují se různou rychlostí, při různém ložení/obsazenosti. Většinu z těchto vlivů je potřeba eliminovat, ale všechny vlivy nelze exaktně měřit.

- **Management sběru dat nelze založit na intervalovém měření**, které se používá u stacionárních strojů, protože vozidlo pracuje nerovnoměrně v čase, v různých provozních režimech a na různých vozebních ramenech. Zároveň je kladen důraz na lokální zpracování dat na vozidle z důvodu včasné výstražné diagnostiky obsluze vlaku a snížení objemu přenášených dat pro trendovou diagnostiku.

Se zohledněním výše uvedených požadavků byl navržen mobilní měřicí systém, který je možné zjednodušeně popsat dle obr. 1 vlevo. Centrální částí diagnostiky je také kontrolér, zajišťující sběr dat z jednotlivých DAQ, triggerování startu a konce měření, základní předzpracování dat a komunikaci s dalšími moduly pro přenos dat z vozidla na server, lokalizaci na trati a komunikaci serveru s kontrolérem (dohled). Požadavkem na zařízení jsou galvanicky izolované měřící kanály, nízká spotřeba, možnost napájení přímo z baterie (10-30 V), rozlišení ADC 24bit z důvodu velké variability signálu a informace o rychlosti z vlastního snímače otáček (nezávisle na systémech vozidla).



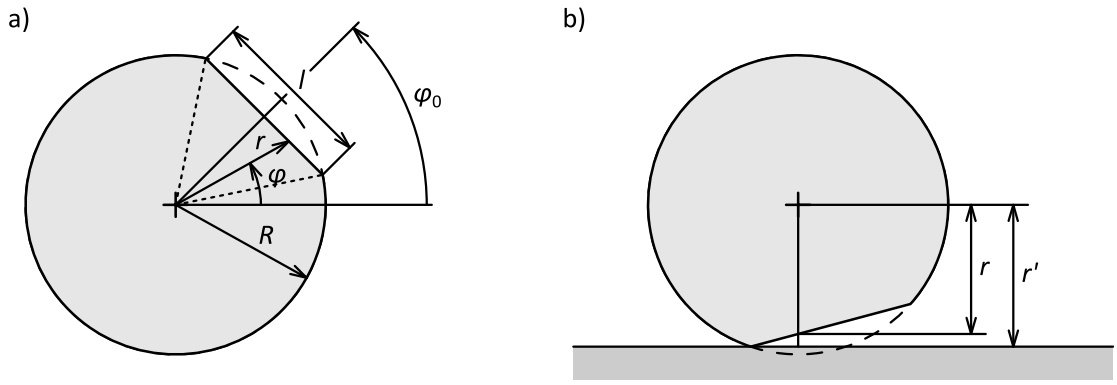
Obr. 1 Schéma zařízení mobilní diagnostiky pojezdu (vlevo) a umístění snímačů (vpravo)

Senzorickou část tvoří snímače zrychlení vlastní výroby umístěné na mechanických částech vozidla, doplněné o senzor otáček dvojkolí (rychlosti jízdy), viz obr. 1 vpravo.

3 SIMULACE DYNAMICKÉ ODEZVY ŽELEZNIČNÍHO KOLA S VADOU

3.1 Popis simulačního modelu kola s vadou (plocha)

Jednou ze základních vad kola, kterou lze analyzovat na základně dynamické odezvy za jízdy, a naopak v případě statické analýzy není vždy detekovatelná, je vada plochého kola. Tato vada je charakteristická rázovou odezvou zejména ve svislém směru; odezvy v ostatních směrech jsou měřitelné, ale slabší. Simulační výpočty tak lze zredukovat na zjednodušený fyzikální model vozidla pouze ve svislém směru. V případě, že se na obvodu kola nachází pouze jedna tato vada, bude perioda opakování dynamické odezvy odpovídat právě frekvenci otočení kola.



Obr. 2 Geometrie rovné vady plochého kola (a); situace při vychýlení kontaktního bodu kolo–kolejnice oproti středu kola (b)

Geometricky lze vadu plochého kola zjednodušeně uvažovat jako kruhovou úseč. Poloměr kola r v této části obvodu lze popsat funkcí úhlu φ jako sečnu, která odpovídá úbytku materiálu kola a je charakteristická svou délkou l:

$$r(\varphi) = \frac{\sqrt{R^2-(l/2)^2}}{\cos(\varphi-\varphi_0)} \qquad \text{pro } |\varphi-\varphi_0| < \arcsin\left(\frac{l}{2R}\right). \tag{1}$$

Graficky je tato geometrie znázorněna na obr. 2 a). Pro okamžitý pohyb kola je však rozhodující poloměr $r' \leq r$, viz obr. 2 b). Proto pokud geometrie vstupuje do simulace jako kinematické buzení svislého pohybu kola, je nutné pro její předpis ještě provést přepočet míry $r(\varphi)$ na $r'(\varphi)$.

3.2 Zvolené simulační metody

V rámci simulačních výpočtů zaměřených na analýzu dynamické odezvy průjezdu kola s vadou plochého kola byly uvažovány dva rozdílné přístupy. Parametry modelu vozidla v obou přístupech přibližně odpovídají hnacímu vozidlu metra Škoda 21Mt (viz tab. 1). Model byl rovinný (v rovině X-Z) a zahrnoval jen části příslušné jednomu kolu (kolo, čtvrtina rámu podvozku a osmina skříně), neboť měkké vypružení tvoří jen velmi slabou vazbu mezi koly. Přístupy se liší v modelování kontaktu kolo–kolejnice, samotné kolejnice a jejího uložení.

Tab. 1 Přehled vstupních parametrů pro model vozidla

			vztaženo na jedno kolo		
hmotnost dvojkolí	[kg]	1400	tuhost primárního vypružení	[kN/mm]	1,239
hmotnost podvozku	[kg]	3200	tuhost sekundárního vypružení	[kN/mm]	0,226
hmotnost prázdné skříně vozidla	[kg]	17600	tlumení primárního vypružení	[kNs/m]	15
poloměr kola	[mm]	422,5	tlumení sekundárního vypružení	[kNs/m]	20

V prvním přístupu je uvažován **model tuhé kolejnice** s pražcem (části koleje), který se pohybuje souběžně s modelem vozidla. Hmotnost tohoto tělesa je nastavena na 165 kg a parametry jeho lineárního uložení jsou uvedeny v tab. 2. Model je vytvořen v programu MATLAB/SIMULINK pomocí balíčku SIMSCAPE, pro model kontaktu kolo–kolejnice je použit prvek *Spatial Contact Force*, jehož parametry jsou také uvedeny v tab. 2. Specifickým prvkem tohoto přístupu je model kola, u kterého je definována jeho obvodová geometrie včetně vady a simuluje se přímo odvalování kola po kolejnici.

Tab. 2 Přehled uvažovaných parametrů modelu tuhé kolejnice a kontaktu kolo-kolejnice

uložení části koleje			**kontakt kolo–kolejnice**		
tuhost	[kN/mm]	150	tuhost	[kN/mm]	600
konstanta tlumení	[kNs/m]	150	konstanta tlumení	[kNs/m]	20

Druhý přístup pracuje s **modelem ohybově poddajné kolejnice**. Kolejnice je modelována jako pružný nosník podle Timošenkovy teorie (viz např. [3]), charakterizovaný hustotou, elastickými konstantami a průřezovými parametry. Nosník spočívá na dvouvrstvém podkladu s diskrétními podporami – pražci, přičemž jen přímo mezi kolejnicí a pražcem (na délce podkladnice) je poddajnost rozložena spojitě. Kontakt kola a kolejnice je modelován jako nelineární „hertzovská“ pružina, která přenáší sílu pouze v tlaku. Číselné hodnoty parametrů jsou uvedeny v tab. 3.

Výpočetní řešení tohoto modelu zajišťuje open-source nástroj *railFE*, dostupný z úložiště GitHub [1] a dále dokumentovaný na internetové stránce [2]. V kódu bylo nutno provést několik úprav pro správnou reprezentaci hertzovské pružiny a nerovností koleje. Nástroj využívá linearizaci systému v okolí pracovního bodu; pak lze provést výpočet ve frekvenční oblasti, anebo (s aktualizací matic tuhosti a tlumení v každém kroku) časovou simulaci.

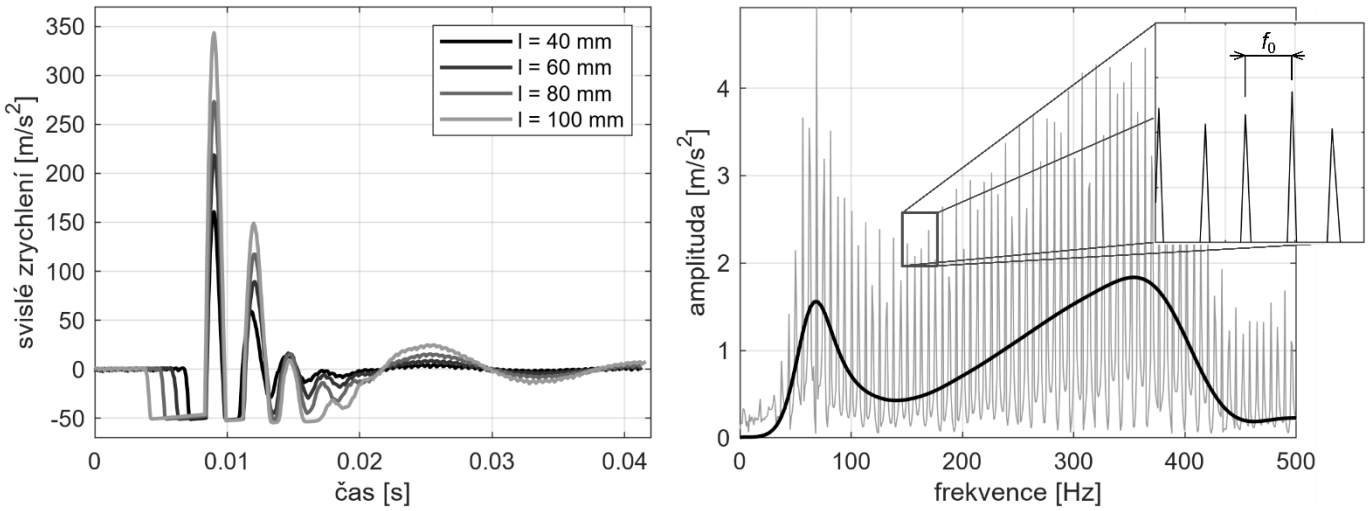
Tab. 3 Parametry modelu s poddajnou kolejnicí

parametry kolejnice			**vztaženo na jedno kolo**		
plocha průřezu kolejnice	[cm^2]	76,9	hmotnost poloviny pražce	[kg]	177,5
moment setrvačnosti průřezu	[cm^4]	3055	tuhost štěrkového lože	[kN/mm]	40
modul pružnosti – tah/tlak	[GPa]	210	tuhost podkladnice	[kN/mm]	200
modul pružnosti – smyk	[GPa]	77	tlumení štěrkového lože	[kNs/m]	47
hustota materiálu	[kg/m^3]	7850	tlumení podkladnice	[kNs/m]	28
smykový součinitel	[1]	0,38	konstanta hertzovské pružiny	[kN/(mm$^{3/2}$)]	6,0·10^4
rozestup pražců	[m]	0,6			

3.3 Výsledky simulací modelu s tuhou kolejnicí

Simulační model vozidla (viz tab. 1) a trati s tuhou kolejnicí (tab. 2) byl použit pro simulační výpočty v časové oblasti. V rámci analýzy byla variována délka vady na kole od 40 mm do 100 mm. Časový záznam svislého zrychlení na kole je zobrazen na obr. 3 vlevo. Z jednotlivých záznamů vyplývá, že velikost dynamické odezvy se zvyšuje s délkou vady na kole. Zároveň lze popis děje (záznamu) rozdělit na tři částí:

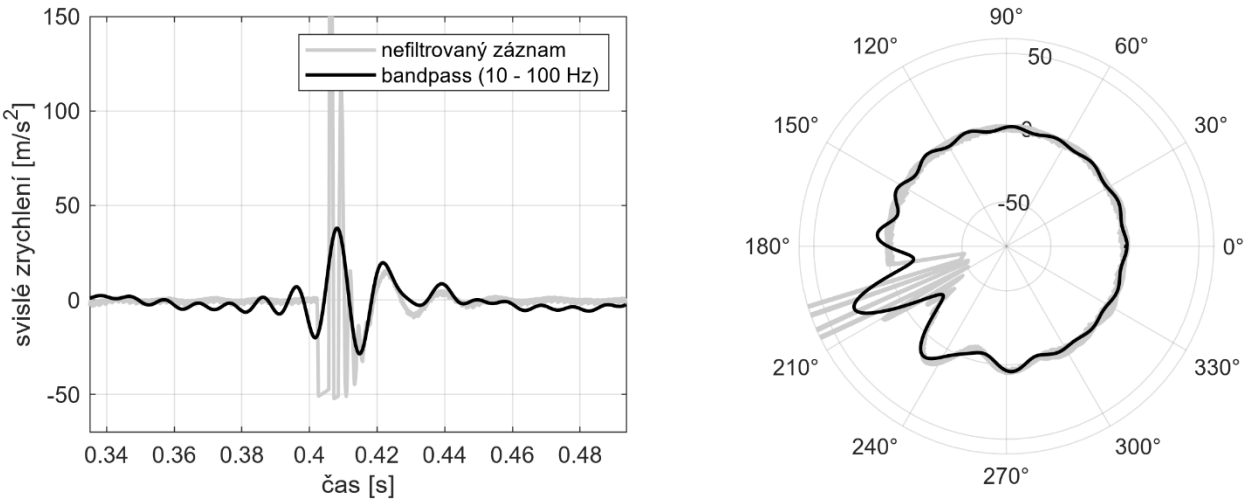
- **0,00 až 0,01 s** – najetí na vadu plochého kola, kolo ztrácí kontakt s kolejnicí a padá dolů se zrychlením daným tíhou a silou akumulovanou ve vypružení.
- **0,01 až 0,02 s** – náraz kola na kolejnici a odskakování kola od kolejnice. Tato část je charakteristická frekvencemi kmitání v pásmu 300 až 350 Hz (viz obr. 3 vpravo).
- **0,02 až 0,04 s** – Dokmitání s nižšími amplitudami a nižší frekvencí pásmu v 60 až 70 Hz (viz obr. 3 vpravo).



Obr. 3 Časové záznamy svislého zrychlení na kole pro různé délky vady (vlevo); frekvenční spektrum pro délku vady 80 mm (vpravo)

Na obr. 3 vpravo je šedou barvou zobrazen výsledek FFT (*Fast Fourier transform*) analýzy několika otáček kola, který je specifický řadou vrcholů, které jsou od sebe vzdáleny vždy o shodnou hodnotu označenou jako f_0. Tato hodnota odpovídá frekvenci otáčení kola (v tomto případě 6,28 Hz pro rychlost jízdy 60 km/h), a tedy i frekvenci výskytu vady plochého kola.

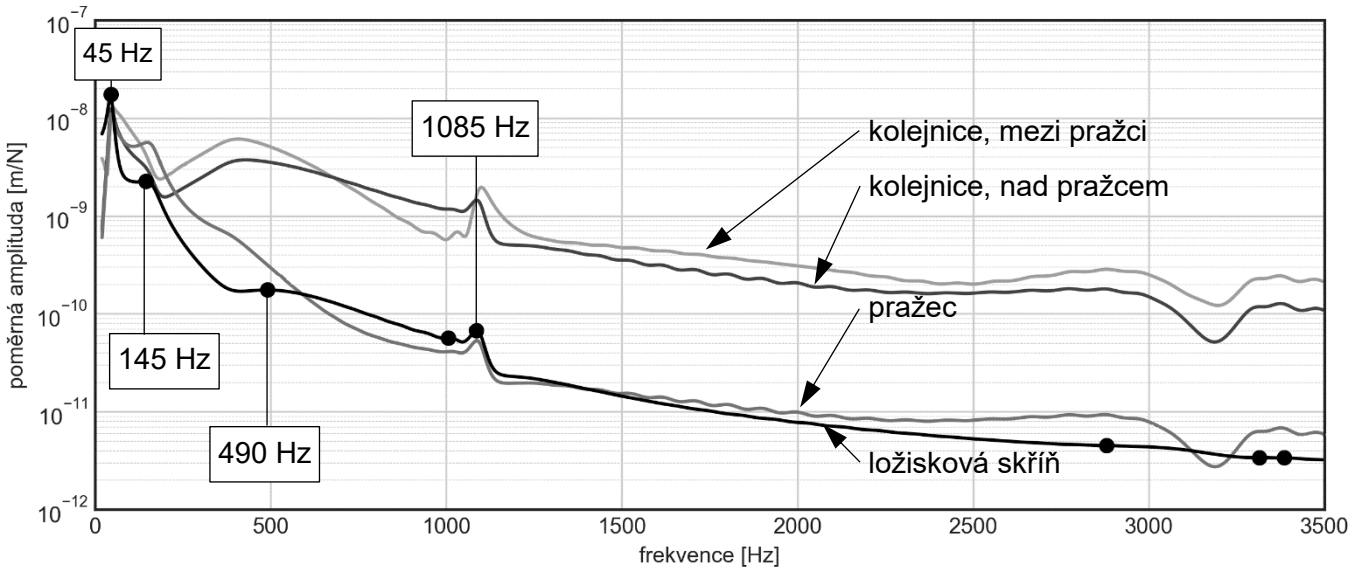
Pro vykreslení dynamické odezvy v časové oblasti (obr. 4 vlevo) lze s výhodou využít také vykreslení záznamu v polárních souřadnicích (viz obr. 4 vpravo). Takové zobrazení zvýrazní opakovatelnost odezvy vůči náhodným odezvám svislých nerovností trati (tím se zabývají např. články [6] a [7]). Na obr. 4 je tučně vykreslen signál filtrovaný pásmovou propustí v rozmezí 10 až 100 Hz, který ze signálu odstraní rychlé děje spojené s nárazem kola na kolejnici a následující odskokem, a naopak zvýrazní dokmitání s nižšími amplitudami, což je vhodné pro porovnání s měřenými daty jako např. na obr. 6 vlevo.



Obr. 4 Časové záznamy svislého zrychlení při přejezdu vady plochého kola v polárních a pravoúhlých souřadnicích (délka vady 80 mm; rychlost jízdy 60 km/h)

3.4 Výsledky simulací modelu s poddajnou kolejnicí

Model s poddajnou kolejnicí byl využit v první řadě pro výpočty ve frekvenční oblasti, kde se určuje přenosová funkce mezi svislým harmonickým buzením v určeném místě soustavy a odezvou na zvolené části (reprezentující měření zrychlení na vozidle nebo koleji) – příklad je na obr. 5.



Obr. 5 Vypočtená odezva na harmonické buzení, které má původ v kontaktu kola a kolejnice, pokud se kolo nachází v polovině vzdálenosti mezi pražci; křivky ukazují amplitudy výchylky jednotlivých hmot vztažené na jednotkovou amplitudu silového buzení v kontaktu kolo–kolejnice

Poloha vrcholů ve spektru se poněkud mění v závislosti na tom, kde je zavedeno buzení a kde se nachází kolo vozidla (nad pražcem nebo mezi pražci), kromě toho přesné hodnoty vlastních frekvencí nemají velkou informační hodnotu, neboť vrcholy jsou zmnoženy velkým počtem stupňů volnosti kolejnice diskretizované konečnými prvky. Obecně však v odezvě na kole (tj. i ložiskové skříni) lze rozeznat frekvence a tvary kmitů uvedené v tab. 4.

Čisté ohybové kmity kolejnice mezi podporami (tvar „pin-pin“), kterými se nejlépe šíří vzruchy v kolejnici [4], lze na vozidle též rozeznat, i když přítomnost hmoty dvojkolí v mezipražcovém úseku mění dynamické vlastnosti. Simulace, ve které model zahrnoval jen samotnou kolej bez vozidla, jasně ukázala vlastní frekvenci „pin-pin“ o velikosti 1070 Hz.

Tab. 4 Výsledky výpočtů s poddajnou kolejnicí ve frekvenční oblasti

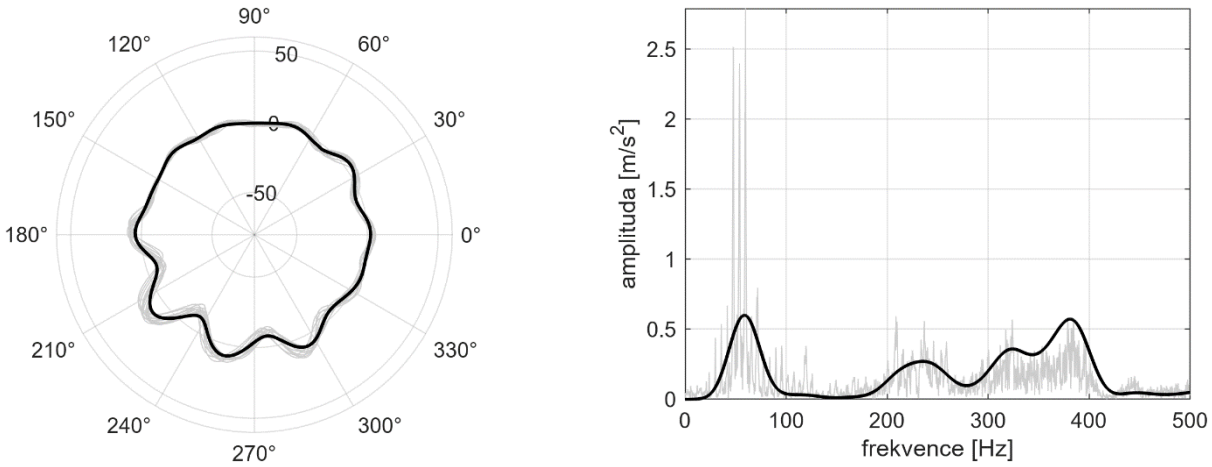
frekvence [Hz]	charakteristika
≤ 10	kmity v rámci primárního a sekundárního vypružení vozidla (nejsou vidět v grafu)
40–50	ohybové kmity kolejnice s dlouhými vlnami, všechny hmoty kmitají v téměř shodné fázi
140–150	kolo kmitá proti kolejnici, uplatňuje se zejména poddajnost v kontaktu kolo–kolejnice
400–500	kolejnice kmitá mezi pražci a kolem
≤ 1000	kmitá převážně kolejnice, s rostoucí frekvencí se mění fázové posuvy a uplatňují se kmity menších vlnových délek

Výsledky simulací v časové oblasti se kvalitativně shodují s tím, co bylo zjištěno s modelem s tuhou kolejnicí (na základě časových průběhů jako na obr. 3 vpravo). Frekvenční obsah v pásmu do 500 Hz má též stejný charakter jako na obr. 3 vlevo, ovšem poloha vrcholů je posunuta: první vrchol je na cca 45 Hz, druhý okolo 150 Hz – jak odpovídá hodnotám v tab. 4. Zdrojem nesouladu jsou odlišnosti v modelu koleje (tuhá oproti poddajné). Zde by bylo možno pro tuhou kolej hledat optimální hodnoty parametrů, zejména délku uvažovaného tuhého segmentu příslušejícího jednomu kolu, aby ve zvoleném kritériu byly rozdíly oproti přesnějšímu modelu minimální. Vzhledem k tomu, že aktuálně nejsou známy parametry skutečné koleje, ke které se simulace vztahují, tento krok realizován nebyl.

Pro srovnání byly dále využity výsledky ze simulace v programu SIMPACK, uvedené v práci [5]. Kvalitativní shoda podporuje správnost zde představených modelů, které pomáhají v pochopení původu kmitů různých frekvencí.

4 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ SIMULACÍ A REÁLNÉHO MĚŘENÍ

Pro porovnání simulací s reálným provozem byly použity data naměřené na soupravách 21Mt v podmínkách metra Varšava. Jedná se o signály svislého zrychlení měřeného na ložiskových skříních jednotlivých dvojkolí naměřená diagnostickým systémem SKF, který je na vozidlech instalován z výroby. Signál je vzorkován frekvencí 1280 Hz. Na obr. 6 lze vidět záznam svislého zrychlení na ložiskové skříni změřený v provozu vozidla typu 21Mt. Na obr. 6 vlevo je zobrazen polární diagram dvanácti otáček kola s jednou vadou (ploškou) na obvodu při rychlosti 60 km/h (šedou barvou) a jejich průměr pro každý úhel otočení (černou barvou). Graf jasně ukazuje dobrou opakovatelnost záznamů mezi otáčkami. Při porovnání s obr. 4 vpravo je vidět podobnost mezi měřením a simulací.



Obr. 6 Odezva změřená za jízdy vozidla 21Mt; vlevo polární diagram záznamu dvanácti otoček kola (filtrováno BP 10–100 Hz); vpravo FFT amplitudové spektrum záznamu

Na obr. 6 vlevo je zobrazeno amplitudové spektrum signálu, kde dominují tři frekvenční oblasti. Při porovnání se simulací (obr. 3 vpravo) lze opět najít shody, zejména v oblasti okolo 50 Hz a okolo 350 Hz. Spektrum také obsahuje špičky, které jsou na frekvenční ose od sebe vzdáleny o frekvenci totožnou s frekvencí otáčení kola.

5 ZÁVĚR

Při vývoji systému on-board diagnostiky pojezdu kolejového vozidla nestačí vybavit vozidlo měřicím zařízením a systémem pro přenos, sdružování a ukládání dat. Je nezbytné vytvořit algoritmy, postupy a nástroje, jimiž lze z dat získat požadované informace. To je úkolem výzkumu, který musí zjistit vazby mezi projevy (měřenými daty) a jejich zdroji (technickým stavem vozidla). Jelikož jednotlivé elementy tohoto systému nelze v praxi snadno řídit a izolovat, využívají se teoretické analýzy a simulační výpočty.

V tomto článku jsou představeny podmínky a výsledky simulačních metod pro hodnocení projevů jednoho konkrétního způsobu zhoršení technického stavu pojezdu vozidla – přítomnost vady (plochy) na jízdní ploše kola. Simulace ukázaly, jaké je dynamické chování kola při přejezdu jednoduše definované plochy v časové a frekvenční oblasti.

Nutno podotknout, že v provozu vznikají vady rozličných velikostí a tvarů, což může komplikovat detekci. Běžným úkazem je také více vad po obvodu kola. Provedené výpočty však ukazují, že lze nalézt obecné charakteristiky v signálu, pomocí kterých lze vady detekovat. Výstupy budou v dalším kroku použity pro návrh algoritmů detekce a kategorizace těchto vad.

Ještě je třeba zmínit dynamickou odezvu tratě, která může představovat překážku pro detekci vad kola, protože nerovnosti na trati mohou vytvářet podobné odezvy. Stále je potřeba mít na paměti, že se jedná o interakci vozidla a koleje – obě části se podílí na výsledném signálu. Znalost infrastruktury, po které vozidlo jede, je nezbytné k tomu, aby se předešlo chybným závěrům, tedy je potřeba eliminovat vliv tratě či alespoň porovnávat odezvy získané ve stejném traťovém úseku.

Výzkum byl financován se státní podporou Technologickou agenturou ČR a Ministerstvem dopravy ČR v rámci projektu *On board diagnostika pojezdu kolejových vozidel* č. CL01000243 v programu TAČR DOPRAVA 2030.

◆◆

Literatura

[1] HOELZL, C. *railFE: Simplified Vehicle Track Interaction Model.* Online. GitHub. Dostupné z: https://github.com/CyprienHoelzl/railFE/. [citováno 2025-06-02]

[2] HOELZL, C. *railFE User Guide*. Online. Dostupné z: https://railfe.readthedocs.io. [citováno 2025-06-02]

[3] JULIŠ, K., BREPTA, R. et al. *Mechanika II. díl. – Dynamika*. Technický průvodce, svazek 66. Praha: SNTL, 1987.

[4] VOLTR, P., VÁGNER, J., KOHOUT, M., HÁBA, A., LIBEROVÁ, S. *Analýza dynamického chování koleje pro účely diagnostiky pojezdu kolejových vozidel*. Zpráva DiPo-22-PV-01. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2022.

[5] VÝMOLA, L. *On-board diagnostika pojezdu kolejových vozidel*. Diplomová práce. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2022.

[6] ZHOU, Y., VUITTON, J., TIAN, Q., HECHT, M. Wheel flat detection by using the angular domain synchronous averaging method and axle box acceleration: Simulation and experiment. *Measurement*. Vol. 230 (2024). ISSN 0263-2241.

[7] ZHOU, Y., TIAN, Q., HECHT, M. Wheel flat detection on railway vehicles using the angular domain synchronous averaging method: An experimental study. *Structural Health Monitoring*. Vol. 23 (2024), no. 1, s. 343–359. ISSN 1475-9217.

Zasláno / received: 09. 07. 2025, přijato / accepted: 30. 07. 2025, publikováno / published: 17. 09. 2025.

Příspěvek recenzovali / The paper was reviewed by: doc. Ing. Ivan Mazůrek, CSc. (Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství), prof. Ing. Daniel Kalinčák, PhD. (Žilinská univerzita v Žiline, Strojnícka fakulta).

SOUČASNÉ PROBLÉMY V KOLEJOVÝCH VOZIDLECH

XXVII. konference s mezinárodní účastí
17.–19. září 2025, Česká Třebová

ÚPRAVY ČSN 73 4959 S DŮRAZEM NA SMĚROVÉ A VÝŠKOVÉ POŽADAVKY NA NÁSTUPNÍ HRANY NÁSTUPIŠŤ

UPDATE OF ČSN 73 4959 WITH EMPHASIS ON HORIZONTAL AND VERTICAL REQUIREMENTS ON BOARDING EDGES OF PLATFORMS

Petr VNENK[1], Vladimír TOMANDL[2], Karel FRIDRICH[3]

e-ISBN: 978-80-7560-564-1
DOI: 10.46585/spkv20252673
ISSN: 3029-8342
CC BY

Abstrakt

Článek představuje vybrané úpravy v rámci revize normy ČSN 73 4959 s důrazem na směrové a výškové požadavky na nástupní hrany nástupišť výšky 550 mm nad spojnicí temen kolejnic. Popisuje úpravu jmenovité vodorovné vzdálenosti nástupní hrany od osy přilehlé koleje v kontextu požadavků TSI INF a prostorové průchodnosti tratí. Dále rozebírá výškové požadavky na nástupní hranu zejména s ohledem na požadavky úrovňového nástupu do vozidla podle TSI PRM a diskutuje nutnost koordinovaného postupu manažera infrastruktury a zejména výrobců vozidel s cílem požadavkům úrovňového nástupu do vozidel plně vyhovět.

Klíčová slova

nástupiště, interoperabilita, směrové řešení, výškové řešení, přístupnost

Abstract

This paper presents selected updates of the ČSN 73 4959 with emphasis on horizontal and vertical alignment requirements on boarding edges of railway platforms with a height of 550 mm above the top of the rail. It describes modifications of the nominal horizontal length between the boarding edge and the axis of adjacent track in the context of TSI INF requirements and structural gauging. Furthermore, it examines vertical requirements on the boarding edge, specifically considering the requirements of level access to the vehicle according to TSI PRM and discusses the urgency of coordinated action of the infrastructure manager and rolling stock producers to fully meet the level access requirements.

Keywords

platform, interoperability, horizontal alignment, vertical alignment, accessibility

[1] **Ing. Petr Vnenk, Ph.D.**, 0000-0003-2209-5082. Správa železnic, státní organizace, Generální ředitelství, Odbor traťového hospodářství, Oddělení železničního svršku. Dlážděná 1003/7, 110 00 Praha 1, Česká republika, pracoviště: Hlaváčova 206, 530 02 Pardubice, tel.: +420 724 108 660, e-mail: vnenkp@spravazeleznic.cz

[2] **Ing. Vladimír Tomandl, Ph.D.** Správa železnic, státní organizace, Generální ředitelství, Odbor traťového hospodářství, Oddělení železničního spodku. Dlážděná 1003/7, 110 00 Praha 1, Česká republika, pracoviště: Kounicova 688/26, 611 43 Brno, tel.: +420 607 943 605, e-mail: tomandl@spravazeleznic.cz

[3] **Ing. Karel Fridrich**. Správa železnic, státní organizace, Generální ředitelství, Odbor projektování staveb. Dlážděná 1003/7, 110 00 Praha 1, Česká republika, pracoviště: Sokolovská 1955/278, 190 00 Praha 9, tel.: +420 602 269 052, e-mail: fridrich@spravazeleznic.cz

1 ÚVOD

Základní hodnotou, která se ustálila pro úrovňový přístup do železničního vozidla v České republice, je výška 550 mm nad spojnicí temen kolejnic. Jedná se o jednu z výšek, která je plně v souladu s TSI INF a umožňuje interoperabilní provoz vlaků v evropské železniční síti [1–3]. TSI PRM pak pro úrovňový nástup do vlaků stanovuje největší hodnoty vodorovné a svislé vzdálenosti mezi nástupní hranou a nástupním prostorem vozidla. U vodorovné vzdálenosti jde o hodnotu 75 mm [4]. Vodorovnou vzdálenost je možno redukovat předsuvnou plošinou na vozidle. Problematičtější situace nastává u svislé vzdálenosti. Ta je pro úrovňový přístup definována TSI PRM maximální hodnotou 50 mm [4]. V případě, že bude tato hodnota překročena, předsuvná plošina nepomůže, neboť ani při utvoření mezilehlého schodu není požadavek na svislou vzdálenost nástupní hrany nástupiště a nástupního prostoru vozidla splněn.

V rámci revize normy ČSN 73 4959 prováděné v letech 2024 a 2025 byla provedena řada úprav vyplývajících z provozních zkušeností z doby od vydání posledního znění této normy v roce 2009, z potřeb vyvstalých změnami jiných normativních dokumentů a technického vývoje posledních dekád. Vybrané důležité změny normy jsou představeny v kapitole 2. Z hlediska geometrie návrhu nástupních hran nástupišť jsou však nejdůležitější úpravy směrových a výškových požadavků na nástupní hrany, jež jsou detailně popsány v kapitolách 3 a 4.

Úpravy geometrie návrhu nástupních hran nástupišť vyplývají právě ze snahy zkoordinovat normu ČSN 73 4959 s požadavky TSI INF a TSI PRM. Jak se ale při práci na úpravách ukázalo, zejména pro splnění požadavků na svislou vzdálenost úrovňového přístupu mezi nástupištěm o výšce nástupní hrany 550 mm nad spojnicí temen kolejnic a nástupním prostorem vozidla je nezbytná součinnost mezi vlastníkem infrastruktury a výrobci vozidel, neboť opatřeními pouze na jedné z těchto stran není možno požadavky TSI PRM v této oblasti zcela zajistit.

Předkládaný článek shrnuje úpravy v rámci revize normy ČSN 73 4959, klade za cíl představit problematiku požadavků na svislou vzdálenost mezi nástupištěm a nástupním prostorem vozidla stanovenou TSI PRM z pohledu manažera infrastruktury a zejména zahájit diskusi mezi manažerem infrastruktury, výrobci vozidel a dalšími stakeholdery pro budoucí zajištění úrovňových přístupů do vozidel plně odpovídajících požadavkům TSI PRM.

2 VYBRANÉ ÚPRAVY V RÁMCI REVIZE NORMY ČSN 73 4959

V návrhu revize normy ČSN 73 4959 byly vyjma změněných směrových a výškových požadavků na nástupní hrany, které jsou detailně popsány v kapitolách 3 a 4, upraveny zejména následující body.

Nově je definováno *nástupiště společné (sdílené)* jako nástupiště s nástupní hranou určenou pro železniční dopravu a protilehlou hranou určenou pro jiný druh veřejné hromadné dopravy. Jeho šířka vychází z šířky vnějšího nástupiště, která je zvětšena o požadovanou šířku nástupní a výstupní plochy autobusové, trolejbusové nebo tramvajové zastávky a průběžné komunikace pro chodce. Nejmenší šířka společného (sdíleného) nástupiště je 4,60 m, největší šířka je 12,90 m v případě koleje pro rychlost do 160 $km \cdot h^{-1}$ včetně, resp. 13,40 m v případě koleje pro rychlost vyšší než 160 $km \cdot h^{-1}$ a nanejvýš 200 $km \cdot h^{-1}$.

Rovněž je nově definována *vyhrazená zóna nástupiště* jako dopravní plocha, která slouží pro specifické účely provozovatele dráhy, provozovatelů drážní dopravy nebo pro komerční využití, a která neslouží k nástupu do vlaků a výstupu z vlaků nebo pro manipulaci se zavazadly a zásilkami, ani primárně neslouží pro přístup na nástupiště. Tato plocha bezprostředně navazuje na plochu nástupiště určenou k nástupu do vlaků a výstupu z vlaků a není-li vymezení zóny zřejmé, je vyznačena vizuálně a případně i hmatově vnímatelnými prvky.

Požadavky na *protismykové vlastnosti povrchů nástupišť* jsou zpřísněny. Minimální součinitel smykového tření zjišťovaný podle ČSN 74 4507 je 0,6. Alternativně je možné doložit splnění požadavků na protismykové vlastnosti hodnotou výkyvu kyvadla minimálně 50 zjišťovanou podle ČSN EN 13036-4 nebo úhlem skluzu alespoň 19° zjišťovaným zkouškou na nakloněné rovině v obuvi podle ČSN EN 16165.

Nástupiště u koleje s rychlostí nad 160 km·h^{-1} do 200 km·h^{-1} se budou vybavovat výstražnými piktogramy s doplňujícím textem na mimoúrovňových přístupech, resp. výstražnými tabulemi u přístupů mimo kolejiště, viz obr. 1. V blízkosti přístupů na tato nástupiště musejí být prostory jednoduše identifikovatelné pro osoby se zrakovým znevýhodněním jako bezpečná oblast před vlivy projíždějících drážních vozidel. Pro tyto účely slouží např. prvky mobiliáře, přístřešky pro cestující nebo zábradlí podél nástupištní hrany, která nepřiléhá ke koleji. Přístup do těchto prostor musí být vyznačen hmatově vnímatelnými prvky. Informace o rychlosti vlaků se uvádí rovněž na hmatných (haptických) štítcích. Nástupní hrany u koleje s rychlostí nad 160 km·h^{-1} do 200 km·h^{-1} se vybavují prvky vizuálního informačního systému poskytujícími pro osoby se zrakovým znevýhodněním při aktivaci povelovým vysílačem varování před možným průjezdem drážního vozidla podél této hrany bez ohledu na potřebu zobrazení vlaku. Shodou okolností se právě letošního léta prvně na české železniční síti začíná jezdit rychlostí 200 km·h^{-1}, a to v úsecích Soběslav – Planá n. L. a Sudoměřice – Votice, takže v těchto úsecích budou výstražné piktogramy a výstražné tabule upozorňovat na rychlost 200 km·h^{-1} poprvé.



Obr. 1 Vzory výstražného piktogramu a výstražné tabule u přístupu na nástupiště u koleje s rychlostí nad 160 km·h^{-1} do 200 km·h^{-1} včetně

Upřesňují se pravidla pro zřízení *centrálních přechodů*. Na dvoukolejných centrálních přechodech se za překážku v rozhledu nově považují i stojící drážní vozidla šířky 3,20 m, tj. hrana vozidla 1,60 m od osy koleje, na koleji bližší k rozhlížejícímu se cestujícímu, přičemž tato kolej může být dopravní, manipulační a pro zvláštní určení, na kterých mohou být tato drážní vozidla odstavena nebo zastavena. Pro centrální přechod bez výstražného zařízení pro přechod kolejí to v praxi znamená buď navrhnout přechod jen přes jednu kolej, případně u dvoukolejného přechodu stanovit výrazně omezující podmínky pro odstavení vozidel na bližší kolej (např. přípustnost stání vozidel jen na tu stranu od přechodu, odkud vlak na přechod nepřijíždí). Připouští se centrální přechody maximálně přes dvě koleje. Pokud je nutné překonat více kolejí, lze navrhnout soustavu centrálních přechodů dělených přístupy na nástupiště.

Vyjma části uvedené výše a dále v kapitolách 3 a 4 bylo v rámci revize normy ČSN 73 4959 provedeno mnoho dalších dílčích úprav, jejichž výčet přesahuje rozsah tohoto článku.

3 SMĚROVÉ POŽADAVKY NA NÁSTUPNÍ HRANY

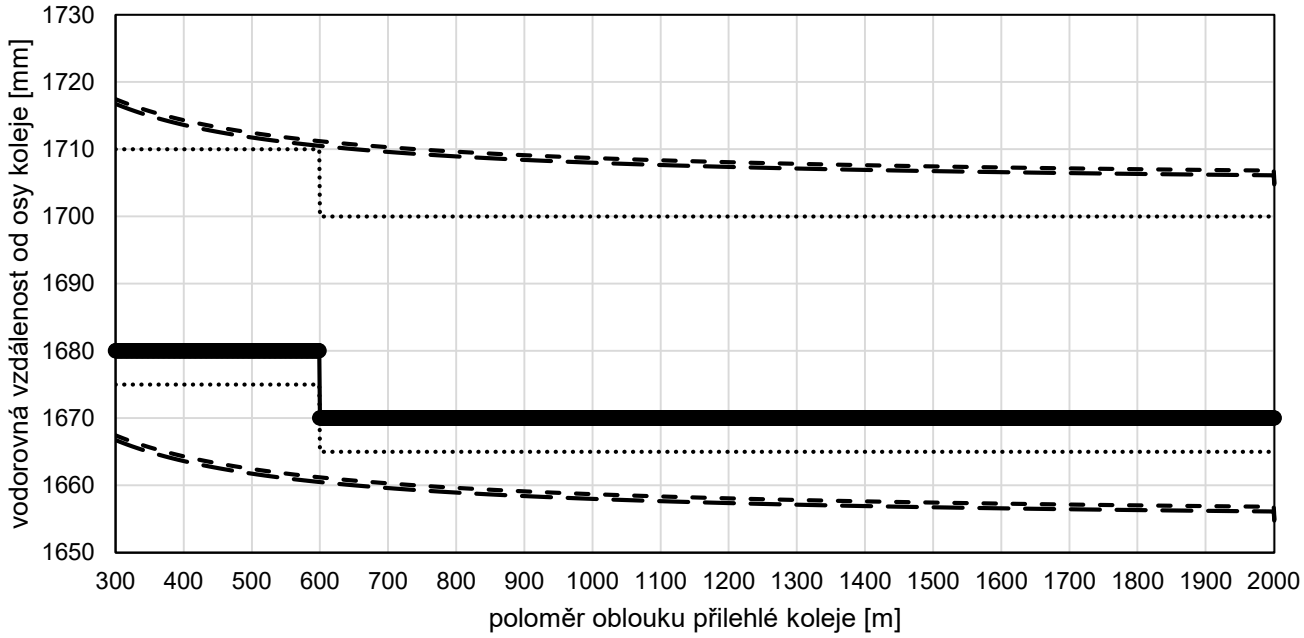
V oblasti směrových požadavků na nástupní hrany nástupišť výšky 550 mm nad spojnicí temen kolejnic jsou zvažovány dva klíčové body: určení vzdálenosti nástupní hrany v závislosti na poloměru oblouku přilehlé koleje a problematika oblouku poloměru menšího než 300 m ve vzdálenosti do 25 m od konce nástupiště.

3.1 Určení vzdálenosti nástupní hrany v závislosti na poloměru oblouku přilehlé koleje

TSI INF stanovuje, že nástupní hrana má být umístěna v rozmezí 0 až 50 mm od jmenovitého průjezdného průřezu [1]. Jmenovitý průjezdný průřez je možno vypočítat podle evropské normy ČSN EN 15273-3 nebo podle české normy ČSN 73 6320. Evropské normy přitom stanovují jmenovitý průjezdný průřez, mezní průjezdný průřez pro instalaci objektů a mezní průjezdný průřez pro ověření umístění objektů [5]. Dále stanovují, že pro umístění nástupiště je možno postupovat podle výpočtu mezního průjezdného průřezu pro instalaci objektů [5]. Pro určení vzdálenosti nástupní hrany od osy

přilehlé koleje byl však při úpravě normy ČSN 73 4959 použit výpočet jmenovitého průjezdného průřezu podle české normy ČSN 73 6320, který v oblasti šířkového uspořádání velmi přesně odpovídá výpočtu jmenovitého průjezdného průřezu podle ČSN EN 15273-3 [5, 6]. Oproti meznímu průjezdnému průřezu pro instalaci objektů je tak nástupiště umístěno na stranu bezpečnou, požadavek na jeho umístění vůči jmenovitému průjezdnému průřezu je ovšem splněn.

Obr. 2 znázorňuje průběh extrémních hodnot jmenovitého průjezdného průřezu a jmenovitého průjezdného průřezu zvětšeného o 50 mm v rozmezí poloměrů 300 m až 2000 m a projektované vzdálenosti *L* nástupní hrany výšky *H* = 550 mm od osy přilehlé koleje včetně dovolených provozních odchylek.



Obr. 2 Průběh extrémních hodnot jmenovitého průjezdného průřezu a jmenovitého průjezdného průřezu zvětšeného o 50 mm s vyznačením projektované vzdálenosti *L* nástupní hrany výšky *H* = 550 mm od osy přilehlé koleje včetně dovolených provozních odchylek. Jmenovitý průjezdný průřez a jeho o 50 mm zvětšená hodnota pro vnitřní stranu oblouku jsou znázorněny čárkovanou čarou kratšími čarami, jmenovitý průjezdný průřez a jeho o 50 mm zvětšená hodnota pro vnější stranu oblouku jsou znázorněny čárkovanou čarou delšími čarami, projektovaná vzdálenost nástupní hrany *L* od osy přilehlé koleje je znázorněna tlustou plnou čarou a její dovolené kladné a záporné odchylky tečkovaně

Jak je z obr. 2 patrné, z původního znění normy ČSN 73 4959 byly ponechány projektované vzdálenosti *L* nástupní hrany od osy přilehlé koleje v hodnotě 1670 mm a 1680 mm s tím, že hraniční poloměr směrového oblouku koleje mezi oběma hodnotami vzdálenosti byl snížen z původních 1500 m na 600 m, který lépe odpovídá mezím jmenovitého průjezdného průřezu, resp. mezím jmenovitého průjezdného průřezu zvětšeného o 50 mm. Provozní odchylky je doporučeno v ČSN 73 6360-2 [8] upravit na hodnoty v rozmezí -5 mm až +30 mm, čímž bude zajištěn soulad s TSI INF pro umístění nástupiště jak do přímé koleje, tak do oblouku jakéhokoliv poloměru většího nebo rovného 300 m.

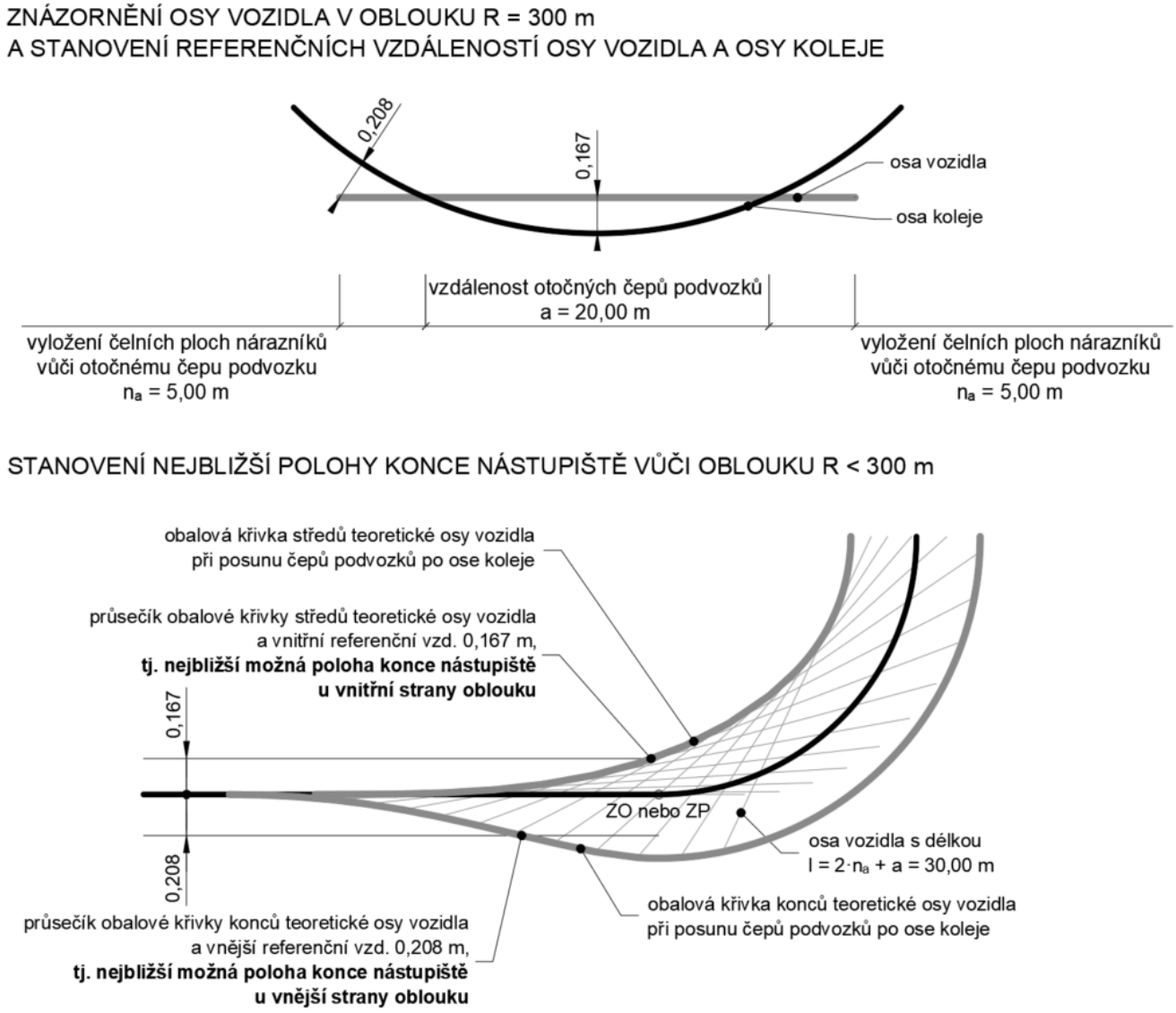
3.2 Oblouk poloměru menšího než 300 m ve vzdálenosti do 25 m od konce nástupiště

Pokud je třeba umístit nástupiště o výšce nástupní hrany 550 mm nad spojnicí temen kolejnic v bližší vzdálenosti než 25 m od oblouku poloměru menšího než 300 m (resp. od místa přechodnice s křivostí 1/300 m^{-1}), je nutné posoudit přípustnost takového návrhu, aby nedošlo ke kolizi vozidla a nástupiště. Vzdálenost 25 m je přitom určena z definice referenčního vozidla podle ČSN EN 15273-1 a ČSN 73 6320 jako vozidlo o délce 30 m a vzdáleností otočných čepů podvozků 20 m [6, 7]. Tuto povinnost stanoví norma již nyní, ale nenavrhuje konkrétní postup. S ohledem na opakované dotazy projektantů byla jedna z možných metod posouzení do normy doplněna.

Jednou z možností takového posouzení je grafická porovnávací metoda. Jejím principem je porovnání odchýlení teoretické osy referenčního vozidla od osy koleje v blízkosti začátku oblouku, v porovnání s odchýlením v oblouku poloměru 300 m.

V oblouku poloměru R = 300 m dosahuje referenční vzdálenosti středu teoretické osy vozidla od osy koleje směrem ke středu oblouku 167 mm, resp. konců teoretické osy vozidla od osy koleje směrem vně oblouku 208 mm. V posuzovaném případu je tak třeba prověřit, v jaké poloze vozidla v oblouku dojde k dosažení (překročení) uvedených referenčních vzdáleností. Kolej je v návrhu reprezentována její osou, vozidlo je reprezentováno úsečkou délky 30 m, přičemž tato úsečka musí v bodech vzdálených 5 m od konců ležet na ose koleje. Znázornění postupu při této grafické porovnávací metodě je zobrazeno na obr. 3.

Uvedeným postupem lze například doložit, že při návaznosti přímé koleje na kružnicový oblouk poloměru 200 m bez přechodnice je možné umístit nástupiště do přímého úseku z vnitřní strany navazujícího oblouku s ukončením až bezprostředně u začátku kružnicového oblouku, tedy není nutné nástupiště o 25 m oddalovat.



Obr. 3 Grafická porovnávací metoda pro prověření umístění nástupiště blíže než 25 m od oblouku poloměru menšího než 300 m, případně přechodnice odpovídající křivosti

V případě, že ve vzdálenosti 25 m od konce nástupiště se nachází vzestupnice, musí být obdobně posouzen vliv změny naklonění.

4 VÝŠKOVÉ POŽADAVKY NA NÁSTUPNÍ HRANY

4.1 Vstupní parametry

Při zanedbání kvazistatických náklonů vozidlové skříně ve směrovém oblouku, které v úrovni nástupišť dosahuje hodnot nanejvýš 1 až 2 mm ve svislém směru, vstupují do úvahy o vzájemné poloze nástupní hrany a podlahy nástupního prostoru vozu tři základní parametry:

- výška podlahy nástupního prostoru vozu,
- výškové provozní odchylky nástupní hrany,
- vzepětí výškového zakružovacího oblouku na lomu sklonu, mezi otočnými čepy kolejového vozidla.

Pro účely bezbariérovosti stanovuje TSI PRM podmínku maximálního výškového stupně mezi nástupní hranou a podlahou nástupního prostoru vozu 50 mm [4].

4.2 Určení mezí vstupních parametrů

Většina provozovaných nízkopodlažních vozidel v České republice – a všechna moderní nízkopodlažní vozidla – mají vzduchové sekundární vypružení, které automaticky reguluje výšku podlahy nástupního prostoru vozu s ohledem na zatížení vozu do konstantní výšky. Tento systém nezohledňuje pokles podlahy vozu vlivem ojetí dvojkolí. Ojetí dvojkolí je kompensováno mechanickými vložkami vypružení typicky o tloušťce 10 mm. Podlaha nástupního prostoru vozu se tedy pohybuje ve výškovém rozmezí 10 mm.

V normě ČSN 73 6360-2 jsou definovány výškové provozní odchylky nástupní hrany od úrovně 550 mm nad spojnicí temen kolejnic v rozmezí +0/-30 mm [8].

Vzepětí výškového zakružovacího oblouku lze zjednodušeně (ovšem vzhledem k použití parabolického zakružení na stranu bezpečnou) vyjádřit rovnicí

$$f = \frac{b^2}{8R} \tag{1}$$

kde *f* je vzepětí oblouku [m], *b* je vzdálenost otočných čepů referenčního vozidla [m] a *R* je poloměr výškového zakružovacího oblouku [m].

Norma ČSN 73 6360-1 definuje mezní a minimální hodnoty poloměrů výškových oblouků podle následujících vztahů [9]

$$R_{\mathrm{V,lim}} = 2000\ \mathrm{m} \tag{2}$$

$$R_{\mathrm{V,min}} = 1000\ \mathrm{m} \tag{3}$$

Normy ČSN EN 15273-1 a ČSN 73 6320 definují největší vzdálenost otočných čepů referenčního vozidla jako [6, 7]

$$b = 20\ \mathrm{m} \tag{4}$$

Po dosazení hodnot (2) – (4) do vztahu (1) dostaneme hodnoty vzepětí výškového zakružovacího oblouku pro mezní a minimální hodnoty poloměrů výškových oblouků

$$f_{\mathrm{lim}} = 0{,}025\ \mathrm{m} \tag{5}$$

$$f_{\mathrm{min}} = 0{,}050\ \mathrm{m} \tag{6}$$

4.3 Kombinace hodnot vstupních parametrů

Pro dosažení reálných hodnot, které umožní splnit požadavky TSI PRM pro bezbariérovost není možno využít extrémní hodnoty vstupních parametrů. Rovnou lze vyloučit hodnotu vzepětí f_{min}, která by sama o sobě vyčerpala toleranci TSI PRM. Dále bude proto uvažováno pouze nanejvýš s hodnotou f_{lim}.

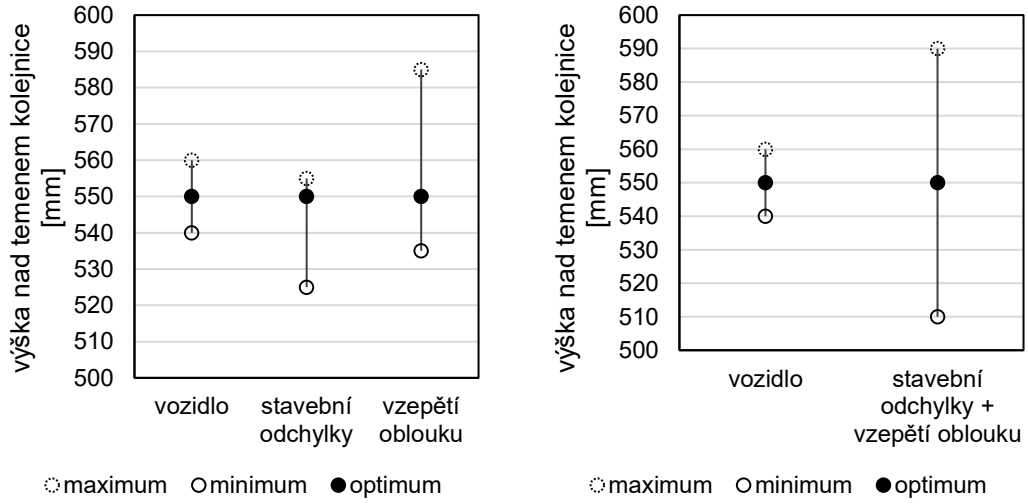
Výška podlahy nástupního prostoru vozu se pohybuje v různých úrovních až po 600 mm. S touto výškou také nelze uvažovat, neboť by toleranci TSI PRM také sama vyčerpala.

Při návrhu nástupišť i kolejových vozidel je tedy pro splnění podmínek TSI PRM potřeba vzájemná koordinace. Reálné je uvažovat s výškou podlahy nástupního prostoru vozu 550 ±10 mm, v níž bude zohledněn vliv ojetí dvojkolí, který není kompensován vzduchovým sekundárním vypružením. Lze předpokládat, že z uvedeného rozmezí 550 ±10 mm bude preferován výškový interval 550–560 mm, aby nebyla nástupní plocha ve voze níže než nástupiště. Vzhledem ke stávajícím stavebním odchylkám popsaným v kapitole 4.2, tedy, že je kritičtější situace s vyšší výškou podlahy nástupního prostoru vozu, lze proto odhad 550 ±10 mm ponechat.

4.4 Úprava parametrů výšky nástupní hrany v rámci revize normy ČSN 73 4959

V rámci revize normy ČSN 73 4959 byly upraveny požadavky na výšku nástupní hrany tak, aby alespoň infrastrukturní strana norem souhrnně respektovala požadavek TSI PRM pro bezbariérový přístup ve výškovém rozsahu 50 mm. Bylo upřednostněno zachování současných velikostí stavebních a provozních odchylek s tím, že nulová kladná odchylka bude – podobně jako u šířkového uspořádání – zvětšena na +5 mm.

Vzhledem k tomu, že stávající projekční a provozní parametry v součtu přesahují zmíněný rozsah 50 mm a rozsah provozních odchylek bylo požadováno zachovat (pouze jej na svislé ose posunout), je nutno omezit projekční parametry zaoblení lomů sklonu při umístění u nástupišť. Přehled doporučených odchylek pak uvádí obr. 4.



Obr. 4 Přehled doporučených odchylek (a) samostatně, (b) seskupeně pro vozidlovou a infrastrukturní část

Uvedená opatření bude nutno zahrnout i do úpravy norem ČSN 73 6360-1 a ČSN 73 6360-2, navrhovaná znění jsou následující.

V normě ČSN 73 6360-1 v části 9.3.5 upravit předposlední a doplnit následující odstavec:

Zaoblení lomu sklonu nesmí zasahovat do točnice, přesuvny, kolejové váhy, kolejové brzdy, dilatačního zařízení u mostu a zdvihacího pole mostu. Nemá zasahovat na čisticí jámu, k nakládací rampě, do železničního přejezdu s pozemní komunikací, do výhybky a výhybkových konstrukcí a k nástupní hraně nástupiště. Tato omezení platí i pro zaoblení lomu sklonu u krajních bodů vzestupnice.

Je-li nutné umístit lom sklonu k nástupní hraně nástupiště, potom poloměr zaoblení vypuklého lomu sklonu nemá být menší než $R_{V,lim}$ = 2000 m a vydutého lomu sklonu $R_{V,lim}$ = 3500 m. Pokud je nezbytné umístit k nástupní hraně nástupiště lom sklonu o menším poloměru zaoblení, podléhá takové řešení souhlasu vlastníka dráhy.

V normě ČSN 73 6360-2 v části 6.4.1 upravit třetí odstavec:

Absolutní výšková odchylka VKa *nivelety temene nepřevýšeného kolejnicového pásu od její projektované nadmořské výšky nesmí být při přejímce prací větší než +10 mm, -20 mm, přičemž vzájemná výšková vzdálenost spojnice temen kolejnicových pásů a horní plochy nástupiště v projektované výšce 550 mm musí být dodržena v hodnotách -15 mm, +5 mm.*

V normě ČSN 73 6360-2 v části 7.5.1 upravit druhý odstavec:

Vzájemná výšková vzdálenost spojnice temen kolejnicových pásů a horní plochy nástupiště v projektované výšce 550 mm musí být dodržena v hodnotách -25 mm, +5 mm.

Úpravy těchto norem jsou v současnosti připravovány. Aktualizace by tak měla probíhat bez prodlení.

5 ZÁVĚR

V předloženém článku byly představeny vybrané úpravy normy ČSN 73 4959 tak, jak bylo jejich znění sestaveno pracovní skupinou zabývající se revizí zmíněné normy. Speciální pozornost byla věnována směrovým a výškovým požadavkům na nástupní hrany nástupišť výšky 550 mm nad spojnicí temen kolejnic, u nichž bylo snahou nastavit takové parametry, které budou plně v souladu s TSI INF a TSI PRM.

Při těchto úpravách vyšlo najevo, že splnění svislé vzdálenosti mezi nástupní hranou nástupiště a nástupním prostorem vozidla požadované TSI PRM není realizovatelné bez spolupráce manažera infrastruktury a výrobců vozidel. I při implementaci omezení pro poloměry zakružovacích oblouků lomů sklonu a změně provozních odchylek výšky nástupní hrany na +5 mm a -25 mm je nutno zajistit výšku nástupního prostoru vozidel v rozmezí 540 mm až 560 mm nad spojnicí temen kolejnic. Tyto odchylky by měly být dostatečné i při předpokládané preferenci vyššího umístění podlahy vozu, tedy do jmenovité výšky 560 mm nad temenem kolejnice. Případná potřeba většího rozmezí pro jmenovitou hodnotu výšky nástupního prostoru vozidel a její odchylky ze strany výrobců vozidel by nutně vedla k potřebě dalších omezení na straně infrastruktury a opačně.

Představená problematika je tak příspěvkem k diskusi nad nastavením jednotlivých provozních odchylek a geometrických prvků na straně infrastruktury a vozidel se snahou o dosažení plného souladu s požadavky úrovňového přístupu mezi nástupištěm a kolejovými vozidly podle TSI PRM.

◆◆

Literatura

[1] Nařízení Komise (EU) č. 1299/2014 ze dne 18. listopadu 2014 o technických specifikacích pro interoperabilitu subsystému infrastruktura železničního systému v Evropské unii. In: *Úřední věstník Evropské Unie*. L 356, 12. 12. 2014.

[2] FREYSTEIN, H., MUNCKE, M., SCHOLLMEIER, P. *Handbuch Entwerfen von Bahnanlagen*. 3. auflage. Hamburg: DVV Media Group GmbH, 2015. ISBN 978-3-96245-040-3.

[3] JÄNSCH, E. Querschnittsgestaltung der Bahnanlagen. In: FENDRICH, L., FENGLER, W. (ed.). *Handbuch Eisenbahninfrastruktur*. Springer-Verlag GmbH Deutschland, 2019, s. 327–355. ISBN 978-3-662-56061-7.

[4] Nařízení Komise (EU) č. 1300/2014 ze dne 18. listopadu 2014 o technických specifikacích pro interoperabilitu týkajících se přístupnosti železničního systému Unie pro osoby se zdravotním postižením a osoby s omezenou schopností pohybu a orientace. In: *Úřední věstník Evropské Unie*. L 356, 12. 12. 2014.

[5] ČSN EN 15273-3+A1:2017. *Železniční aplikace – Průjezdné průřezy tratí a obrysy vozidel – Část 3: Průjezdné průřezy tratí*.

[6] ČSN 73 6320:2019. *Prostorová průchodnost na dráze celostátní, drahách regionálních a místních a vlečkách normálního rozchodu – Národní požadavky*.

[7] ČSN EN 15273-1+A1:2017. *Železniční aplikace – Průjezdné průřezy tratí a obrysy vozidel – Část 1: Obecně – Společné zásady pro infrastrukturu a vozidla*.

[8] ČSN 73 6360-2:2009. *Konstrukční a geometrické uspořádání koleje železničních drah a její prostorová poloha – Část 2: Stavba a přejímka, provoz a údržba.*

[9] ČSN 73 6360-1:2020. *Konstrukční a geometrické uspořádání koleje železničních drah a její prostorová poloha – Část 1: Projektování.*

Zasláno / received: 19. 06. 2025, přijato / accepted: 07. 07. 2025, publikováno / published: 17. 09. 2025.

Příspěvek recenzovali / The paper was reviewed by: doc. Ing. Otto Plášek, Ph.D. (Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební), Ing. Marek Pětioký, Ph.D. (Výzkumný Ústav Železniční, a.s. (VUZ)).

SOUČASNÉ PROBLÉMY V KOLEJOVÝCH VOZIDLECH

XXVII. konference s mezinárodní účastí
17.–19. září 2025, Česká Třebová

ADHEZNÍ PODMÍNKY S VLIVEM TUHÉHO MAZIVA NA OKOLKY – TESTY NA KLADKOVÉM STAVU

ADHESION CONDITIONS UNDER THE INFLUENCE OF SOLID FLANGE LUBRICANTS – FULL-SCALE ROLLER RIG TESTS

Petr VOLTR[1], Adam BÍLEK[2], Michael LATA[3]

e-ISBN: 978-80-7560-564-1
DOI: 10.46585/spkv20252663
ISSN: 3029-8342
CC BY

Abstrakt

Při vývoji a testování maziv pro kontakt kolo–kolejnice se často používají laboratorní zařízení s náhradními tělesy malého měřítka. Takováto zařízení jsou vhodná, ba nezbytná pro jakoukoli jednotnou zkušební metodiku, avšak nemusí přesně reprezentovat všechny podmínky skutečného kontaktu kola a kolejnice; speciální zkušební zařízení většího měřítka se k nim mohou přiblížit lépe. Tento příspěvek předkládá zjištění ohledně vlivu tuhých maziv okolků na adhezní podmínky, jak je lze vyšetřit na kladkovém stavu v plném měřítku. K hodnocení jsou využity adhezní charakteristiky, které postihují adhezní podmínky ve větší úplnosti než jen časové průběhy součinitele tření při konstantním skluzu.

Klíčová slova

kontakt kolo–kolejnice, adheze, součinitel tření, mazivo na okolky, kladkový stav

Abstract

Small-scale laboratory equipment with balls or discs representing the wheels and rails is often used in the development and testing of lubricants for the wheel–rail interface. Such devices are suitable, even necessary, for any standard test methodology, but they may not accurately represent all the conditions of actual wheel–rail contact; special test equipment of a larger scale can get closer to reality. This paper presents findings on the influence of flange lubricants on adhesion conditions, as they can be investigated on a full-scale roller rig. Adhesion characteristics (traction curves) are used for the evaluation, describing the adhesion conditions in greater completeness than just the time histories of the coefficient of friction at constant slip.

Keywords

wheel–rail contact, adhesion, friction coefficient, solid flange lubricant, roller rig

[1] **doc. Ing. Petr Voltr, Ph.D.**, 0000-0001-7516-1069. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, Výukové a výzkumné centrum v dopravě. Studentská 95, 532 10 Pardubice, Česká republika, tel.: +420 466 038 505, e-mail: petr.voltr@upce.cz

[2] **Ing. Adam Bílek**. České dráhy, a.s., Generální ředitelství, Odbor servisu kolejových vozidel, Oddělení servisu hnacích vozidel. Nábřeží Ludvíka Svobody 1222/12, 110 15 Praha 1, Česká republika, tel.: +420 720 847 745, e-mail: adam.bilek@cd.cz

[3] **doc. Ing. Michael Lata, PhD.**, 0000-0002-3334-4710. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, Katedra dopravních prostředků a diagnostiky. Dislokované pracoviště DFJP, Nádražní 547, 560 02 Česká Třebová, Česká republika, tel.: +420 466 037 429, e-mail: michael.lata@upce.cz

1 ÚVOD

V současné době se stále více pozornosti věnuje snižování opotřebení kol a emisí hluku při jízdě kolejových vozidel. Obojí je do značné míry určeno třecími podmínkami na rozhraní kola a kolejnice, takže ovlivněním těchto podmínek pomocí vhodných nástrojů *friction managementu* (řízení tření) lze dosáhnout příznivých výsledků.

Na jízdní ploše kola je nízký součinitel tření nežádoucí, jelikož to vede k omezení dostupné tažné nebo brzdicí síly – v tomto ohledu je popsán zejména vliv vody v určitých kombinacích s oxidy železa [1, 2] či rostlinného materiálu [3]. Určité snížení adheze oproti dokonale čistému, suchému stavu nicméně není na škodu – k tomu se používají *top-of-rail produkty* (materiály pro aplikaci na temeno kolejnice) [4, 5], jejichž optimální funkce závisí na dávkování a na přítomnosti jiných látek v kontaktu.

Pro kontakt v oblasti okolku a pojížděné hrany kolejnice je situace jednodušší. Zásadu „mazat, mazat, mazat“ lze naplňovat užitím stacionárních kolejnicových mazníků (plastické mazivo) či mazacím zařízením na vozidlech. V případě instalace na vozidle se jedná o tlakové systémy pro stříkání kapalného maziva anebo aplikátory tuhých maziv; tato práce se zabývá konkrétně tuhými mazivy, o jejichž tribologických účincích pojednávají např. články [6, 7].

Pro testování tuhých maziv na okolky je v normě ČSN EN 15427-2-1 [8] definována metodika srovnávacích zkoušek na dvoukotoučovém stroji zmenšeného měřítka – o zkušenostech s těmito testy jsme referovali v předcházejícím příspěvku [9]. Pro přiblížení k reálným podmínkám kontaktu kola a kolejnice byly aktivity rozšířeny o experimenty na kladkovém stavu v plném měřítku, přičemž zásadní část tohoto výzkumu byla provedena v rámci diplomové práce [10].

2 ÚPRAVA KLADKOVÉHO STAVU

Pro experimenty, jejichž výsledky jsou prezentovány a analyzovány dále, byl využit zkušební stav tramvajového kola. Jedná se o laboratorní zařízení, v němž je vozidlo zastoupeno jedním kolem s pohonem pomocí synchronního motoru, přičemž jízda po koleji se simuluje odvalováním proti kladce – „rotující kolejnici“. Stroj umožňuje plynulou regulaci motoru kola v režimu trakce i brzdy, a díky měření úhlových rychlostí a silových účinků lze zaznamenávat adhezní charakteristiky. Popis stroje netřeba znovu uvádět, lze jej nalézt, spolu s experimentálními výsledky, v předcházejících publikacích, např. [11, 12].

Pro realizaci experimentů s tuhými mazivy bylo zapotřebí uzpůsobit stroj pro aplikaci takových materiálů. Tuhé mazivo se v provozních podmínkách samozřejmě aplikuje na okolek, ovšem kontakt na okolku s sebou nese odchýlení svislé kolové síly od normálové síly v kontaktu, a taktéž nárůst vlivu spinu. Obojí by v podmínkách daného zkušebního zařízení znesnadňovalo měření a narušovalo podmínky prakticky čistého podélného skluzu, při kterém lze změřit adhezní charakteristiku s minimem nezachycených vlivů. Proto bylo rozhodnuto, že i tuhé mazivo na okolky bude zkoušeno v kontaktu na jízdní ploše.

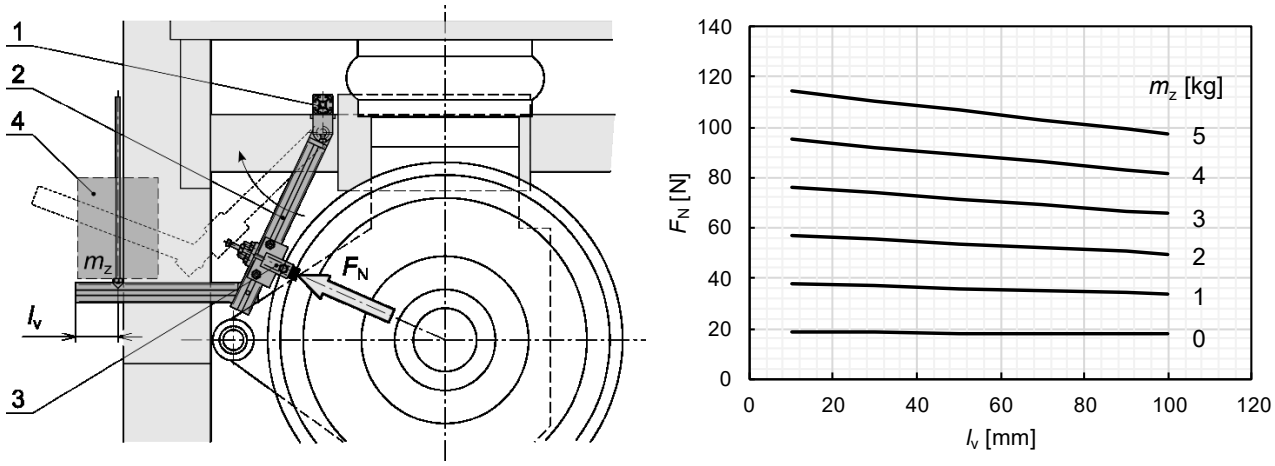
Konstrukce aplikátoru tuhého maziva vycházela z následujících požadavků:

- zařízení musí umožnit upnutí standardních mazacích tyčinek různých velikostí (i kdyby k tomu měly být zapotřebí vyměnitelné držáky);
- zařízení musí umožnit nastavování přítlaku mazací tyčinky ke kolu (např. závažím nebo pružinou);
- zařízení musí umožnit ruční přiložení nebo odejmutí vzorku i za chodu stroje.

Pro zástavbu zařízení bylo nakonec k dispozici jediné vhodné umístění, s nímž se konstrukce vypořádala podle obr. 1 vlevo. K pomocným podélníkům rámu byl pomocí svěrek upnut příčník 1, který na své spodní straně nese kloub. Na kloubu je otočně zavěšeno lomené rameno 2, jež je stejně jako příčník zhotoveno z hliníkových profilů, které byly na pracovišti k dispozici. K ramenu je šroubově připevněna ocelová kapsa 3, do které se vkládá vzorek tuhého maziva, přičemž pozice vzorku v kapse je vymezena stavěcími šrouby. Na konci ramene vyčnívá závitová tyč pro nasazení závaží požadované hmotnosti 4. Rameno lze vyklopit vzhůru a zajistit zavěšením háku na rám stroje (není zakresleno).

Geometrie aplikátoru je volena tak, aby třecí síla v kontaktu maziva s kolem měla jen zanedbatelný moment, který by ovlivňoval normálovou sílu v kontaktu maziva s kolem. Přítlak vzorku maziva se

nastavuje jednak hmotností závaží, jednak posunutím závitové tyče v drážce hliníkového profilu. Závislost síly v kontaktu maziva s kolem na těchto nastaveních je vykreslena na obr. 1 vpravo.



Obr. 1 Vlevo schéma aplikátoru tuhého maziva na zkušebním stavu tramvajového kola; vpravo závislost přítlačné síly vzorku maziva F_N na hmotnosti závaží m_z (která nezahrnuje hmotnost ramene s držákem závaží) a vzdálenosti od konce ramene l_v

3 EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ A JEJICH VÝSLEDKY

3.1 Podmínky experimentů

Byly provedeny experimentální zkoušky, které v převážné většině byly součástí diplomové práce [10] (odd. 3.2), a v návaznosti na to pak zkoušky doplňkové (odd. 3.3). K provedení základních experimentálních zkoušek účinku tuhého maziva na adhezní jevy mezi kolem a kolejnicí na kladkovém stavu bylo zapotřebí v první řadě určit parametry, které mohou mít na adhezní charakteristiky vliv – jedná se o následující veličiny:

- obvodová rychlost kola a kladky,
- stav povrchu kola a kladky,
- velikost přítlačné síly v kontaktu aplikátoru maziva a kola F_N,
- velikost svislé síly v kontaktu kola a kladky (rotující kolejnice) Q.

Celkem bylo provedeno 38 měření se dvěma materiály tuhých maziv, nadále označovaných jako A a B. Během experimentů bylo přistoupeno k nastavení těchto parametrů. Otáčky kladky byly nastavovány tak, aby odpovídaly rychlosti jízdy 9, 15, 25, 35 a 45 km·h^{-1}.

Pokud jde o řízení stavu povrchů kol a kladky, dosahovaly se ručním čistěním a odmašťováním a lze je charakterizovat jako „suchý a čistý povrch“, „mírně zajeté mazivo“, „zajeté mazivo“ a „zajeté mazivo + čistění ploch broušením“. Očištěním ploch kola a kolejnice se odstraňují zbytky maziva a jiné nečistoty, avšak nelze docílit dokonale čisté plochy. Na mikronerovnostech povrchů zůstává malé množství nečistot, jakož i zbytků maziva z předchozích experimentů. Za „suchý a čistý stav“ se považuje takový, kdy součinitel tření vzrůstá nad 0,4 a chování vykazuje i další znaky suchého tření – vysoká počáteční strmost adhezní charakteristiky a znatelný pokles za vrcholem, akustické projevy.

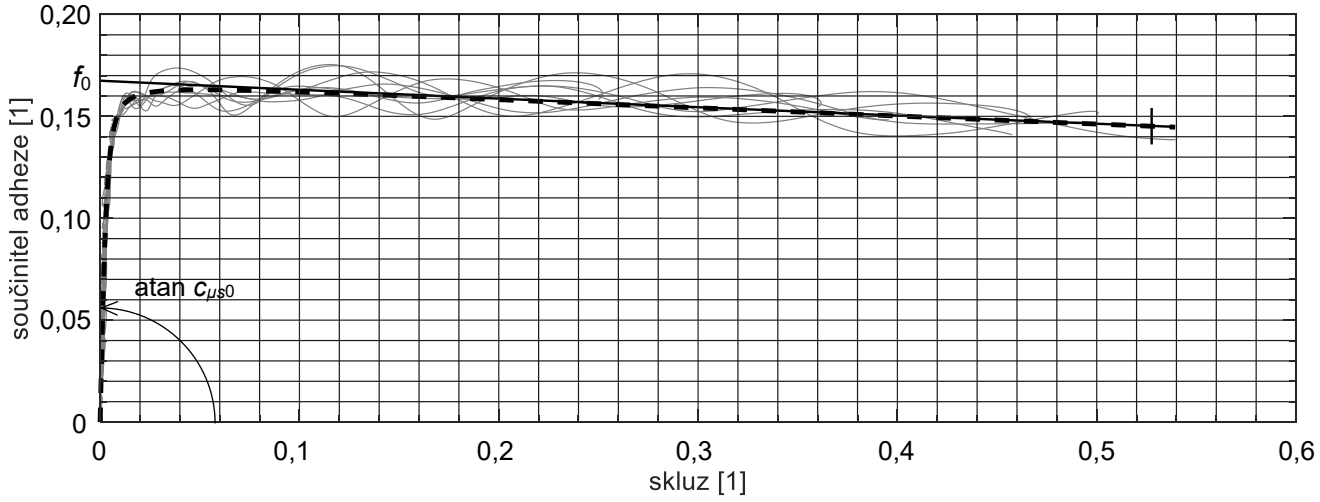
Velikost přítlaku maziva ke kolu se nastavovala přidáváním a ubíráním závaží, přičemž podstatná část měření byla provedena s přítlačnou silou $F_N \doteq 110$ N. Při aktuální ploše vzorku maziva, která přichází do kontaktu s kolem, tomu odpovídá tlak cca 14 N/cm^2, tedy poněkud výše, než je charakteristické pro skutečnou aplikaci. Z počátečních experimentů se ukázalo, že je důležité dbát na zajetí vzorku maziva do kontaktu s jízdní plochou kola – pokud zóna kontaktu kola s kladkou není zároveň v kontaktu s mazivem, nelze vůbec hodnotit mazací účinek.

Svislá síla mezi kolem a rotující kolejnicí (která je zároveň použita jako normálová síla v kontaktu) byla v převážné části měření nastavena na svou minimální hodnotu Q = 4,26 kN, což odpovídá vlastní

hmotnosti kola a horního ramene experimentálního stavu. Při vyšší síle je omezena schopnost dosáhnout prokluzu, a tedy zaznamenat celou adhezní charakteristiku za lepších podmínek. Vzhledem k aktuálnímu opotřebenému tvaru kola a kladky nelze specifikovat parametry hertzovské kontaktní geometrie, ale na základě známých poloměrů křivosti v podélném směru a otisků dotykové oblasti na tlakocitlivou fólii lze odhadnout maximální kontaktní tlak cca 700 MPa.

3.2 Vyhodnocení adhezních charakteristik

Z veličin zaznamenávaných v průběhu experimentů byl vypočten zejména poměrný skluz s a součinitel adheze μ – tyto veličiny určují adhezní charakteristiku, která je hlavním výsledkem experimentu (viz obr. 2). K vyhodnocení dat byla využita aplikace ROLA, vytvořená zvlášť pro tento účel. Použitá data byla za pomoci tohoto programu zpracována včetně vhodné filtrace a aproximace teoretickou adhezní křivkou s využitím Poláchova modelu s parametry $c_{\mu s0}$, λ, f_0, c_{fw0}, A (definice viz [11]). Pro porovnávání byl zvolen statický součinitel tření f_0 a počáteční strmost adhezní charakteristiky $c_{\mu s0}$.



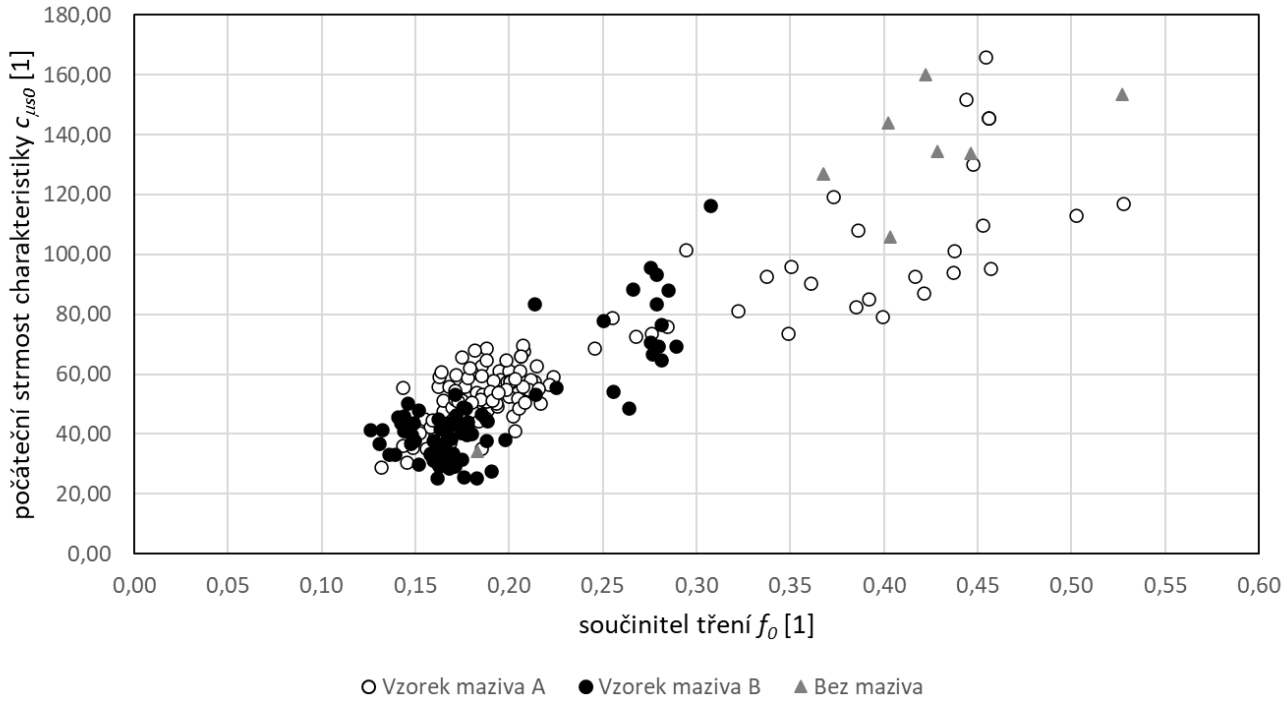
Obr. 2 Ukázka adhezních charakteristik v ustáleném stavu s aplikací tuhého maziva na okolky (rychlost 15 km·h^{-1}): šedé čáry jsou zaznamenané průběhy, silnou čárkovanou čarou je doplněna aproximace pomocí Poláchova modelu s $c_{\mu s0}$ = 43, λ = 0,8, f_0 = 0,168, c_{fw0} = 0,010.

Statický součinitel tření f_0 ukazuje nejvíce na změny třecích podmínek. Tedy vlastní přítomnost maziva bude nejspíše právě tímto parametrem charakterizovatelná nejlépe. Parametr f_0 lze charakterizovat jako míru únosnosti smyku (co lze kontaktem přenést, než dojde v kontaktu ke klouzání).

Počáteční strmost adhezní charakteristiky $c_{\mu s0}$ popisuje změnu součinitele adheze vztaženou na změnu skluzu. Z teorie je známa její vazba na tangenciální tuhost či poddajnost rozhraní kola a kolejnice; pakliže f_0 je mírou smykové pevnosti, $c_{\mu s0}$ vypovídá o modulu pružnosti. Zkušenosti ukazují, že tyto parametry spolu často korelují: je-li na rozhraní kola a kolejnice přítomna jiná látka, ovlivňuje jak součinitel tření, tak tangenciální tuhost. Na obr. 3 vidíme vyhodnocení aproximačních parametrů f_0 a $c_{\mu s0}$ z experimentů s tuhým mazivem; každý bod odpovídá jedné naměřené adhezní charakteristice.

Některé body odpovídají adhezním charakteristikám pro očištěné povrchy bez přiloženého maziva (šedé trojúhelníky); v případě ostatních bylo mazivo aplikováno, ale ještě nemusela být vytvořena účinná mazací vrstva. V úvodních testech to též zahrnovalo případy, kdy vzorek maziva nebyl ještě dostatečně zajetý proti kolu. Přibližně ustálené mazací podmínky odpovídají shluku bodů v levé dolní části grafu: dosahované hodnoty statického součinitele tření f_0 se pohybují v rozsahu 0,13–0,23.

Počáteční strmost adhezní charakteristiky z teorie závisí na normálové síle v kontaktu kola a kolejnice; v těchto experimentech byly použity i hodnoty odchylné od základní úrovně 4,26 kN, avšak v rámci celkového rozptylu se účinek neukázal jako významný. Proto body na obr. 3 zahrnují výsledky s různou normálovou sílou bez rozlišení.



Obr. 3 Mapa parametrů f_0 a $c_{\mu s0}$ vyhodnocených z adhezních charakteristik

Korelace parametrů f_0 a $c_{\mu s0}$ se potvrdila i v experimentech s tuhým mazivem, podobně jako to bylo dříve zaznamenáno u plastického maziva: mezivrstva tuhého maziva se projevuje snížením součinitele tření i tangenciální tuhosti. Vztah obou parametrů je přibližně lineární.

3.3 Vyšetření přechodových dějů

V experimentech popsaných v předcházejícím oddílu sice byl zaznamenán postupný nástup účinku tuhého maziva, avšak ne systematicky, za neměnných podmínek, aby bylo možno jej srovnat například s časovým průběhem součinitele tření získaným na dvoukotoučovém stroji při stálé velikosti skluzu. Proto byly provedeny další zkoušky, jejichž cílem bylo důsledně zaznamenat změnu adhezních podmínek při započetí mazání a pak při odejmutí maziva.

Tyto zkoušky byly provedeny při rychlosti 15 km·h^{-1}, přítlak kola ke kladce byl ponechán na základní úrovni 4,26 kN. Na počátku byly povrchy kola a kladky suché a čisté do té míry, že ani nedošlo k prokluzu. Po dvou zaznamenaných křivkách byl přiložen vzorek maziva A s přítlačnou silou $F_N \doteq 110$ N, jiné zásahy nebyly prováděny. Periodicky byl zadáván požadavek na hnací moment motoru kola tak, aby mohly být zaznamenány adhezní charakteristiky; jak se na tělesech vytvářela účinná vrstva maziva, adhezní charakteristiky přirozeně ukazovaly pokles – to je zachyceno na obr. 4.

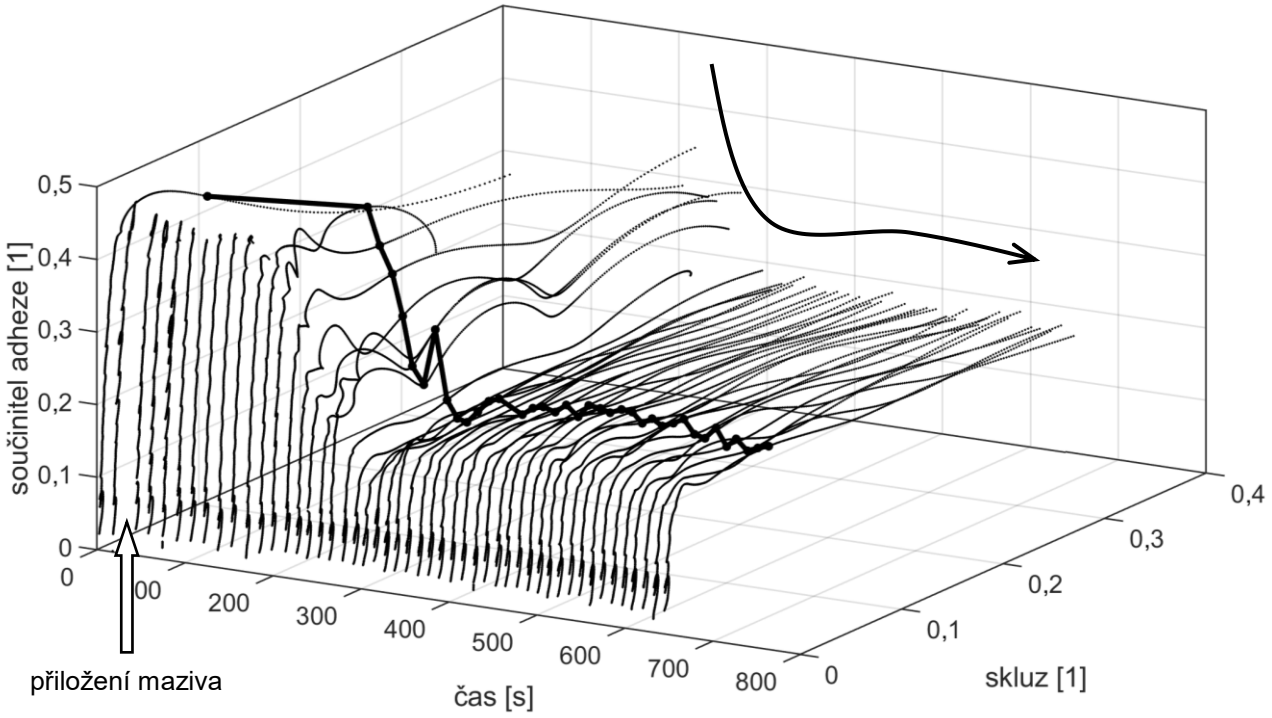
K poklesu součinitele tření však nedošlo okamžitě, nýbrž až po cca 150 s; do té doby byly adhezní podmínky takové, že nebyl zaznamenán prokluz, subjektivně však byly vnímány změny hlukového projevu (kvílení). V této souvislosti lze odkázat na článek [13], kde byly v laboratoři měřeny adhezní podmínky a současně hluk – ukazuje se, že hlukové emise rovněž mohou vypovídat o adhezních podmínkách.

Dále byl pozorován poměrně rychlý pokles adhezních charakteristik, kde v přechodové fázi je patrné výraznější zvlnění křivek oproti teoretickým hladkým průběhům – toto může být projevem neustálených, nerovnoměrných adhezních podmínek na obvodu kola a kladky. V souladu s předchozími poznatky se snižovala jak úroveň tření, tak počáteční sklon. Vyhodnocovaný součinitel adheze při 10% skluzu měl minimální hodnotu cca 0,17, potom v rámci několika minut rostl (max. hodnoty okolo 0,22) a nakonec ještě mírně poklesl.

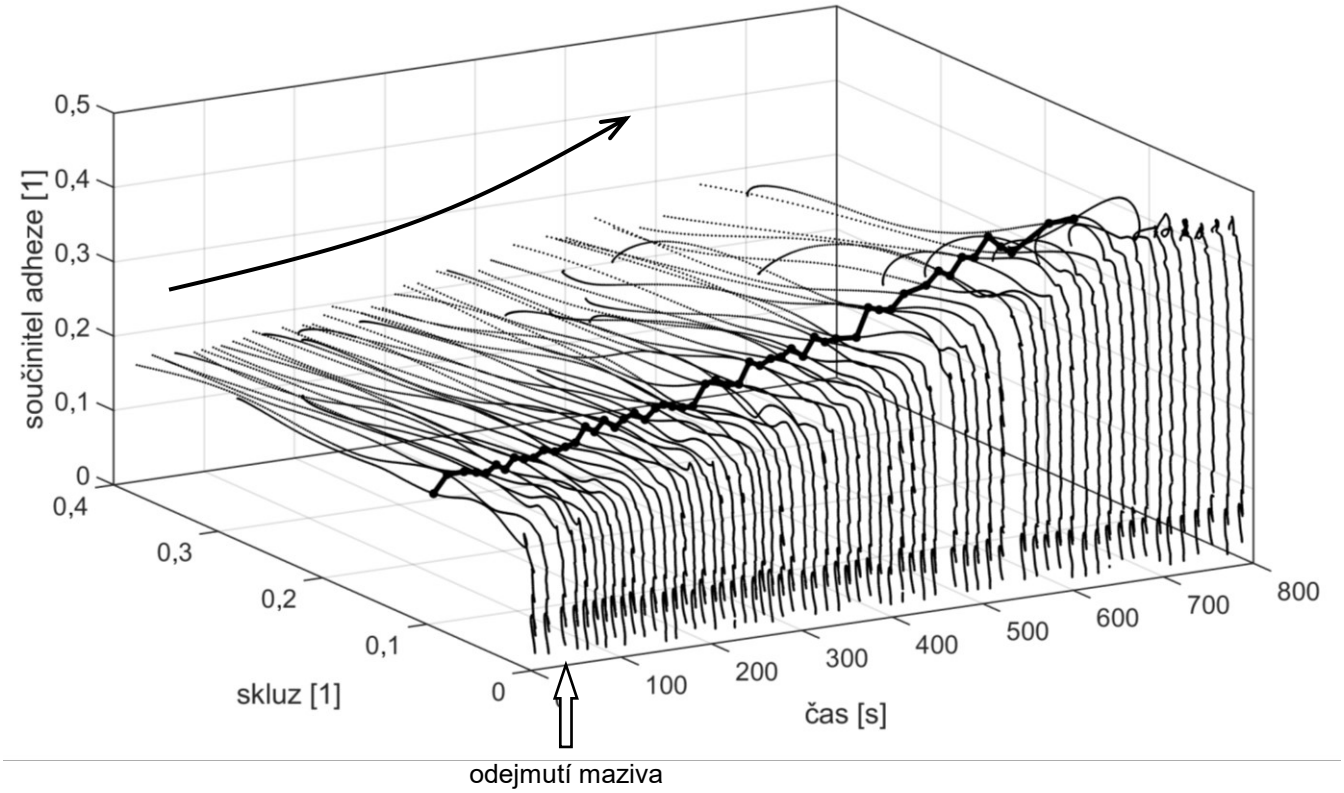
Obdobným způsobem byl vyhodnocen návrat adhezních podmínek k čistému stavu po odejmutí maziva. Obr. 5 ukazuje záznam z tohoto experimentu, který proběhl ihned po předchozím, jen s krátkým zastavením a kontrolou stroje. První dvě adhezní charakteristiky byly zaznamenány při přiloženém mazivu.

Potom byl držák odlehčen a nadzdvižen mimo kontakt. Vývoj adhezních podmínek byl sledován po dobu přibližně 13 minut.

Lze pozorovat, že po odejmutí maziva byl nárůst pozvolný, pomalý, avšak bez výrazné prodlevy v ustáleném stavu, během níž by sice mazivo z povrchů ubývalo, ale součinitel tření ještě zůstával. Po cca 10 minutách byl dosažen suchý stav bez prokluzování.



Obr. 4 Vývoj adhezních charakteristik po přiložení tuhého maziva – záznam z experimentu; silou čarou je doplněn vývoj součinitele adheze při 10% skluzu



Obr. 5 Vývoj adhezních charakteristik po odejmutí tuhého maziva – záznam z experimentu; silou čarou je doplněn vývoj součinitele adheze při 10% skluzu; pro přehlednost vyobrazení je osa skluzu otočena

Jednotlivé adhezní charakteristiky byly hodnoceny aproximací jako v odd. 3.2. Mezi parametry f_0 a $c_{\mu s0}$ se projevila přibližně lineární závislost jako na obr. 3, což vypovídá o současném vlivu maziva na míru pevnosti i poddajnosti mezivrstvy. Nebyly nalezeny doklady toho, že by se mazivo v jednotlivých fázích průběhu projevovalo různě v různých ukazatelích.

4 ZÁVĚR

Pro testování tuhých maziv pro okolky kolejových vozidel je k dispozici standardní metodika využívající dvoukotoučového stroje v malém měřítku [8]. Tento způsob testování je předmětem zájmu na pracovišti autorů již delší dobu (viz např. [9]); v aktuálním příspěvku je představeno rozšíření experimentální činnosti na kladkový stav v plném měřítku, který se lépe přibližuje skutečným podmínkám kontaktu kola a kolejnice.

Kladkový stav byl využit pro výzkum adheze v podmínkách kapalných či plastických maziv a různých jiných kontaminantů, viz např. [1, 11,12]. V rámci diplomové práce [10] bylo provedeno doplnění pro možnost testování tuhých maziv. Do volného prostoru nad kolem byl doplněn držák v podobě sklopného ramene, do kterého se upevňuje vzorek tuhého maziva – mazací tyčinka běžných rozměrů. Pro přitlačování vzorku maziva ke kolu slouží závaží. S tímto zařízením lze účinek maziva hodnotit nejen prostřednictvím součinitele tření při daném skluzu, nýbrž s využitím celé adhezní charakteristiky, tedy zaznamenané závislosti součinitele adheze na skluzu.

Experimenty dle očekávání ukazují, že aplikace tuhého maziva snižuje součinitel adheze a součinitel tření. Nebyly však zaznamenány tak nízké hodnoty, jako při některých zkouškách na dvoukotoučovém stroji (až 0,05) – součinitel tření byl ve většině případů poněkud vyšší než 0,15, což je podle normy (pro zkoušky na dvoukotoučovém stroji) požadovaná hodnota, vypovídající o dostatečné účinnosti maziva.

Se součinitelem tření klesá také počáteční strmost adhezní charakteristiky, což je jev pozorovaný i u jiných kontaminantů.

Vývoj adhezních podmínek po přiložení a po odejmutí maziva lze sledovat opakovaným měřením adhezních charakteristik, viz obr. 4 a obr. 5. Tímto způsobem je získána kompletní plocha, jakási „trojrozměrná adhezní charakteristika“, z níž výsledek z měření na dvoukotoučovém stroji se stálým skluzem je jen jedním řezem. Toto provedení experimentu se nakonec jeví jako optimální způsob testování na daném stroji: pokud by se místo toho měl testovat jen ustálený stav s mazivem, stejně je třeba provést zajetí do ustáleného stavu a potom zase čištění do výchozích podmínek, což zabere čas; takto se ten čas zužitkuje k získání poznatků o vývoji adhezních podmínek.

Pokud se z dat extrahují hodnoty součinitele adheze pro daný skluz, vzniká časový průběh, který lze porovnávat s průběhy získanými na dvoukotoučovém stroji. Záznamy, které jsou zde prezentovány, v některých ohledech odpovídají výsledkům z dvoukotoučového stroje, např. že pokles součinitele tření na začátku aplikace maziva je strmější než nárůst po jejím ukončení; že nejnižší hodnoty součinitele tření jsou zaznamenány krátce po úvodním poklesu. Jiné vlastnosti jsou naopak odlišné (prodleva před začátkem účinkování maziva po přiložení).

Představené poznatky reprezentují základ pro testování tuhých maziv na kladkovém stavu na pracovišti autorů. Obsahem další činnosti, pro získání kvantitativně významnějších výsledků, bude jednoznačně realizace experimentů ve větším počtu opakování a s různými variantami podmínek.

Výzkum byl financován Univerzitou Pardubice v rámci institucionální podpory na dlouhodobý koncepční rozvoj výzkumné organizace.

◆◆

Literatura

[1] BUCKLEY-JOHNSTONE, L. E. et al. *Full-scale testing of low adhesion effects with small amounts of water in the wheel/rail interface.* Online. Tribology International. Vol. 141 (2020), article 105907. ISSN 0301-679X. Dostupné z: 10.1016/j.triboint.2019.105907. [citováno 2025-05-19]

[2] TRUMMER, G. et al. *Wheel-rail creep force model for predicting water induced low adhesion phenomena.* Online. Tribology International. Vol. 109 (2017), s. 409–415. ISSN 0301-679X. Dostupné z: https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.12.056. [citováno 2025-05-19]

[3] LEWIS, R. et al. *Leaves on the line: Characterising leaf based low adhesion on railway rails.* Online. Tribology International. Vol. 185 (2023), article 108529. ISSN 0301-679X. Dostupné z: https://doi.org/10.1016/j.triboint.2023.108529. [citováno 2025-05-19]

[4] GALAS, R. et al. *Laboratory investigation of ability of oil-based friction modifiers to control adhesion at wheel-rail interface.* Online. Wear. Vol. 368–369 (2016), s. 230–238. ISSN 0043-1648. Dostupné z: https://doi.org/10.1016/j.wear.2016.09.015. [citováno 2025-05-21]

[5] STOCK, R. et al. *Material concepts for top of rail friction management – Classification, characterisation and application.* Online. Wear. Vol. 366–367 (2016), s. 225–232. ISSN 0043-1648. Dostupné z: https://doi.org/10.1016/j.wear.2016.05.028. [citováno 2025-05-21]

[6] FASIHI, P. et al. *Effect of graphite and MoS_2 based solid lubricants for application at wheel-rail interface on the wear mechanism and surface morphology of hypereutectoid rails.* Online. Tribology International. Vol. 157 (2021), article 106886. ISSN 0301-679X. Dostupné z: https://doi.org/10.1016/j.triboint.2021.106886. [citováno 2025-05-21]

[7] REY, T., PAPIN, E., FRIDRICI, V., DASSENOY, F. *Experimental study of the tribological performance of a solid lubricant stick with MoS_2 for wheel-rail contact.* Online. Wear. Vol. 570 (2025), article 205941. ISSN 0043-1648. Dostupné z: https://doi.org/10.1016/j.wear.2025.205941. [citováno 2025-05-21]

[8] ČSN EN 15427-2-1:2022. *Železniční aplikace – Řízení tření mezi kolem a kolejnicí – Část 2-1: Vlastnosti a charakteristiky – Maziva okolku*.

[9] VOLTR, P., LIBEROVÁ, S. Faktory ovlivňující hodnocení výkonnosti tuhých maziv pro kontakt kolo–kolejnice. In: *Současné problémy v kolejových vozidlech: XXV. konference s mezinárodní účastí, sborník příspěvků*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2021, s. 391–398. ISBN 978-80-7560-377-7.

[10] BÍLEK, A. *Hodnocení tuhých maziv pro kontakt kolo–kolejnice s využitím kladkového stavu*. Diplomová práce. Pardubice: Univerzita Pardubice, DFJP, 2024. Dostupné z: https://hdl.handle.net/10195/84128. [citováno 2025-05-21]

[11] VOLTR, P., LATA, M. *Transient wheel–rail adhesion characteristics under the cleaning effect of sliding*. Online. Vehicle System Dynamics. Vol 53 (2015), no. 5, s. 605–618. ISSN 0042-3114. Dostupné z: https://doi.org/10.1080/00423114.2014.961488. [citováno 2025-06-02]

[12] VOLTR, P., ZIREK, A., KAYAALP, B. T. Nové zkušenosti a poznatky z experimentálního měření adheze na zkušebním stavu. In: *Současné problémy v kolejových vozidlech: XXIII. konference s mezinárodní účastí, sborník příspěvků*. Pardubice: DFJP Univerzity Pardubice, 2017, s. 423–432. ISBN 978-80-7560-085-1.

[13] NAVRÁTIL, V. et al. *Wheel Squeal Mitigation Under Water Lubrication*. Online. Tribology in Industry. Vol. 46 (2024), no. 3, s. 418–431. ISSN 2217-7965. Dostupné z: https://doi.org/10.24874/ti.1579.11.23.01. [citováno 2025-06-02]

Zasláno / received: 14. 06. 2025, přijato / accepted: 15. 07. 2025, publikováno / published: 17. 09. 2025.

Příspěvek recenzovali / The paper was reviewed by: doc. Ing. Milan Omasta, Ph.D. (Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství), prof. Ing. Daniel Kalinčák, PhD. (Žilinská univerzita v Žiline, Strojnícka fakulta).

SOUČASNÉ PROBLÉMY V KOLEJOVÝCH VOZIDLECH

XXVII. konference s mezinárodní účastí
17.–19. září 2025, Česká Třebová

TESTOVÁNÍ TUHÝCH MAZIV PRO KONTAKT KOLO–KOLEJNICE NA DVOUKOTOUČOVÉM STROJI – VLIV PŘÍTLAKU MAZIVA

TWIN-DISC TESTING OF SOLID LUBRICANTS FOR WHEEL–RAIL INTERFACE – THE INFLUENCE OF LUBRICANT STICK LOADING

Petr VOLTR[1], Jan NETOLICKÝ[2], Stanislava LIBEROVÁ[3]

e-ISBN: 978-80-7560-564-1
DOI: 10.46585/spkv20252704
ISSN: 3029-8342
CC BY

Abstrakt

Jedním z nástrojů pro snížení tření a opotřebení na rozhraní okolku a pojížděné hrany kolejnice jsou tuhá maziva, aplikovaná na okolek zařízením instalovaným na vozidle. Pro testování takových maziv je k dispozici metodika využívající dvoukotoučový stroj. Na výsledky zkoušky mají vliv různé faktory, z nichž tento příspěvek se zabývá silou přítlaku vzorku maziva. Z provedených experimentů vyplývá identifikace tohoto vlivu; s využitím jiných publikovaných výsledků je doplněno i vysvětlení jevů, které se odehrávají na rozhraní zkušebních těles a které určují vývoj součinitele tření během zkoušky.

Klíčová slova

dvoukotoučový stroj, tuhá maziva, kontakt kolo–kolejnice, mazání okolků, tření

Abstract

Solid lubricants, applied to flanges of rail vehicles by bogie-mounted devices, comprise one of the tools for reducing friction and wear at the interface of the flange and the rail gauge face. For testing these lubricants, a standard methodology using a twin-disc machine is available. Test results are affected by various factors, of which this paper deals with the application force of the lubricant sample. The experiments result not only in the identification of this effect, but also – in the context of other published results – an explanation of the phenomena that take place at the interface of the test discs and that determine the development of the friction coefficient during the test.

Keywords

twin-disc machine, solid lubricants, wheel–rail contact, flange lubrication, friction

1 ÚVOD

Mazání okolků je nástrojem řízení tření v kontaktu kola a kolejnice, jímž se cíleně snižuje součinitel tření mezi okolkem a pojížděnou hranou kolejnice. Toto opatření nijak nenarušuje geometrickou vodicí funkci okolků, a snižuje tangenciální silové působení, které je v této oblasti spíše nežádoucí. Podmínky

[1] **doc. Ing. Petr Voltr, Ph.D.**, 0000-0001-7516-1069. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, Výukové a výzkumné centrum v dopravě. Studentská 95, 532 10 Pardubice, Česká republika, tel.: +420 466 038 505, e-mail: petr.voltr@upce.cz

[2] **Ing. Jan Netolický**. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, Katedra dopravních prostředků a diagnostiky. Studentská 95, 532 10 Pardubice, Česká republika.

[3] **Ing. Stanislava Liberová, Ph.D.**, 0000-0003-0848-0726. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, Katedra dopravních prostředků a diagnostiky. Dislokované pracoviště DFJP, Nádražní 547, 560 02 Česká Třebová, Česká republika, tel.: +420 466 037 426, e-mail: stanislava.liberova@upce.cz

skluzu spojeného s působením tečných sil vedou k opotřebení okolků a boků hlav kolejnic, což vyžaduje údržbové zásahy, mají-li se důležité rozměry zachovat v předepsaných tolerancích.

Mazání lze zajistit dodávkou plastického maziva stacionárním mazníkem anebo aplikací kapalného či tuhého maziva zařízením instalovaným na vozidle. Předmětem tohoto příspěvku je laboratorní zkoušení vlastností tuhých maziv, kterým se na pracovišti věnujeme dlouhodobě – k tomu byl publikován předcházející příspěvek [1]. V něm se mimo jiné vysvětluje potřeba důkladněji analyzovat podmínky, které mohou ovlivnit výsledky testů. Nyní předkládáme studii jednoho takového parametru – síly, která přitlačuje tuhé mazivo k ocelovému povrchu. Zásadní část této studie byla předmětem diplomové práce na Dopravní fakultě Jana Pernera Univerzity Pardubice [2].

2 ZAŘÍZENÍ PRO LABORATORNÍ ZKOUŠKY

2.1 Reprodukce kontaktu kolo–kolejnice v laboratorních podmínkách

Kontakt kola a kolejnice je důležitým prvkem dynamického systému vozidla a koleje, který však ve skutečném provozu je obtížně přístupný pro měření a pro řízení podmínek. Přirozeně tedy byla vyvinuta řada možností, jak přenést kontakt kola a kolejnice do laboratoře, viz např. [3–5]. V článku [5] se pozornost věnuje způsobům náhrady kola a kolejnice, a zejména měřítku náhradních těles. Kromě toho však je třeba uvážit vůbec druh relativního pohybu těles na modelových zařízeních, který může být kluzný nebo valivý (se skluzem). Kontaktní geometrie může být nekonformní (s teoreticky bodovým stykem), anebo konformní v jednom či dvou směrech (čárový nebo plošný styk). Různé možnosti jsou vhodné pro různé účely.

Dvoukotoučový stroj je zařízení výrazně zmenšeného měřítka, s valivým kontaktem a s kontaktní geometrií závislou na příčném profilu kotoučů. Kotouče s příčným rádiusem umožňují vytvořit eliptickou dotykovou oblast s vysokým tlakem, avšak kontaktní geometrie se opotřebením výrazně mění. Proto se častěji používají kotouče válcového tvaru s čárovým stykem, který zůstává i při opotřebení beze změny.

2.2 Dvoukotoučové zkušební stroje

Klasickým typem dvoukotoučového zkušebního stroje, dříve rozšířeným v tribologických laboratořích, je stroj Amsler A-135. Zkušební tělesa mají podobu kotoučů o poloměru 30–70 mm. Obě jsou hnána přes převodové ústrojí jedním motorem. Výhodou tohoto uspořádání je přesné, mechanicky tvrdé nastavení skluzu bez nároků na regulaci pohonu; nevýhodou je, že skluz lze nastavovat jen změnou průměru kotoučů.

Stroj umožňuje nastavení otáček (jen ve dvou stupních), přítlaku kotoučů, periodického axiálního i radiálního pohybu. Součinitel tření lze přepočítat z momentu měřeného mechanickým zařízením (planetovým mechanismem s kyvadlem) a zaznamenávaného pisátkem na papír. Všechny indikace jsou pouze vizuální. Proto už ve starší práci [6] je popisována úprava, kde je kyvadlo zablokováno a reakce se přenáší na rám siloměrným členem. Článek [7] referuje o instalaci snímače momentu, navíc je použita siloměrná podložka pro měření přítlačné síly a motor je napájen z frekvenčního měniče pro možnost plynulého nastavování otáček. Na jiném pracovišti, viz [8], byl mechanismus s kyvadlem zcela vymontován a nahrazen snímačem momentu; podle fotodokumentace se zřejmě přítlačná síla nastavuje pomocí servomotoru.

V současné době je dodávána na trh řada nových zkušebních zařízení, na kterých lze provádět tribologická měření různého charakteru. V závislosti na charakteru zkoušených veličin jsou rozdílné i konstrukce jednotlivých zařízení. Současná dvoukotoučová zařízení mají oproti původnímu stroji Amsler následující charakteristiky:

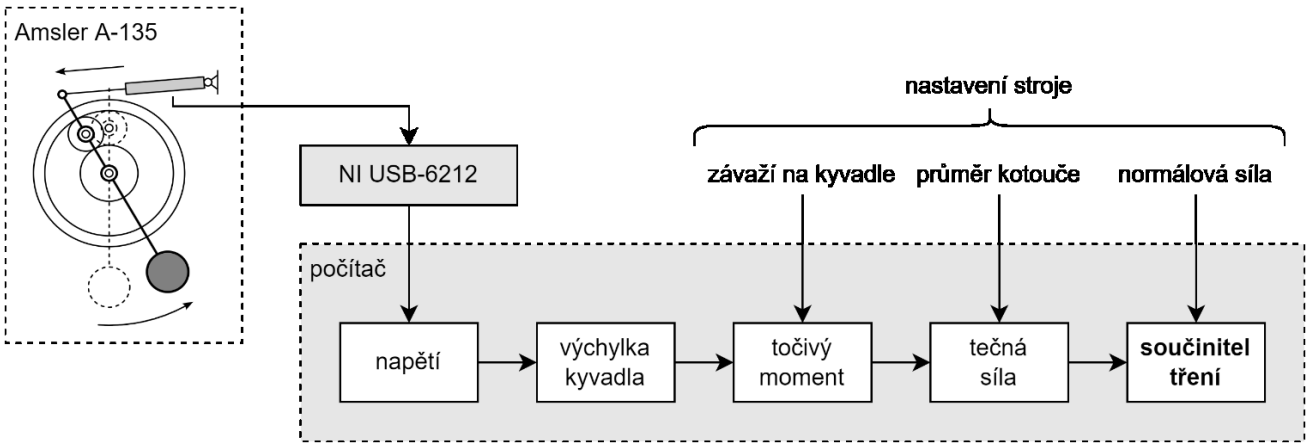
- Zařízení jsou poháněna servomotorem, umožňujícím nastavení široké škály rychlostí.
- Některá zkušební zařízení jsou konstruována s pohonem pro každý disk samostatně, čímž je umožněno řízení skluzu.
- Normálové zatížení je nastavované elektrickým nebo pneumatickým členem.

- Zařízení jsou osazena snímačem točivého momentu, případně snímači dalších veličin – například se jedná o piezoelektrický snímač vibrací, který detekuje povrchové poškození testovaných kotoučů.
- Zařízení jsou vybavena softwarem pro nastavení zkušebních podmínek a následný sběr dat, které se přenáší do PC.
- Vybrané modely jsou rozšířeny o teplotně řízenou testovací komoru.

2.3 Použité zkušební zařízení

Na pracovišti autorů je k dispozici stroj Amsler A-135, u něhož byla realizována méně náročná úprava oproti možnostem zmíněným výše. Tato úprava umožňuje elektronický záznam dat, aniž by zasahovala do konstrukce, takže dovoluje používat stroj i původním způsobem. Kyvadlo, jehož výchylka je úměrná momentu na hřídeli dolního kotouče, se ponechává pohyblivé; jeho výchylka se měří posuvným snímačem dráhy. Snímač je na stroj uchycen pomocí vhodně navržených plechových držáků, upevněných pomocí již existujících děr a šroubů.

V měřicím řetězci je použit potenciometrický snímač dráhy Novotechnik TX2-0200-716, připojený k měřicí ústředně NI USB-6212 jako dělič napětí. Do téže ústředny je zapojen i snímač teploty a vlhkosti vzduchu pro dokumentaci podmínek v laboratoři a je zde možnost doplnění ještě dalších vstupů. Schéma měřicího řetězce a způsobu přepočítávání veličin je na obr. 1.



Obr. 1 Schéma měření a přepočítávání pro digitální záznam součinitele tření na dvoukotoučovém stroji

Kalibrace byla provedena staticky, tj. při zablokovaném stroji bylo nastavováno zatížení momentem (rameno známé délky a závaží) a byl zaznamenáván napěťový signál. Závislost momentu na napětí byla proložena lineární funkcí s minimálními odchylkami. Bylo ověřeno, že měřené hodnoty jsou jen zanedbatelně ovlivněny odporem snímače proti výsuvu, jakož i třecí silou v kontaktu vzorku maziva s kotoučem.

K měřicímu řetězci byla vytvořena aplikace v prostředí MATLAB, která zaznamenává signály a umožňuje manuální zadání parametrů, které se neměří elektrickou cestou (rozsah měření momentu daný závažím na kyvadle, průměr kotouče a normálová síla v kontaktu kotoučů), aby bylo možno přepočítat vstup na součinitel tření.

3 TESTOVÁNÍ VLIVU PŘÍTLAKU MAZIVA

3.1 Zkušební podmínky

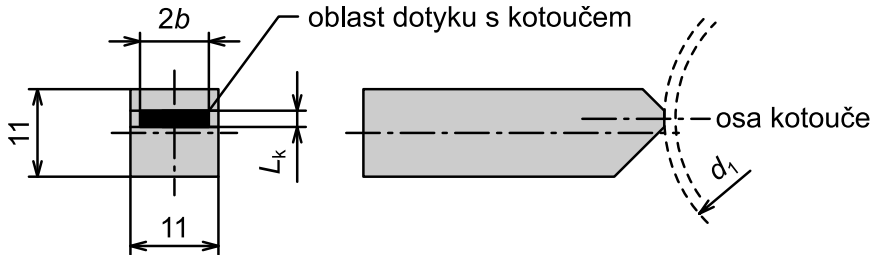
Smyslem experimentů bylo získat poznatky aplikovatelné na testování tuhých maziv na okolky kolejových vozidel podle normy ČSN EN 15427-1-1 [9]. Postup zkoušky byl tedy založen na této normě. Zkušební podmínky jsou uvedeny v tab. 1. Veličiny popisující kontakt kotoučů byly dopočteny podle Hertzovy teorie pro kontakt rovnoběžných válců.

Tab. 1 Základní parametry experimentů

			horní kotouč	dolní kotouč
průměr kotouče	d_i	[mm]	41,8	41,9
šířka válcové části	$2b$	[mm]	5,0	5,0
obvodová rychlost	v_i	[m/s]	0,845	0,767
poměrný skluz	s	[%]	9,7	
normálová síla	N	[N]	932	
max. hertzovský tlak	p_{max}	[MPa]	810	
plocha dotykové oblasti kotoučů	S	[mm^2]	1,5	
síla přítlaku vzorku maziva	F_z	[N]	7,5–52	

Vzorky tuhého maziva měly podobu tyčinek čtvercového průřezu o rozměrech 11 × 11 mm, avšak na konci upravených do špičky podle obr. 2 tak, že jejich styčná plocha s kotoučem měla délku L_k jen cca 1 mm. Opotřebením během zkoušky se kontaktní délka poněkud zvětšovala, ale před každou sadou měření pro danou úroveň přítlaku byl konec vzorku maziva upraven na původní rozměry pro vyloučení systematického zkreslení výsledků. Byly testovány dva materiály tuhých maziv, zde označované jen jako „M1“ a „M2“.

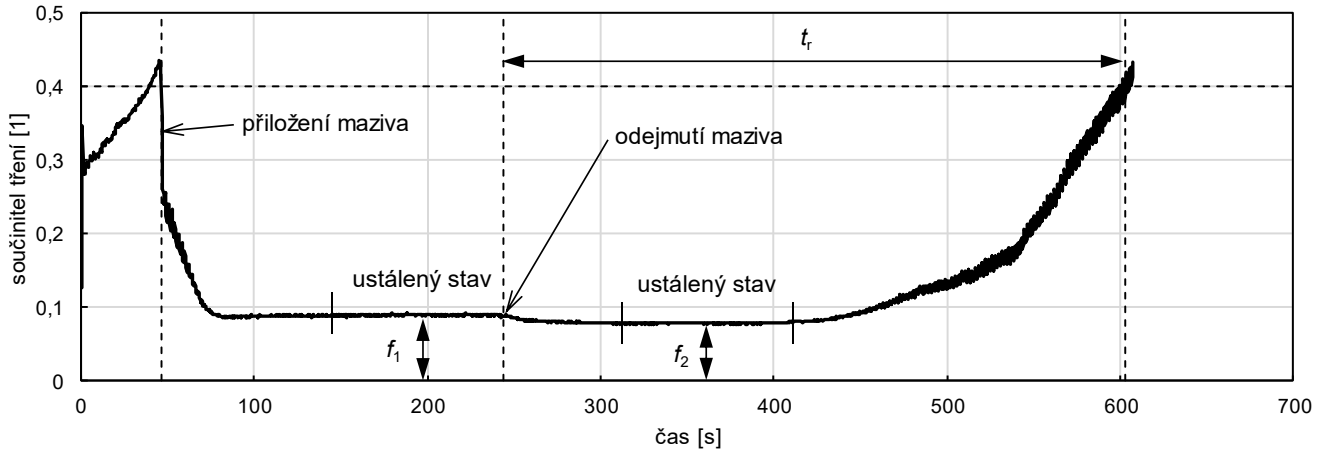
Ve zvláštních případech (vždy specificky zmíněných v následujícím textu) bylo po celou dobu zkoušky anebo od určitého okamžiku použito čisticí zařízení – plechový pásek s jemným brusným papírem, přitlačovaný vlastní pružností k dolnímu kotouči.



Obr. 2 Nákres vzorku tuhého maziva pro použití na dvoukotoučovém stroji

3.2 Postup zkoušek a hodnocené veličiny

Po uvedení stroje do chodu byly třecí podmínky ponechány bez úpravy, dokud se nedosáhlo hodnoty součinitele tření f = 0,4. Potom byl přiložen vzorek tuhého maziva, přitlačovaný závažím. Aplikace maziva trvala cca 200 s, poté bylo mazivo odejmuto a bez zastavení stroje měření pokračovalo, dokud součinitel tření nevystoupal zpět na hodnotu 0,4. Typický časový průběh součinitele tření při takovém testu je na obr. 3.



Obr. 3 Příklad naměřeného časového průběhu součinitele tření s vyznačením hodnocených veličin

Z časového záznamu byly odečteny tři charakteristické veličiny, vyznačené na obr. 3:

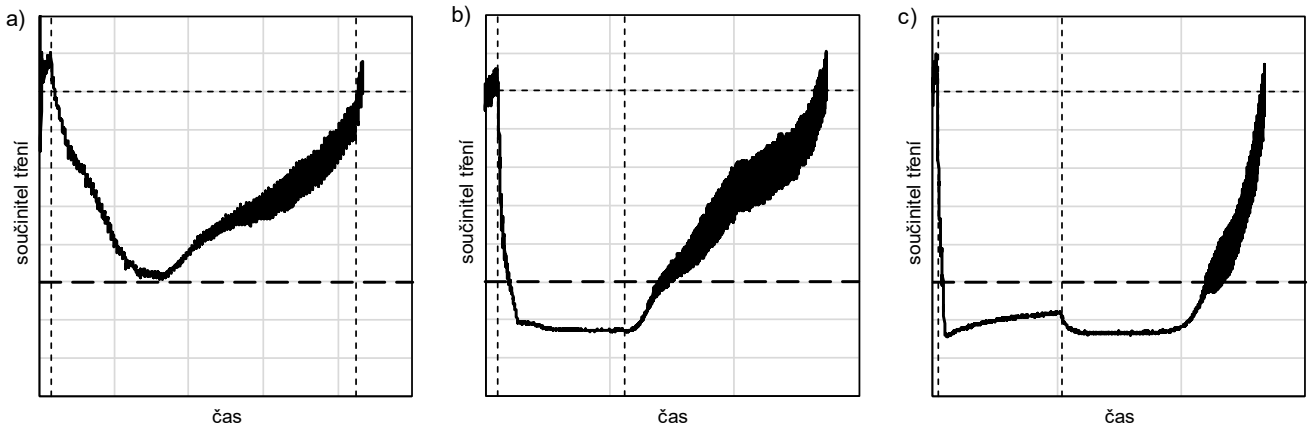
- f_1 – ustálený součinitel tření během aplikace maziva,
- f_2 – ustálený součinitel tření po odejmutí maziva (pokud došlo k ustálení),
- t_r – retentivita, vyjádřená časem, který uplynul od odejmutí maziva do návratu součinitele tření na hodnotu 0,4.

3.3 Odezva součinitele tření na aplikaci maziva

Zaznamenaný průběh součinitele tření ve většině z 54 provedených testů by se dal charakterem zařadit do jedné ze skupin znázorněných na obr. 4:

a) Nedostatečný mazací účinek: součinitel tření po přiložení maziva sice klesá, ale pomalu a ne příliš nízko, a začíná růst často ještě před odejmutím maziva.
b) Dostatečný, avšak ne trvanlivý mazací účinek: součinitel tření klesá, obvykle se (téměř) ustálí na nízké hodnotě, přičemž nikdy nevzrůstá. Až po odejmutí maziva začne okamžitě anebo po krátké prodlevě součinitel tření růst.
c) Dostatečný a trvanlivý mazací účinek: součinitel tření po přiložení maziva klesne, ale postupně mírně narůstá, někdy se ustálí, někdy ne úplně. Po odejmutí maziva součinitel tření ještě klesne a drží se na nízké hodnotě (i přes deset minut), potom začne růst.

Případ a) se týkal pouze testů s nejnižším stupněm přítlaku maziva (F_z = 7,5 N). Případ b) nastal u menšího počtu testů s nižším přítlakem (do 32 N) a potom v případech, kdy bylo po celou dobu zkoušky použito čištění pro odstraňování přebytečného materiálu. Případ c) byl nejčastější; pokud při běhu po odejmutí maziva bylo v určitém okamžiku přiloženo čisticí zařízení, ustálená fáze se ukončila a součinitel tření rychle vzrostl.



Obr. 4 Tři zaznamenané charaktery časového průběhu součinitele tření; svislé čáry značí přiložení a odejmutí maziva (s odstupem cca 200 s od sebe), vodorovné čáry značí hodnoty součinitele tření 0,15 a 0,4

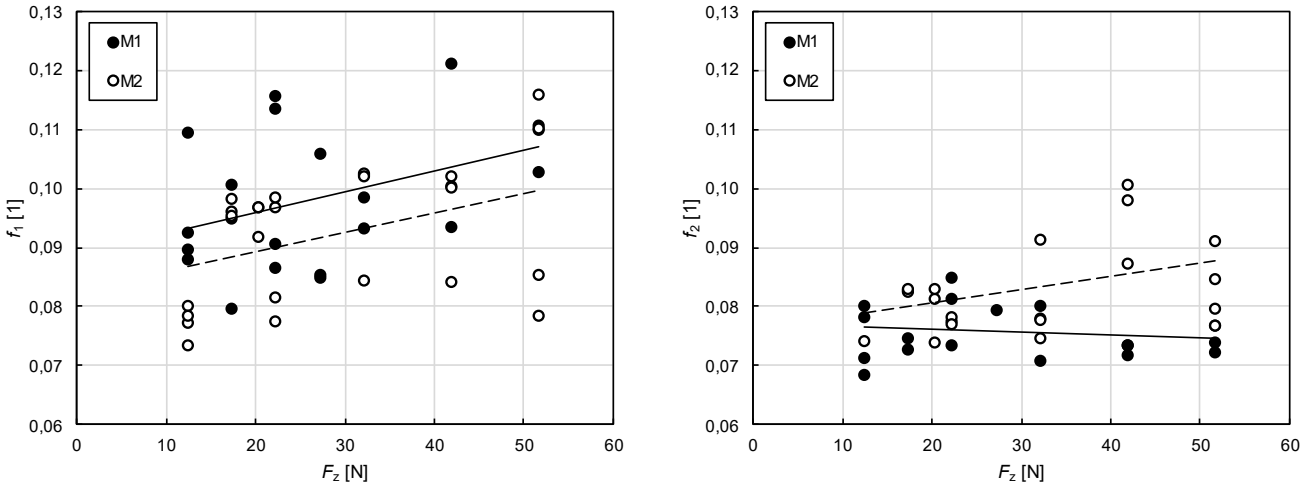
3.4 Kvantitativní vyhodnocení

Z jednotlivých časových průběhů bylo provedeno hodnocení veličin f_1, f_2 a t_r, definovaných v odd. 3.2. Pro stručnost jsou v tomto článku vynechány zvláštní případy a výsledky ovlivněné čištěním kotoučů během zkoušky, které nicméně v práci [2] jsou popsány. Grafy též nezahrnují výsledky pro nejnižší úroveň přítlaku (F_z = 7,5 N), kde nebyla zaznamenána plná účinnost maziva (průběhy jako na obr. 4 a).

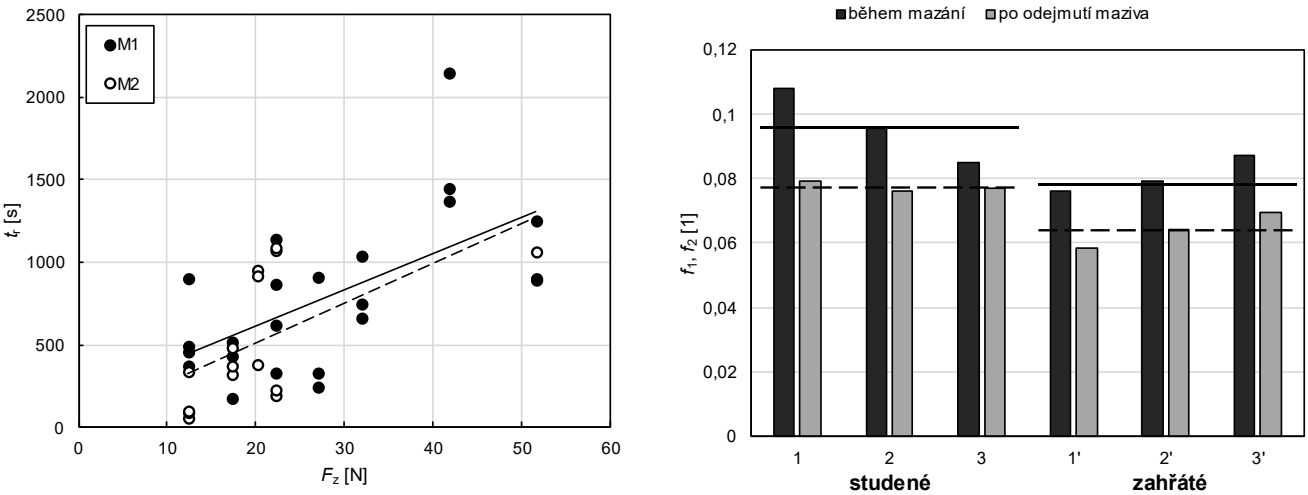
Ustálený součinitel tření během mazání f_1 měl hodnotu obvykle v rozmezí 0,08–0,12, jak je vidět na obr. 5 vlevo. Střední hodnota pro mazivo M1 byla poněkud vyšší než pro M2 (0,099 oproti 0,092, směrodatná odchylka 0,011 v obou případech). Součinitel tření během mazání ukázal slabě rostoucí trend s rostoucím přítlakem maziva.

Pokud se po odebrání vzorku maziva součinitel tření ustálil, pak se ustálil většinou na nižší hodnotě, než měl během mazání (viz obr. 5 vpravo; střední hodnota pro M1 je 0,076, pro M2 0,083). Závislost na přítlaku maziva během mazání je slabší a u obou vzorků maziva se liší.

Retentivita je zachycena na obr. 6 vlevo. Přes velký rozptyl nelze opomenout výrazný rostoucí trend: je-li mazivo ke kotouči přitlačováno větší silou, po odejmutí vydrží mazací vrstva na kotoučích déle. V grafu nejsou zahrnuty testy s průběžným čištěním (tam byl čas $t_r \leq 220$ s) a testy, kde pro zkrácení běhu už po cca 1100 s od odejmutí maziva bylo čištění zařazeno.



Obr. 5 Závislost ustáleného součinitele tření během mazání (vlevo) a po odejmutí maziva (vpravo) na síle, která přitlačuje vzorek maziva ke kotouči; lineární regrese, vyjádřená plnou čarou pro vzorek M1 a čárkovanou čarou pro vzorek M2, je vykreslena jako vizuální pomůcka, nehodnotí se



Obr. 6 Vlevo závislost doby návratu na úroveň suchého tření na síle, která přitlačuje vzorek maziva ke kotouči; vpravo vliv teploty kotoučů na součinitel tření během mazání f_1 a po odejmutí maziva f_2 (vodorovné čáry značí střední hodnoty)

V testech prezentovaných výše bylo vždy před zahájením měření zařazeno chlazení kotoučů v proudu vzduchu. Dále byl jen pro orientaci, s malým počtem opakování vyšetřen vliv teploty kotoučů. Na obr. 6 vpravo jsou výsledky tří měření se studenými kotouči (tj. teplota na začátku 23–24 °C, během testu zahřátí na 32–33 °C) a tří měření se zahřátými kotouči (na začátku 32–33 °C, na konci 38–39 °C). Zde byl použit vzorek maziva M1 a F_z = 22 N. Ukázalo se, že při vyšší teplotě součinitel tření poněkud klesá, ale pro získání statisticky významných výsledků by bylo zapotřebí pořídit větší množství dat.

4 DISKUZE

Ze samotných experimentů, které jsou zde prezentovány, lze učinit následující závěry: Přítlak vzorku tuhého maziva, *je-li dostatečný k vytvoření účinné mazací vrstvy*, už má na samotný součinitel tření malý dopad. Výrazněji však ovlivňuje retentivitu neboli trvanlivost mazací vrstvy, která se drží na kotoučích po

odejmutí maziva – s přítlakem během mazání narůstá doba, po kterou mazání zůstává účinné potom, co mazivo již není přiváděno.

V rámci našich experimentů nebyly prováděny mikroskopické rozbory, které by umožnily popsat množství a rozložení maziva a jiných látek na kotoučích v jednotlivých fázích zkoušky. Na základě poznatků z literatury [10–12] nicméně lze odvodit vysvětlení mechanismů, které jsou rozhodující pro vývoj třecích podmínek během standardní zkoušky na dvoukotoučovém stroji. Po přiložení maziva se začne tuhé mazivo (včetně částic plastové matrice) přenášet na povrch horního kotouče a z něj i na kotouč dolní. Součinitel tření pochopitelně klesá. Při utvoření optimální mazací vrstvy dosáhne součinitel tření minimální hodnoty. Pakliže ale na rozhraní přichází další mazivo, ocitá se mezi kotouči větší množství tuhého maziva v podobě lamel v náhodné orientaci, které nejsou ještě zajety do optimálního uspořádání „naplocho“, kde po sobě kloužou s malým odporem: součinitel tření proto během mazání poněkud roste (obr. 4 c).

Po odejmutí tyčinky se ukončí přívod dalších částic tuhého maziva, a přítomné mazivo, je-li ho tam dostatek, se po čase zajede do optimální mazací vrstvy – součinitel tření proto klesne. Během valení se skluzem částice maziva postupně z kontaktu odcházejí, ale dokud jich je tam dostatek, zajišťují stabilně nízký součinitel tření. Teprve při dosažení určitého kritického množství mazací účinek pomíjí a součinitel tření poměrně rychle vzroste. Pokud je přítlak maziva během mazání vyšší, přenese se ho na kotouče více, a proto pak mazací vrstva déle vydrží.

Pokud je kotouč na zkušebním stroji průběžně čištěn, zabraňuje se tím hromadění většího množství maziva. Během mazání to znamená *nižší* součinitel tření (není přítomna silnější vrstva ještě nezajetých částic), ale po odejmutí tyčinky se mazací účinek brzy ztrácí (povrchy nedrží „zásobu“ maziva) – to je znázorněno na obr. 4 b). Nutno zopakovat, že v několika málo případech byl takovýto výsledek zaznamenán i bez čištění: z nějakých důvodů na kotouče přecházelo menší množství maziva.

Není-li zajištěn přenos dostatečného množství maziva na kotouče (při nízkém přítlaku tyčinky), nedokáže v podmínkách stálého, vysokého skluzu utvořit stabilní mazací vrstvu. Průběh součinitele tření pak vypadá jako na obr. 4 a).

5 ZÁVĚR

Jedním z parametrů zkoušky tuhého maziva na dvoukotoučovém stroji podle ČSN EN 15427-1-1 je síla, která přitlačuje tyčinku tuhého maziva ke kotouči, reprezentujícímu kolo vozidla. Tato síla může zásadně ovlivnit výsledek zkoušky v tom smyslu, že je-li příliš nízká, nepřenáší se na kotouče dostatek maziva k vytvoření účinné mazací vrstvy. V normě se uvádí, že přítlak má odpovídat skutečné aplikaci; pokud ale použijeme takové zatížení, není v našich podmínkách obvykle dosažena správná funkce. Příčina je spatřována ve značném namáhání rozhraní stálým, vysokým skluzem – v článku [13] se v této souvislosti navrhuje testování s přerušovaným kontaktem kotoučů, zohledňujícím fakt, že okolek též nepřichází do kontaktu s kolejnicí souvisle a během jízdy v přímé koleji se vrstva maziva obnoví.

Aktuálně prezentovaný výzkum navazuje na náš předcházející příspěvek [1] tam, kde se uvádí, že „jedním z faktorů, který ovlivňuje účinnost maziva, je jeho přítlak k testovacímu kotouči“ a že „při vyšším tlaku se dosahuje vyšší účinnosti“. Nyní lze tato tvrzení upřesnit:

- Při vyšším přítlaku se dosahuje vyšší účinnosti v tom smyslu, že při překročení určité hranice (ve zde popsaném případě mezi 7,5 a 12 N) se mazivo dostává do režimu řádného fungování, ve kterém ale už součinitel tření na přítlaku tyčinky závisí velmi málo, a to s mírně rostoucím trendem. Ještě méně je na přítlaku závislý součinitel tření po odejmutí maziva.
- Při vyšším přítlaku je zaznamenána vyšší retentivita, tj. výdrž mazací vrstvy na kotoučích po odejmutí maziva. Tato vlastnost je ale potlačena při zkoušce s průběžným čištěním, které zásobu maziva nad rámec zajeté účinné vrstvy odstraňuje.

Výsledky měření jsou svým charakterem v souladu s poznatky z literatury, zejména [10], kde byla použita jiná metodika testování i jiné zkušební zařízení (typ *pin-on-disk*), avšak závěry k přenosu a usazování maziva mají obecnější platnost.

Jeví se vhodné v dalších experimentech na dvoukotoučovém stroji rozšířit základnu pro tyto poznatky testováním při různých úrovních normálové síly v kontaktu a různé velikosti aplikační plochy maziva, taktéž realizovat více zkoušek pro vyšetření vlivu teploty.

Výzkum byl financován Univerzitou Pardubice v rámci institucionální podpory na dlouhodobý koncepční rozvoj výzkumné organizace.

◆◆

Literatura

[1] VOLTR, P., LIBEROVÁ, S. Faktory ovlivňující hodnocení výkonnosti tuhých maziv pro kontakt kolo–kolejnice. In: *Současné problémy v kolejových vozidlech: XXV. konference s mezinárodní účastí, sborník příspěvků*. Pardubice: DFJP Univerzity Pardubice, 2021, s. 391–398. ISBN 978-80-7560-377-7.

[2] NETOLICKÝ, J. *Testování tuhých maziv pro okolky kolejových vozidel na dvoukotoučovém stroji*. Diplomová práce. Pardubice: Univerzita Pardubice, DFJP, 2025.

[3] IWNICKI, S., SPIRYAGIN, M., COLE, C., McSWEENEY, T. (eds.) *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*. Online. 2nd edition. Boca Raton: CRC Press, 2019. ISBN 9780429469398. Dostupné z: https://doi.org/10.1201/9780429469398. [citováno 2025-06-20]

[4] JASCHINSKI, A., CHOLLET, H., IWNICKI, S., WICKENS, A., WÜRZEN, J. *The application of roller rigs to railway vehicle dynamics.* Online. Vehicle System Dynamics. Vol. 31 (1999), no. 5–6, s. 345–392. ISSN 0042-3114. Dostupné z: https://doi.org/10.1076/vesd.31.5.345.8360. [citováno 2025-06-20]

[5] VOLTR, P. *Simulation of wheel-rail contact conditions on experimental equipment*. Online. Železničná doprava a logistika. Vol. 2015, no. 2, s. 77–82. ISSN 1336-7943. Dostupné z: http://hdl.handle.net/10195/66673. [citováno 2025-06-20]

[6] GARNHAM, J. E. *The wear of bainitic and pearlitic steels.* Disertační práce. Leicester: University of Leicester, 1995.

[7] ZDRAVECKÁ, E., ONDÁČ, M., TKÁČOVÁ, J. The wear tribometer and digitalization of tribological tests data. *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*. Vol. 61 (2013), no. 2, s. 321–326. ISSN 1734-8412.

[8] *Tribology at component level.* Online. Fraunhofer IWM. Dostupné z: https://www.iwm.fraunhofer.de/en/services/tribology/triboconditioning_analytics/Tribology-at-component-level.html. [citováno 2025-06-23]

[9] ČSN EN 15427-1-1:2023. *Železniční aplikace – Řízení tření mezi kolem a kolejnicí – Část 1-1: Mazací zařízení a nanášení – Mazání okolků*.

[10] REY, T., PAPIN, E., FRIDRICI, V., DASSENOY, F. *Experimental study of the tribological performance of a solid lubricant stick with MoS_2 for wheel–rail contact.* Online. Wear. Vol. 570 (2025), article 205941. ISSN 1873-2577. Dostupné z: https://doi.org/10.1016/j.wear.2025.205941. [citováno 2025-06-23]

[11] STACHOWIAK, G., BATCHELOR, A. W. *Engineering Tribology.* 4th Edition. Butterworth-Heinemann, 2013. ISBN 9780123977762.

[12] WONG, K. C., LU, X., COTTER, J., EADIE, D. T., WONG, P. C., MITCHELL, K. A. R. *Surface and friction characterization of MoS_2 and WS_2 third body thin films under simulated wheel/rail rolling–sliding contact.* Online. Wear. Vol. 264 (2008), no. 7–8, s. 526–534. ISSN 1873-2577. Dostupné z: https://doi.org/10.1016/j.wear.2007.04.004. [citováno 2025-06-23]

[13] EVANS, M. D., LEWIS, R. *Alternative twin-disc assessment of solid stick flange lubricants.* Colorado Springs, Colorado, USA: 10th International Conference on Contact Mechanics – CM 2015, 30. 8.–3. 9. 2015.

Zasláno / received: 01. 07. 2025, přijato / accepted: 15. 07. 2025, publikováno / published: 17. 09. 2025.

Příspěvek recenzovali / The paper was reviewed by: Ing. Martin Valena, Ph.D. (Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství), doc. Ing. Ján Dižo, PhD. (Žilinská univerzita v Žiline, Strojnícka fakulta).

SOUČASNÉ PROBLÉMY V KOLEJOVÝCH VOZIDLECH

XXVII. konference s mezinárodní účastí
17.–19. září 2025, Česká Třebová

VÝZKUM A MOŽNOSTI APLIKACE AKTIVNÍHO NATÁČENÍ DVOJKOLÍ PRO MODERNÍ TRAMVAJOVÁ VOZIDLA

THE RESEARCH AND APPLICATION POSSIBILITIES FOR THE WHEELSET ACTIVE STEERING SYSTEM FOR TRAMCARS

Jan VRBA[1], Vojtěch DYBALA[2]

e-ISBN: 978-80-7560-564-1
DOI: 10.46585/spkv20252655
ISSN: 3029-8342
CC BY

Abstrakt

Tento článek se zabývá výzkumem a aplikací technologie aktivního natáčení dvojkolí do oblouku u moderních článkových tramvají. Tramvajové tratě v centrech měst totiž často obsahují oblouky s velmi malými poloměry, což vede k výraznému opotřebení kol a kolejnic, hluku a vibracím. Studie navrhuje integraci aktivního prvku, původně vyvinutého pro vozidla klasické železnice, do podvozků moderních článkových tramvají s neotočnými podvozky a poukazuje na výzvy při takovéto integraci.

Klíčová slova

aktivní rejdování, aktivní prvek, Multi-Body Simulation (MBS), tramvaj, neotočný podvozek

Abstract

This article deals with the application of an active wheelset steering technology in modern articulated trams. Indeed, tram lines in city centers often contain curves with very small radii, leading to a significant wheel and rail wear, a noise and vibration. The study proposes the integration of an actuator, originally developed for a conventional rolling stock, into the bogie of modern articulated trams with non-pivoting bogies and points out the challenges involved in such integration.

Keywords

active steering, actuator, Multi-Body Simulation (MBS), tram, non-pivoting bogie

1 ÚVOD

Článek se zabývá výzkumem aplikace technologie aktivního vedení dvojkolí do moderních tramvají. Tento segment železniční dopravy byl dlouho dobu ve výzkumu nasazení této technologie opomíjen i přes jeho velký potenciál pro tramvajovou dopravu. Profil tramvajových tratí totiž často zejména v centrech měst není pro moderní článkové tramvaje z hlediska opotřebení kol či emisí hluku a vibrací z daleka ideální. V centrech měst lze často nalézt velmi ostré oblouky, často s poloměry kolem 20 metrů, navíc často bez přechodnic. V takovýchto obloucích dochází k vyčerpání příčné vůle dvojkolí v koleji a k velkým skluzovým silám v kontaktu kol a kolejnice a velkému opotřebení právě kol tramvaje i kolejnic.

[1] **Ing. Jan Vrba**. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní. Technická 4, 160 00 Praha, Česká republika, e-mail: vrba@fs.cvut.cz

[2] **Ing. Vojtěch Dybala, Ph.D.** České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní. Technická 4, 160 00 Praha, Česká republika, e-mail: vojtech.dybala@fs.cvut.cz

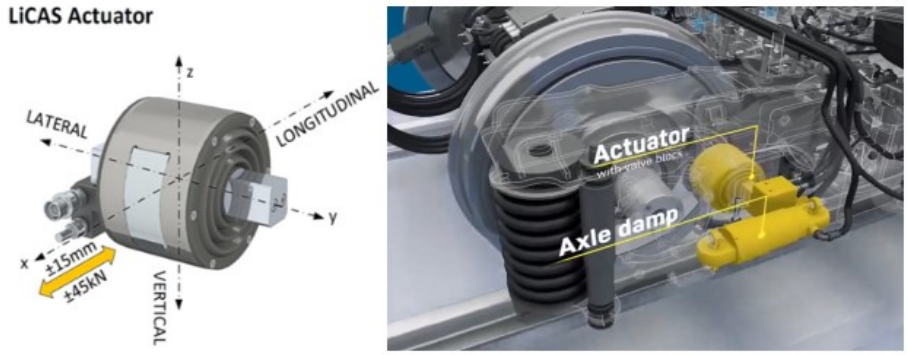
Článek tak představuje koncept využití aktivního prvku vyvíjeného pro konvenční železnici v podvozku moderní článkové tramvaje s neotočnými podvozky. Je představena jednak zástavbová analýza a navržen koncept řízení aktivních prvků vhodný pro tramvajový provoz. Dále jsou představeny MBS simulace porovnávající jízdu vozidla po 10 km dlouhém úseku reálné tramvajové trati s pasivním vedením dvojkolí s jízdou tramvaje s aktivním natáčením dvojkolí. Představené simulace prokazují výrazný přínos ve snížení opotřebení kol a kolejnic při využití aktivního natáčení dvojkolí, a to i při zvolení hodnot maximálního výsuvu aktuátoru, kterých je možné dosáhnout při využití dnešní koncepce tramvajových podvozků.

I přes prokazatelné úspory v opotřebení kol a kolejnic technologie není do současných tramvajových vozidel nasazena. Autoři tohoto článku tak krom výhod představují i úskalí využití této technologie, kterými jsou zejména prostorové nároky aktuátorů a jejich napájení či řešení vzájemných pohybů dvojkolí vůči primárně vypruženým hmotám.

2 ZVOLENÝ AKTIVNÍ PRVEK, ZPŮSOB ŘÍZENÍ AKTIVNÍHO PRVKU A JEHO MOŽNÁ ZÁSTAVBA DO PODVOZKU TRAMVAJE

Jak mimo jiné dokládá provedená důkladná rešerše [1] výzkumu a využití aktivních prvků v pojezdu kolejových vozidel, jde o technologii zkoumanou a vyvíjenou po dlouhá desetiletí, a to téměř výhradně pro konvenční železnici. I přes velké množství výzkumů, simulací i testování v reálném provozu však nedošlo, vyjma aktivního naklápění vozové skříně, k rozšíření využití aktuátorů v pojezdech kolejových vozidel. Ambici tento stav změnit v posledních letech prezentuje společnost Liebherr s vyvinutým systémem aktivního natáčení dvojkolí LiCAS.

Aktuátor LiCAS je hydraulický prvek, který je součástí celého systému umožňujícího aktivní rejdování dvojkolí, viz obr. 1. Jedná se o komplexní systém, který kromě samotného aktuátoru zahrnuje řídící jednotku, agregáty zajišťující potřebné množství a tlak média, které aktuátor ovládá, hydraulické hadice pro transport média a nápravový tlumič. Ten funguje jednak jako záložní prvek z hlediska bezpečnosti provozu vozidla v případě selhání aktuátoru, kde přebírá funkci vedení dvojkolí, a zároveň je vybaven čidlem pro měření výsuvu dvojkolí, se kterým pracuje zpětnovazební regulace aktuátoru. [2]



Obr. 1 Vizualizace aktuátoru LiCAS firmy Liebherr [2]



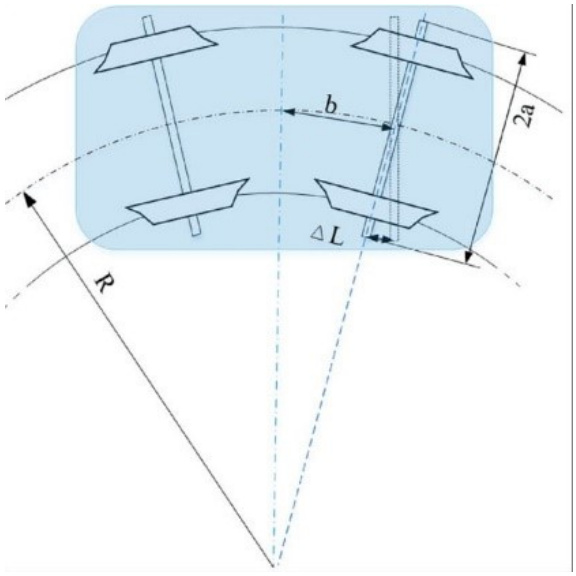
Obr. 2 Zástavba systému LiCAS do železničního podvozku [3]

Firma Liebherr systém LiCAS primárně navrhla pro železniční vozidla a také jej funkčně otestovala na podvozku osobního vozu v Anglii, viz obr. 2. Aktuátor je určený k montáži do kyvného ramene na jedné straně dvojkolí namísto standardního silentbloku vedení kyvného ramene. Z toho pak plynou omezení směřující k aplikaci v tramvajových podvozcích, kterým je věnována kapitola 3. Již zde je vhodné čtenáře upozornit, že se jedná o koncepční studii zastavitelnosti v kontextu podvozků tramvají firmy Škoda Transportation, které jsou ve výrobě či ve vývoji současných nebo budoucích projektů.

Aktuátory natáčející dvojkolí jsou u systému LiCAS řízeny zpětnovazebně na základě pohybů mezi podvozkem a skříní vozidla. Tento způsob řízení je však pro tramvaje nevhodný, jelikož řada současných tramvají využívá podvozky neotočné, které se natáčejí společně se skříní článku tramvaje. Pro tramvaje s neotočnými podvozky navíc technologie aktivního natáčení dvojkolí do oblouků může přinést výrazně větší benefity než u tramvají s podvozky otočnými. Navíc ani u tramvají s otočnými podvozky není tento princip příliš vhodný, jelikož vzhledem k velmi malému poloměru i délce oblouků na tramvajových tratí a poměrně dlouhé době výsuvu aktuátoru, by aktuátor nestíhal dvojkolí dostatečně natočit a technologie by nebyla tolik přínosná jako u konvenční železnice. Další odlišností od konvenčních tratí je fakt, že některé oblouky na tramvajových tratích v centrech měst nemají přechodnice a křivost je tak měněna skokově.

Pro aktivní natáčení dvojkolí tramvaje je tak v návrhu počítáno s dopředným řízením aktuátorů v podvozku vozidla. Jako vstupní veličiny algoritmu řídicího výsun aktuátorů slouží poloměr oblouku *R* a rychlost vozidla. Natočení dvojkolí do oblouku je dáno výsunem aktuátorů *ΔL*, který je na základě poloměru oblouku určován dle vzorce (1), ve kterém b značí polovinu rozvoru podvozku a a představuje polovinu příčné vzdálenosti aktuátorů natáčejících dvojkolí, viz obr. 3.

$$\Delta L = \frac{a \cdot b}{R}, \tag{1}$$



Obr. 3 Výpočet výsunu aktuátoru při průjezdu obloukem [4]

Rychlost vozidla je s dostatečnou přesností měřena již na dnešních vozidlech. Poloměr oblouku je pak na základě polohy vozidla na trati získáván z digitální mapy trati, která je nahrána ve vozidle. Digitální mapa trati obsahuje informace o jednotlivých úsecích projížděné trati a může být získána například speciálním měřicím zařízením (obr. 4), kterým je trať projeta, a naměřená data jsou následně zpracována do databáze a nahrána do vozidla. Na základě znalosti polohy vozidla a parametrů uložených pro daný úsek trati v digitální mapě jsou pak řízeny aktuátory natáčející dvojkolí.

Dostatečně přesné určení polohy vozidla na trati v městském prostředí může být problematické. Jako nejlepší z hlediska robustnosti, bezpečnosti, nákladů i přesnosti lokalizace se jeví však metoda RFID, která je již používána v některých pokročilých tramvajových provozech. Vozidlo je lokalizováno na trati pomocí štítků umístěných na trati a čtečky těchto štítků umístěných na vozidlech (viz obr. 4 vpravo). Tento

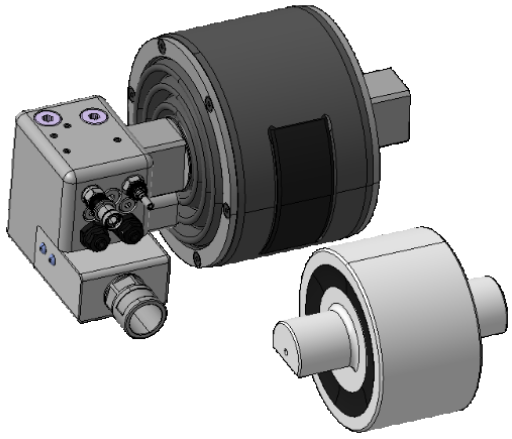
systém je využíván již dnes pro hlášení zastávek, kontrolu rychlosti vozidla či pro mazání okolků například Dopravním podnikem hl. města Prahy (dále DPP) [5]. Jednalo by se tak v zásadě pouze o rozšíření funkcionality již provozovaného systému.



Obr. 4 Měřící zařízení průjezdu trati (vlevo). Sledovací RFID tag a čtečka (vpravo) [5]

Vzhledem k bezpečnostním rizikům a rizikům zvýšeného opotřebení kol a kolejnic v případě špatné hodnoty vstupní veličiny (poloměru oblouku) do algoritmu řídicího natáčení dvojkolí je vhodné tuto veličinu ověřit z více nezávislých zdrojů. Tento přístup je dlouhodobě aplikován například v leteckém průmyslu. Z tohoto důvodu se jeví jako vhodné, aby poloměr nadcházejícího oblouku byl ověřován pomocí senzoriky na čele vozidla (LiDAR, kamera). Řídicí systém bude schopný z dat získaných ze senzoriky na čele vozidla detekovat kolejnicové pásy a vypočítat poloměr oblouku. Tato technologie je dostupná již v dnešní době a bude nasazena například na nových tramvajích Škoda 52T pro Prahu. Takto získaný poloměr oblouku bude tedy porovnán s hodnotou v digitální mapě trati, a pokud se hodnoty výrazněji nebudou shodovat, nedojde k natočení dvojkolí a vozidlo projede úsek sníženou rychlostí s aktuátory v nominální poloze. Lze předpokládat, že výše zmíněné senzory na čele vozidla budou na vozidle umístěny primárně za jiným účelem (např. antikolizní systém jako u 52T) a nedojde tak ke zvýšení pořizovací ceny systému aktivního natáčení.

Vzhledem k malé délce oblouků s nejmenším poloměrem byl algoritmus řídicí natáčení dvojkolí nastaven tak, aby dvojkolí bylo natáčeno ještě před vjezdem do oblouku, a naopak rovnáno z části před výjezdem z oblouku a z části až v přímé trati po výjezdu z oblouku. Řízení natáčení dvojkolí bylo takto nastaveno na základě velkého množství provedených simulací dle minima dosaženého celkového indexu opotřebení. Detailně je nastavení algoritmu řídicího dvojkolí popsáno v [6].

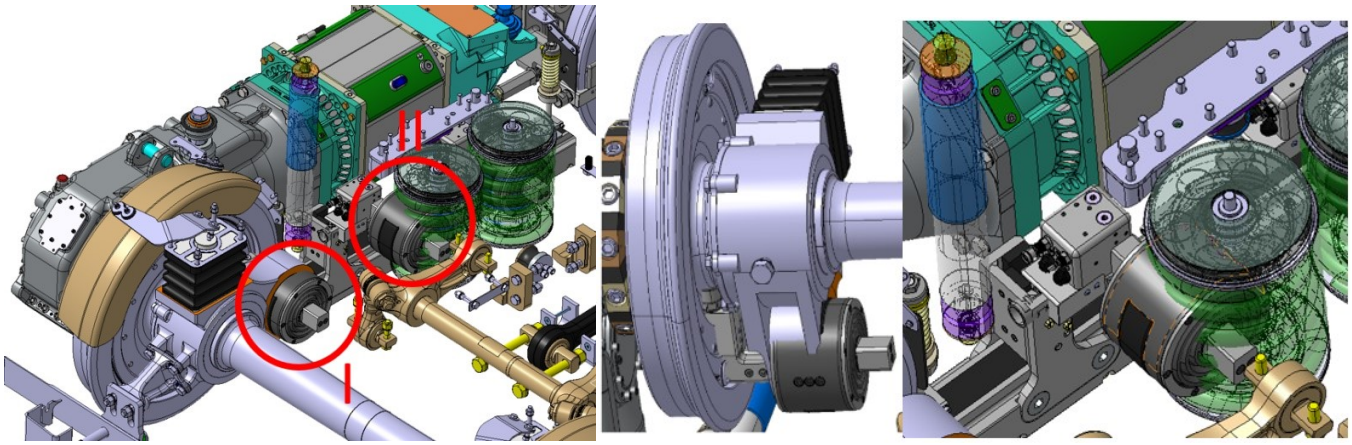


Obr. 5 Proporcionální srovnání velikosti aktuátoru LiCAS a běžného silentbloku vedení kyvného ramene

3 LIMITACE A OMEZENÍ VYUŽITÍ AKTIVNÍHO PRVKU

Jak již bylo uvedeno v dřívější kapitole, první zásadní výzvou z hlediska zastavitelnosti do tramvajového podvozku představují rozměry aktuátoru LiCAS. Ten je totiž významně větší než běžně používané silentbloky vedení kyvných ramen. Pro srovnání lze odkázat na obr. 5. K základnímu posouzení zastavitelnosti do podvozku byla vytvořena 3D rozvaha (obr. 6) rozmístění hlavních komponent podvozku, tj. dvojkolí a prvky jeho vedení, komponenty vypružení, brzd a pohonu dvojkolí. Konstrukční předpoklad této rozvahy byl, že samotný rám podvozku by se navrhl s ohledem na funkční uspořádání výše zmíněných konstrukčních skupin.

Pozice umístění aktuátoru I dle obr. 6, tedy prosté nahrazení za běžný sillentblok vedení, se jeví jako nemožná, neboť aktuátor svými rozměry koliduje s kolem dvojkolí, jak je vidět na obr. 6 uprostřed. Zástavbově lepší by bylo umístění ve větší vzdálenosti s významně delším kyvným ramenem – pozice II. Z detailu na obr. 6 vpravo je sice také zjevná kolize s díly sekundárního vinutí, kolejnicovou brzdou, a též vyvstává problém s vedením hydraulických hadic, pro které by bylo potřeba vytvořit prostor, nicméně v tomto ohledu se jedná o realističtější variantu pro vývoj nekonvenčního tramvajového podvozku.



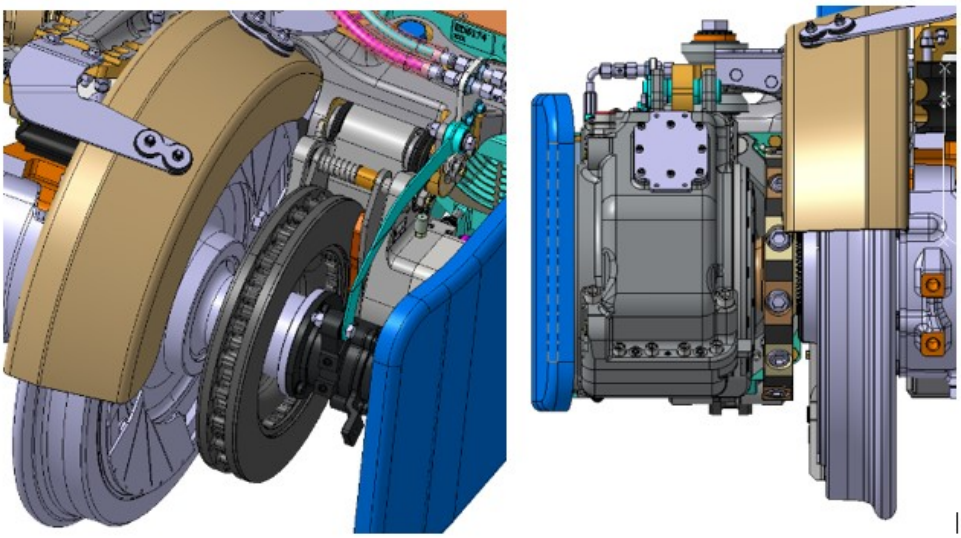
Obr. 6 Rozvaha o umístění aktuátoru LiCAS v podvozku (vpravo), pozice aktuátoru I (uprostřed), II (vpravo)

Kromě náročné zástavby aktuátoru je také zásadní věcí posouzení vlivu samotného rejdování na funkci ostatních konstrukčních skupin v podvozku, neboť vynucený posuv dvojkolí v hodnotách +/-15 mm na úrovni primárního vypružení představuje zároveň mezní hodnoty funkce primárního vypružení ve svislém směru. Čili aktivní rejdování vnáší do standardního zatížení podvozku a jeho komponent další enormní zatížení. Podsestavy podvozku postižené tímto efektem jsou:

- provedení primárního vypružení – pružina, která je standardně navrhována na mezní hodnoty podélné deformace cca. ±5 mm, bude muset být umístěna svisle, viz obr. 6,
- kotoučová brzda (obr. 7 vlevo) – v případě kotouče umístěného na konci nápravy bude efekt rejdování ještě zesílen větší vzdáleností kotouče vůči středu dvojkolí. Kotouč tak bude vůči brzdiči a brzdovým destičkám vykonávat významně větší parazitní pohyb jak posuvný, tak úhlového natočení,
- spojení pohon-dvojkolí (obr. 7 vpravo) – tato vazba je realizována pomocí spojek, jejichž současné konstrukce umožňují maximální statické deformace vyvolané již pohybem v primárním vypružení v rámci jeho svislých mezních pohybů a další přídavnou deformaci v podélném směru nezvládnou.

Tyto funkční vlivy směřují vývoj nekonvenčního podvozku s aktivním rejdováním dále i v rámci dodavatelského řetězce, kdy by bylo nutné, aby se začali vývojem nových spojek, brzd, primárních pružin zabývat i výrobci těchto komponent. Vývoj nekonvenčního tramvajového podvozku by měl být podmíněn také vývojem na straně aktuátoru, který bude směřovat k redukci jeho vnějších rozměrů.

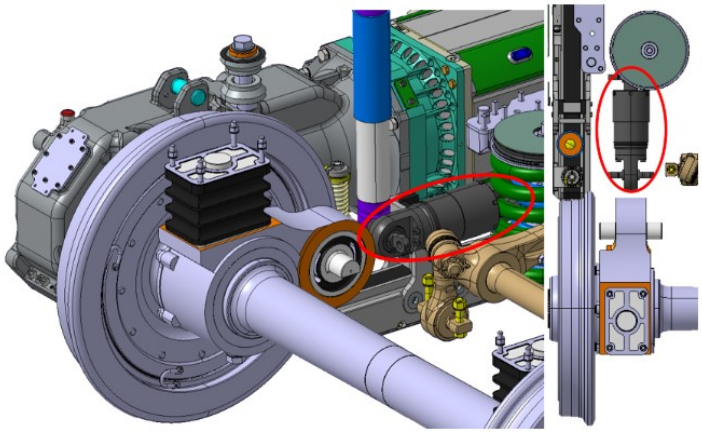
Výše nastíněná problematika aplikace aktuátoru definuje základní konstrukční výzvy pro řešení takového podvozku, který by byl od základu vyvíjen se snahou umožnit co největší nebo alespoň v kontextu tohoto výzkumu optimální úroveň rejdování, tedy podélného posuvu na úrovni primárního vypružení ±15 mm.



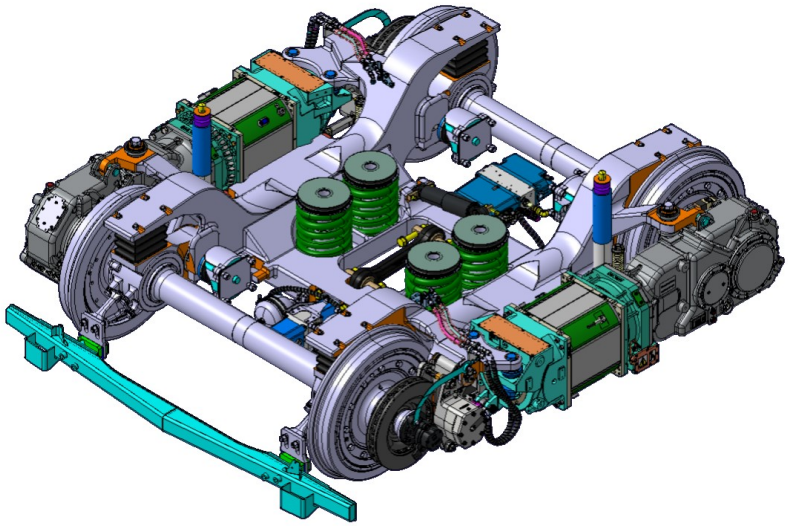
Obr. 7 Vazba konců dvojkolí na mechanickou brzdu (vlevo) a výstupní spojku pohonu (vpravo)

Z hlediska praktické stránky technického řešení podvozku, ale také reálného provozu na tramvajových tratích, je vhodné také zvážit omezení na straně funkčnosti aktuátoru. Konkrétně na hodnotu +/-5 mm, což je hodnota běžně definovaných limitů podélného pohybu dvojkolí v rámci návrhu primárního vypružení. Kontext reálného provozu pak může být principálně daný specifickou lokací provozu tramvajového vozidla, kdy se na tratích bude nacházet statisticky malé množství oblouků s malými poloměry. S výstavbou nových tratí, které již vedou mimo centra měst a mají díky tomu výrazně přímější horizontální profil, by bylo možné optimalizovat i požadavky na aktivní rejdování, a tedy i funkčnost aktuátoru a náročnost technického řešení podvozku jako celku. Tento pohled byl též vzat v úvahu, neboť právě z konstrukčního hlediska by směřoval k výrazně méně komplikovanému řešení podvozku, jehož základní rozvahu lze vidět na obr. 9. Budeme-li vycházet ze současných konvenčních konstrukcí bylo by možné použít současných brzd a pohonů. Kyvné rameno by mohlo být navrženo se základními rozměry v rozsazích již používaných řešení. Silentblok vedení kyvného ramene by vyžadoval snížení tuhosti v podélném směru, což ale dle vyjádření dodavatelů těchto komponent není pro ně neznámé řešení a je velmi pravděpodobně konstrukčně proveditelné bez významných komplikací i pro tramvajový podvozek. Konstrukčně nejzásadnější a nejkomplikovanější uzly zde budou:

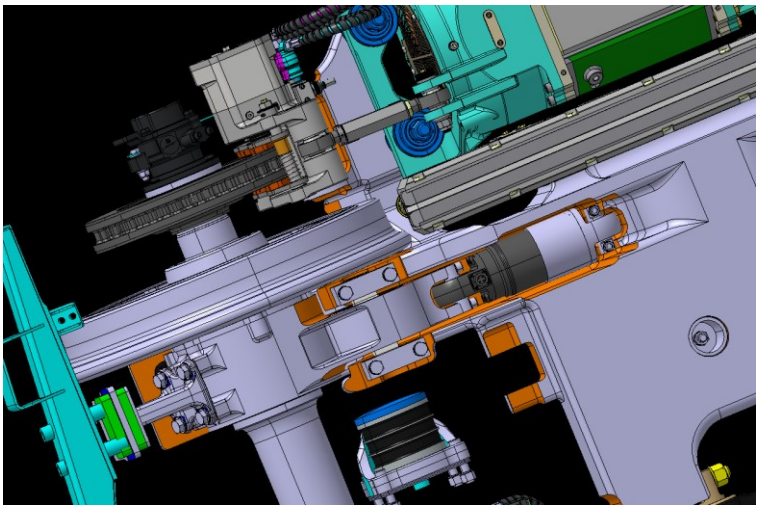
- samotný aktuátor, který by dle předpokladů byl osového/tlumičového typu. Princip fungování by mohl vycházet z řešení aktivních tlumičů, které již potenciální dodavatelé mají,
- pružiny sekundárního vypružení, respektive potřeba je umístit z důvodu potenciální kolize s aktuátorem osového/tlumičového typu,
- konstrukce samotného rámu, který bude složitý právě v oblasti okolo aktuátoru a rozhraní s výše uvedenými díly a konstrukčními uzly.



Obr. 8 Vizualizace rozvahy s aktuátorem osového/tlumičového typu



Obr. 9 Studie podvozku s prvky aktivního rejdování tlumičového typu



Obr. 10 Detail využití aktuátoru tlumičového typu pro rejdování dvojkolí

Studie tohoto podvozku respektující výše uvedené předpoklady je vizualizována na obr. 8–10. Obr. 9 představuje pohled na celý podvozek včetně navrženého rámu. Obr. 10 pak uvádí detail montáže aktuátoru tlumičového typu, který je pomocí šroubových spojů z jedné strany upevněn do rámu podvozku a z druhé strany k nálitku na kyvném rameni vedoucím dvojkolí.

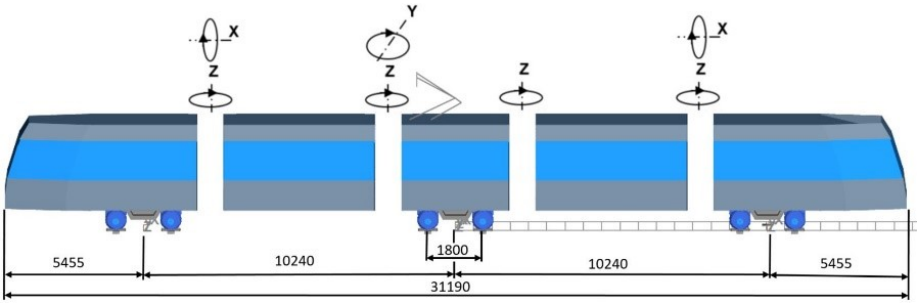
4 MBS SIMULACE

Pro ověření přínosu aplikace technologie aktivního natáčení dvojkolí do pojezdu tramvaje byl v MBS programu Simpack vytvořen model článkové tramvaje s neotočnými podvozky s aktivním vedením dvojkolí, který byl propojen s modelem dopředného řízení aktuátorů v programu Matlab Simulink. Tyto dva programy si tak v každém časovém kroku simulace předávají potřebné informace. Z programu Simpack je v každém časovém kroku předávána informace o poloze vozidla na trati a rychlosti vozidla, z programu Simulink je pak předávána do programu Simpack hodnota natočení aktuátorů.

Pro vyhodnocení vlivu aktivního natáčení dvojkolí bylo využito čísla opotřebení, který je definován dle (2). V rovnici (2) T_x značí podélnou skluzovou sílu, T_y je příčná skluzová síla, v_x je podélný poměrný skluz a v_y je příčný poměrný skluz. Jednotkou čísla opotřebení je Newton. Při integraci čísla opotřebení po délce tratě lze dostat energii disipovanou v kontaktu kolo – kolejnice, která je úměrná míře opotřebení.

$$W = T_x \cdot v_x + T_y \cdot v_y, \tag{2}$$

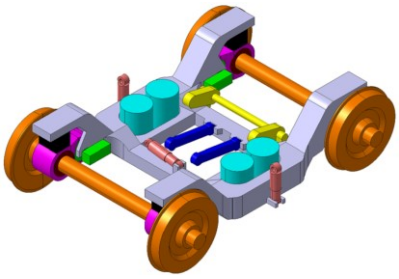
Pro vývoj systému aktivního natáčení bylo vybráno vozidlo koncepce „multigelenk“ tedy vozidlo s pěti články a třemi neotočnými podvozky. Takováto koncepce tramvaje odpovídá nejčastějšímu řešení moderních článkových nízkopodlažních tramvají ve světě. Toto řešení tramvaje se také jeví jako nejvýhodnější pro aplikaci technologie aktivního natáčení, jelikož radiální stavění dvojkolí do oblouku může výrazně zlepšit problémy této koncepce vozidla při průjezdu oblouky malých poloměrů, jako jsou velké příčné síly v kontaktu kolo – kolejnice či emise hluku a vibrací. Naopak výhody vozidla, kterými jsou zejména vysoká kapacita, širší ulička nad podvozky či nižší cena oproti vozidlům s otočnými podvozky zůstanou zachovány.



Obr. 11 Ukázka koncepce tramvaje typu „Multigelenk“

Zjednodušený model podvozku pro MBS simulace je tak řešen jako neotočný, avšak díky dorazům s progresivní charakteristikou je umožněno natočení podvozku oproti skříni vozidla o ± 2 stupně. Vedení dvojkolí je řešeno pomocí kyvného ramene. Aktuátor aktivně natáčející dvojkolí do oblouku je umístěn v kloubu spojujícím kyvné rameno s rámem podvozku na obou stranách dvojkolí. Jedná se tak o zjednodušený model zástavby aktuátoru LiCAS do dnes využívaného tramvajového podvozku. Parametry vozidla i podvozku využitých pro MBS simulace jsou uvedeny v [7].

Aby bylo reálné porovnat opotřebení kol tramvaje při jízdě s pasivním vedením oproti aktivnímu vedení dvojkolí i vliv hodnoty maximálního výsuvu aktuátoru, byl na základě stavebních výkresů získaných od DPP vytvořen model odpovídající svým profilem reálnému úseku z pražské tramvajové sítě. Model trati pro simulace odpovídá úseku Václavské náměstí – Národní divadlo – Újezd – Anděl – Sídliště Řepy a je dlouhý 10,6 km. Tento úsek trati odpovídá zhruba 60 % délky linky č. 9, jedné z nejvytíženějších pražských tramvajových linek. Úsek je tvořen zejména přímou tratí či oblouky s velkými poloměry s přechodnicemi. Na trati se však nachází též 4 z pohledu opotřebení kol a kolejnic kritická místa. Jedná se o křižovatky, kde jsou z prostorových důvodů instalovány oblouky o poloměru 20 metrů bez přechodnic. Detailní rozbor horizontálního profilu trati obsahuje [7].



Obr. 12 Schématické znázornění neotočného podvozku pro MBS simulace



Obr. 13 Vizualizace simulované trati

Simulace průjezdu vozidla zkušební tratí či jednotlivými oblouky byly vždy provedeny vícekrát za různých okrajových podmínek výpočtu (výpočtových scénářů), aby bylo možné určit jejich vliv na snížení opotřebení kol při porovnání pasivního a aktivního vedení dvojkolí.

Jednotlivé výpočtové scénáře byly voleny tak, aby měněné parametry postihovaly hodnoty z obou okrajů provozního spektra. Simulován byl průjezd vozidla úsekem za různé kombinace okrajových podmínek jak při pasivním, tak aktivním vedením dvojkolí. Měněnými okrajovými podmínkami byly:

- rychlost vozidla – simulován průjezd vozidla konstantní rychlostí 15 km/hod a poté rychlostí odpovídající nevykompenzovanému příčnému zrychlení 1 m/s^2 případně maximální rychlosti vozidla 70 km/hod,
- koeficient tření v kontaktu kolo-kolejnice (f) – byly použity limitní hodnoty 0,15 (mokrá kolejnice) a 0,4 (suchá kolejnice),
- obsazenost vozidla – prázdné vozidlo (ELE), provozně obsazené vozidlo při úvaze 4 stojících cestujících na m^2 (EL4).

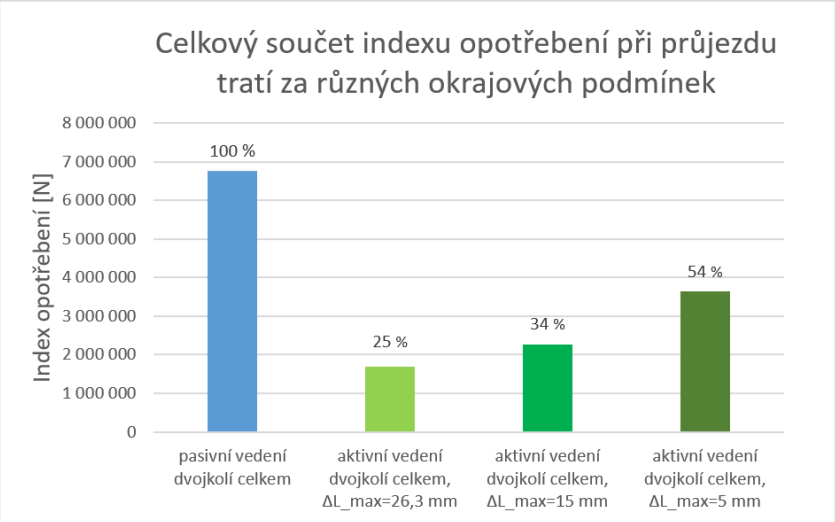
5 VÝSLEDKY SIMULACÍ

Vzhledem k tomu, že při detailní analýze zástavbových možností aktuátoru i potřebných dalších komponent, které by umožnily optimální hodnotu natáčení aktuátoru, bylo zjištěno, že pro současné tramvajové podvozky je třeba volit natočení daleko od optimální maximální hodnoty, byly simulace provedeny pro tři hodnoty maximálního výsuvu aktuátoru:

- ΔL_{max} = 26,325 mm – hodnota odpovídající radiálnímu postavení dvojkolí v oblouku s nejmenším poloměrem (20 metrů) na projížděném traťovém úseku,
- ΔL_{max} = 15 mm – maximální výsuv aktuátoru LiCAS, umožňující radiální postavení dvojkolí v obloucích do minimálního poloměru 35 metrů,
- ΔL_{max} = 5 mm – hodnota jevící se jako realizovatelná při zachování stávající koncepce podvozků. Tato hodnota umožňuje radiální postavení dvojkolí v obloucích do minimálního poloměru 105 m.

Hodnoty jízdy s aktivním natáčením dvojkolí za různých okrajových podmínek byly porovnány s jízdou tramvaje s pasivním vedením dvojkolí za obdobných okrajových podmínek. Dosažené výsledky MBS simulací zobrazuje tab. 1.

Jak je patrno z výsledků v tab. 1 či grafu na obr. 13, MBS simulace prokázaly výrazné snížení indexu opotřebení při aktivním natáčení dvojkolí oproti jízdě vozidla s klasicky vedenými dvojkolími. Při maximálním výsuvu aktuátoru došlo k průměrnému snížení indexu opotřebení o 75 %, při současné hodnotě výsuvu aktuátoru LiCAS o 66 % a při maximálním výsuvu aktuátoru pouze 5 mm došlo ke snížení indexu opotřebení kol a kolejnic o 46 %. Největšího vlivu na snížení opotřebení je dle očekávání dosaženo při koeficientu tření odpovídající suché kolejnici.



Obr. 13 Grafický přehled výsledků MBS simulací

Tab. 1 Výsledky MBS simulací

Vedení dvojkolí	Rychlost [km/h]	Naložení	Třecí koef.	Max. výsuv aktuátoru [mm]	Index opotřebení [N]	Snížení indexu opotř.	Disipovaná energie [J]	Snížení disip. Energie
pasivní	max	EL4	0.4	0	1 122 630	-	7 460 732	-
pasivní	max	EL4	0.15	0	342 539	-	2 517 519	-
pasivní	max.	ELE	0.4	0	886 817	-	5 922 422	-
pasivní	max.	ELE	0.15	0	266 268	-	1 937 006	-
pasivní	15	EL4	0.4	0	1 512 409	-	6 301 704	-
pasivní	15	EL4	0.15	0	617 168	-	2 571 533	-
pasivní	15	ELE	0.4	0	1 525 949	-	6 358 121	-
pasivní	15	ELE	0.15	0	496 158	-	2 067 325	-
aktivní	max	EL4	0.4	26.325	304 242	73%	1 586 185	79%
aktivní	max	EL4	0.15	26.325	128 599	62%	969 207	62%
aktivní	max.	ELE	0.4	26.325	242 519	73%	1 251 477	79%
aktivní	max.	ELE	0.15	26.325	101 251	62%	748 571	61%
aktivní	15	EL4	0.4	26.325	350 097	77%	1 458 738	77%
aktivní	15	EL4	0.15	26.325	158 841	74%	661 838	74%
aktivní	15	ELE	0.4	26.325	277 522	82%	1 156 342	82%
aktivní	15	ELE	0.15	26.325	126 900	74%	528 750	74%
aktivní	max	EL4	0.4	15	433 794	61%	2 127 923	71%
aktivní	max	EL4	0.15	15	165 811	52%	1 123 541	55%
aktivní	max.	ELE	0.4	15	337 395	62%	1 647 935	72%
aktivní	max.	ELE	0.15	15	129 075	52%	864 397	55%
aktivní	15	EL4	0.4	15	480 540	68%	2 002 763	68%
aktivní	15	EL4	0.15	15	196 571	68%	818 819	68%
aktivní	15	ELE	0.4	15	374 077	75%	1 557 975	75%
aktivní	15	ELE	0.15	15	155 223	69%	646 790	69%
aktivní	max	EL4	0.4	5	731 913	35%	3 819 880	40%
aktivní	max	EL4	0.15	5	238 216	30%	1 577 192	37%
aktivní	max	ELE	0.4	5	569 507	36%	2 886 528	51%
aktivní	max	ELE	0.15	5	186 284	30%	1 220 164	37%
aktivní	15	EL4	0.4	5	808 462	47%	3 367 925	47%
aktivní	15	EL4	0.15	5	266 159	57%	1 108 946	57%
aktivní	15	ELE	0.4	5	635 199	58%	2 646 673	58%
aktivní	15	ELE	0.15	5	210 051	58%	875 086	58%
pasivní vedení dvojkolí celkem					**6 769 938**		**35 136 362**	
aktivní vedení dvojkolí celkem, ΔL_max=26,3 mm					**1 689 971**	**75%**	**8 361 107**	**76%**
aktivní vedení dvojkolí celkem, ΔL_max=15 mm					**2 272 486**	**66%**	**10 790 143**	**69%**
aktivní vedení dvojkolí celkem, ΔL_max=5 mm					**3 645 791**	**46%**	**17 502 394**	**50%**

Konkrétní procentuální hodnoty snížení indexu opotřebení lze však považovat spíše za pozitivněji vyznívající, než jaký se dá očekávat reálný přínos. V rámci simulací tramvaj projížděla oblouky s minimálním poloměrem nejvyšší povolenou rychlostí, zatímco v reálném provozu jsou tyto oblouky projížděny vozidly s neotočnými podvozky většinou rychlostmi nižšími.

6 PRAKTICKÁ INTERPRETACE VÝSLEDKŮ

Zobrazené výsledky MBS simulací jasně ukazují velký potenciál pro snížení opotřebení kol a kolejnic u tramvajových vozidel při využití aktivního natáčení dvojkolí do oblouků. Výrazných úspor tak pomocí této technologie jde dosáhnout zejména v rámci údržby kolejnic, údržby kol vozidel, kdy nebude tak často nutné provádět reprofilaci kol vozidla a následně i výměnu obručí kol tramvaje. Dále dojde ke snížení energie, která disipuje v kontaktu kola s kolejnicí a lze tak snížit energetickou náročnost vozila.

Velkým přínosem může být též umožnění nasazení vozidel s neotočnými podvozky na obloukovité tratě, kde by s pasivním vypružením dosahovala příliš vysokého opotřebení kol a kolejnic. Tato vozidla jsou vzhledem k menšímu počtu podvozků levnější a kapacitnější.

Na druhou stranu lze očekávat výrazně navýšenou cenu vozidla o systém aktivního natáčení a též zvýšené náklady na údržbu vozidla, jelikož se v podvozku vozidla bude nacházet hydraulický systém.

Je tedy velkou otázkou, zda při využití aktuátorů s menší hodnotou maximálního výsuvu do podvozků současné konstrukce by přineslo výraznější snížení nákladů životního cyklu vozidla. Lze předpokládat, že při takovémto využití technologie aktivního natáčení bude vliv na náklady životního cyklu velmi záležet na konkrétním konceptu vozidla, tratích, pro které je určeno a dalších okrajových podmínkách provozu.

Naopak při využití plného potenciálu aktivního natáčení dvojkolí, které by znamenalo přijít s novou konstrukcí tramvajového podvozku lze předpokládat, že dojde k výraznému snížení nákladů životního cyklu vozidla.

7 ZÁVĚR

Článek představuje komplexní pohled na problematiku využití technologie aktivního rejdování dvojkolí pomocí aktuátorů umístěných v podvozku v rámci primárního vypružení. Autoři pracují s myšlenkou implementace již vyvinutého aktuátoru pro konvenční železnici i do tramvajových vozidel.

Vzhledem ke specifikům tramvajového provozu však autoři pracují s jiným způsobem řízení aktuátoru. V článku je představen koncept dopředného řízení na základě digitální mapy trati a polohy vozidla. Tento koncept vychází z již v některých tramvajových provozech využívané technologie a přináší relativně jednoduchý a zároveň dostatečně robustní způsob řízení aktivních prvků. Dvojkolí je pak natáčeno ještě před vjezdem do oblouku, aby byl přínos aktivního natáčení maximalizován.

Dále je v článku představena rozměrová analýza a analýza dopadů aktivního rejdování dvojkolí na další prvky pojezdu. Z této analýzy je patrné, že bude krajně problematické aplikovat zvolené aktuátory do podvozků moderních tramvají současné konstrukce, a to zejména z důvodu větších rozměrů aktivního prvku oproti nynějším klasickým silentblokům umístěných v kyvných ramenech vedoucích dvojkolí. Druhým stěžejním důvodem je poté velmi složitě dosažitelné umožnění vzájemných pohybů dvojkolí a primárně vypružených hmot. Pro umožnění těchto pohybů by bylo třeba vyvinout zcela nové primární vypružení, u kterého lze předpokládat též větší rozměry, a tedy i velmi kompilovatelnou zastavitelnost do velmi omezeného prostoru v podvozku nízkopodlažní tramvaje. Vzhledem k výše provedené analýze autoři docházejí k závěru, že současné vypružení je modifikovatelné bez výraznějších zásahů do současné konstrukce podvozků, tak aby bylo umožněno aktivního natáčení dvojkolí o ±5 mm.

Na základě simulací jízdy článkové tramvaje s pasivním i aktivním vedením dvojkolí v podvozcích po trati odpovídající reálnému úseku z pražské tramvajové sítě je ukázán přínos aktivního natáčení dvojkolí. Dle zvoleného maximálního výsuvu aktuátorů došlo ke snížení indexu opotřebení za různých okrajových podmínek simulace v průměru o 75 %, 66 % či o 46 % pro maximální výsuv aktuátoru 26,325 mm, 15 mm respektive 5 mm oproti vozidlu s pasivním vedením dvojkolí.

I přes relativně velký přínos ke snížení opotřebení kol a kolejnic i u varianty s dnešní konstrukcí podvozků dosažitelným natočením dvojkolí, je třeba zmínit, že vývoj takového systému do vozidla a následně i pořizovací cena vozidla s aktivním vypružením bude natolik vysoká, že aby došlo ke snížení nákladů životního cyklu vozidla, bude vždy záležet na konkrétním využití vozidla.

Jako optimální varianta se jeví využití již vyvinutého aktivního prvku s nasazením nového řízení a vývojem nové konstrukce podvozku, který by umožnil výsuv aktuátorů o ±15 mm. V této variantě nebude třeba vyvíjet nový aktuátor a zároveň bude dostatečně využit potenciál technologie aktivního natáčení dvojkolí pro většinu tramvajových provozů.

Příspěvek byl vytvořen s finanční podporou Technologické Agentury České republiky, projekt č. TE01020054 "Bozek Vehicle Engineering – National Competence Center".

◆◆

Literatura

[1] VRBA, J., KOLÁŘ, J. Možnosti aplikace aktivních prvků v kolejových vozidlech. In: *Současné problémy v kolejových vozidlech: XXV. konference s mezinárodní účastí, sborník příspěvků*. Pardubice: DFJP Univerzity Pardubice, 2021, s. 121–130. ISBN 978-80-7560-377-7.

[2] Liebherr. *Liebherr – Controlled Axle Steering (LiCAS)*. Online. YouTube. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?v=uutTVgqncoY. [citováno 2025-06-02]
[3] *LiCAS passes test successfully.* Online. Liebherr. Dostupné z: https://www.liebherr.com/en/can/ latest-news/news-press-releases/detail/licas-passes-test-successfully.html. [citováno 2025-06-02]
[4] FU, B., BRUNI, S. *Fault-tolerant design and evaluation for a railway bogie active steering system.* Online. Vehicle System Dynamics. Vol. 60 (2022), no. 3, s. 810–834. Dostupné z: https://doi.org/10.1080/00423114.2020.1838563. [citováno 2025-06-02]
[5] HORŇÁK, R. EMA umí mazat či omezit rychlost. *DP Kontakt*. Roč. 23 (2018), č. 1, s. 12–14.
[6] VRBA, J. Optimalizace algoritmu aktivního natáčení dvojkolí kloubové tramvaje v obloucích s velmi malými poloměry. In: *Sborník příspěvků konference ŽELVA 2024.* Praha: ČVUT v Praze, 2024, s. 73–85. ISBN 978-80-01-07332-2. Dostupné z: https://konferencezelva.cz/soubory/SBORNIK_final_ZELVA_2024.pdf. [citováno 2025-06-02]
[7] VRBA, J. Reduction of wheel and rail wear by application of actuators in the primary suspension of an articulated tram. In: *IRSA 2023: Tagungsband/proceedings*. Hamburg: DVV Media group Eurailpress, 2024, s. 248–263.

Zasláno / received: 09. 06. 2025, přijato / accepted: 07. 07. 2025, publikováno / published: 17. 09. 2025.

Příspěvek recenzovali / The paper was reviewed by: doc. Ing. Ján Dižo, PhD. (Žilinská univerzita v Žiline, Strojnícka fakulta), doc. Ing. Petr Voltr, Ph.D. (Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera).

CURRENT PROBLEMS IN RAIL VEHICLES

XXVII. conference with international participation
17–19 September 2025, Česká Třebová

MODERN ROLLING STOCK AS A PILLAR OF THE TECHNOLOGICAL TRIANGLE

MODERNÍ VOZIDLA JAKO PILÍŘ TECHNOLOGICKÉHO TROJÚHELNÍKU

Marek VYHNANOVSKÝ[1], Petr NACHTIGALL[2], Lukáš KŘIŽAN[3], Martin VOJTEK[4]

e-ISBN: 978-80-7560-564-1
DOI: 10.46585/spkv20252695
ISSN: 3029-8342
CC BY

Abstract

This conference is an established forum for presenting novel insights and current technological advances in rolling stock. Both practical and scientific evidence underscores the significance of this sector, with its innovations contributing to the growing popularity of rail transport. This article, however, offers a cautionary perspective. It serves as a warning for those responsible for ordering these vehicles under public service obligations, as well as those who build and manage the supporting infrastructure. While many innovations are undoubtedly beneficial, some can complicate technological integration and pose significant challenges for transport technologists. The pivotal element in this regard is the uniformity among the transport infrastructure, the vehicles used, and the customer's operational concept along a specified route. Collectively, these are referred to as the technological triangle. This article presents practical examples of effective solutions and their real-world impact, focusing on the synergistic effect of modernizing rolling stock and railway infrastructure and linking these aspects with the timetable and operational concept.

Keywords

public service obligation, rolling stock, technological period, operational concept, railway infrastructure

Abstrakt

Tato konference pravidelně přináší nové poznatky a aktuální technologický posun v oblasti kolejových vozidel. Jak praktická řešení, tak vědecké přístupy ukazují, že tento segment je velmi významný a jeho inovace přispívají k vyšší oblibě kolejové dopravy. Tento článek ukazuje trochu jiný pohled a nastavuje zrcadlo těch, kteří následně tato vozidla objednávají v závazku veřejné služby nebo pro ně tvoří a spravují infrastrukturu. Řada inovací je velmi pozitivních, ale najdou se i takové, které prodlužují technologické časy a komplikují tak práci dopravním technologům. Klíčovým aspektem tak je soulad dopravní infrastruktury, použitých vozidel a také provozního konceptu objednatele na dané trati. Souhrnně se tyto aspekty označují jako technologický trojúhelník. V tomto článku jsou představeny některé takové případy dobré praxe a jejich reálné dopady. Jedná se zejména

[1] **Ing. Marek Vyhnanovský**, 0009-0006-7588-3380. University of Pardubice, Faculty of Transport Engineering, Department of Transport Technology and Control. Studentská 95, 530 09 Pardubice, Czech Republic, tel.: +420 466 036 176, e-mail: marek.vyhnanovsky@student.upce.cz
[2] **doc. Ing. Petr Nachtigall, Ph.D.**, 0000-0002-6934-4122. Dtto, tel.: +420 466 036 190, e-mail: petr.nachtigall@upce.cz
[3] **Ing. Lukáš Křižan**, 0009-0007-8427-3477. Dtto, tel.: +420 466 036 176, e-mail: lukas.krizan@student.upce.cz
[4] **Ing. Martin Vojtek, PhD.** Dtto, tel.: +420 466 036 176, e-mail: martin.vojtek@upce.cz

o synergický efekt modernizace vozového parku, železniční infrastruktury a propojení těchto aspektů s jízdním řádem a provozním konceptem.

Klíčová slova

závazek veřejné služby, kolejové vozidlo, technologický čas, provozní koncept, železniční infrastruktura

1 INTRODUCTION

The means of transport, specifically rolling stock, constitute a pivotal element in determining the mode of public transport selection. The utilisation of modern vehicles is perceived as a favourable development by both customers and railway undertakings. This is because it enhances the attractiveness and competitiveness of public rail transport. However, it is essential to note that enhanced vehicle specifications do not inherently translate into reduced journey or travel times. A comprehensive system approach, incorporating the vehicle, the infrastructure, and the timetable, is imperative to create synergies and elevate the entire transport system to higher efficiency. This phenomenon is referred to as the technological triangle [1, 2]. Another analogous instance of technological advancement is the transition from conventional to high-speed rail. As is evidenced by numerous scientific studies, the implementation of a high-speed rail system has been demonstrated to positively impact economic development and regional accessibility [3, 4]. In the Czech Republic, this issue is addressed, for example, in [1, 5, 6].

Although the new vehicles, particularly in conventional operation, can lead to savings in some sense (for example, through push-pull mode options, which can reduce turnaround times and therefore the number of vehicles needed), there are also drawbacks that these vehicles entail, such as higher cost of transport performance. Due to prevailing political and social circumstances, it is not feasible to pass on the entire increase in price to the customer. This increases the financial burden of the transport chapter on the municipality finances, and not all municipalities are willing to accept this increase.

A further constraint on utilising dynamic parameters in new vehicles is the periodic timetable, heavily relied upon by many regional public transport organisers. The underlying principle of this timetable is the regular departure of connections from interchange stations. The enhanced dynamic characteristics of the vehicles, which result in reduced journey times, are not reflected beyond this passing loop. The positive effect of earlier arrivals can be seen in the increased ability of the vehicle to eliminate delays, leading to greater stability of the timetable and, by extension, of the entire public transport system. In principle, this can entail the act of reaching a tact node or the relocation of a crossing. Conversely, it has the capacity to augment the freight segment's capacity, thereby facilitating the availability of optimal train paths characterised by reduced stoppages and enhanced smoothness in operation. This, in turn, results in a reduction in the traction energy consumption of freight trains.

2 VEHICLES

One of the supporting pillars of the technological triangle is the vehicle. Its traction characteristics and other technical parameters influence the length of the travelling time and the vehicle's dwell time at a stop. From a technological perspective, it is possible to utilise the principles of request stops or departures at the arrival time.

2.1 Travelling time

The public service obligator (state, region, municipality), as the guarantor of transport services for Os (local), Sp (fast local) and R (fast) train categories, aims to structure the order in such a way that their daily utilisation is maximised, and travel times are minimised. This can be characterised as utilising infrastructure and vehicles to their maximum capacity. From a transportation perspective, travelling time is the time period between two traffic points listed in the tabular timetable. This travelling time depends on the following factors: infrastructure, transport technology, and vehicles. If we utilise the maximum limits of

all these factors – meaning maximum line speed, maximum vehicle speed (depending on the maximum line speed), maximum acceleration, and minimum dwell times – we will achieve a synergistic effect in utilising allocated resources. However, with any delay, the system cannot eliminate it, and thus, the system becomes unstable. This case can be observed on busy single-track lines. Consequently, the critical aspect of the synergistic effect is lost, which creates the impression that a system with older vehicles running on time is more beneficial [7, 8, 9].

Travelling time, technological intervals and headways greatly influence this aspect of running trains without delays. Thus, it is not exceptional that the technological interval does not correspond to the regulatory reality due to the need to ensure edge time and a precise interval. Here, then, the possibility of adapting the infrastructure to the needs of the operational concept is offered. Ideally, the infrastructure will be modified to match the operational characteristics of the rolling stock. In this way, it will be possible to construct an operational concept based on the optimum travelling time that will eliminate possible delays. The scientific challenge is determining the ideal supplement time value for the travelling time.

Supplement time to the travelling time

For this research, the OpenTrack simulation software was used. The research team has many years of experience with this SW and has fine-tuned the SW settings so that its fidelity to real operation is very high [10]. Research has been conducted in previous years [2, 11, 12] to investigate the interplay between train requirements in a public service obligation (PSO) and infrastructure possibilities. The simulated infrastructure contained one intermediate section (27 km long, track speed 100 km·h^{-1}) bounded by stations with train development. Travel time, vehicle performance and energy consumption were monitored. The parameterised variable was vehicle power, which was varied between 50% and 100% for the simulation. This then resulted in different travel times and the consumption of traction energy. The consumption is only addressed to the consumption of the electric traction. The results are presented in Tab. 1. The complete simulation data is then available from the authors.

Tab. 1 Selected simulation parameters

Vehicle performance [%]	Travelling time [mm:ss]	Energy consumption [MJ]
100	16:59	795
90	18:01	665
80	19:19	547
70	21:01	432
60	23:20	338
50	26:33	244

Tab. 1 shows how to set up the supplement time for the fastest journey time. This creates a time margin that can be used to reduce the vehicle's consumption during standard conditions or to reduce the delay. Tab. 1 shows that the size of this margin is 9 minutes and 34 seconds at the 50% vehicle power output. That is 56% more travelling time than in the ideal case. In terms of traction energy consumption, this is a 70% saving. However, this extreme case allows for a dramatic reduction in delay, but the actual travelling time is exceptionally high. The search for the optimal setting between consumption and travel time has been addressed in [13]. From the traction energy consumption (ε) waveform knowledge, the traction energy saving can be derived from equation 1.

$$\varepsilon = \frac{E}{E_{\max}} \ (1, \mathrm{MJ}, \mathrm{MJ}) \tag{1}$$

where:

- E – energy consumption with specific vehicle performance [MJ]
- E_{max} – energy consumption with maximum vehicle performance [MJ]

A similar situation is in equation 2 with the travelling time (τ).

$$\tau = \frac{T}{T_{\max}} \ (1, \min, \min) \tag{2}$$

where:

- T – travelling time with specific vehicle performance [MJ]
- T_{max} – travelling time with maximum vehicle performance [MJ]

The energy-optimal travelling time is the driving time for which equation 3 holds. Then the differential coefficient of the consumption function with respect to time is equal to -1.

$$\frac{\mathrm{d}\varepsilon}{\mathrm{d}\tau} = -1 \tag{3}$$

In this research, the consumption function is represented by the regression equation in Fig. 1.

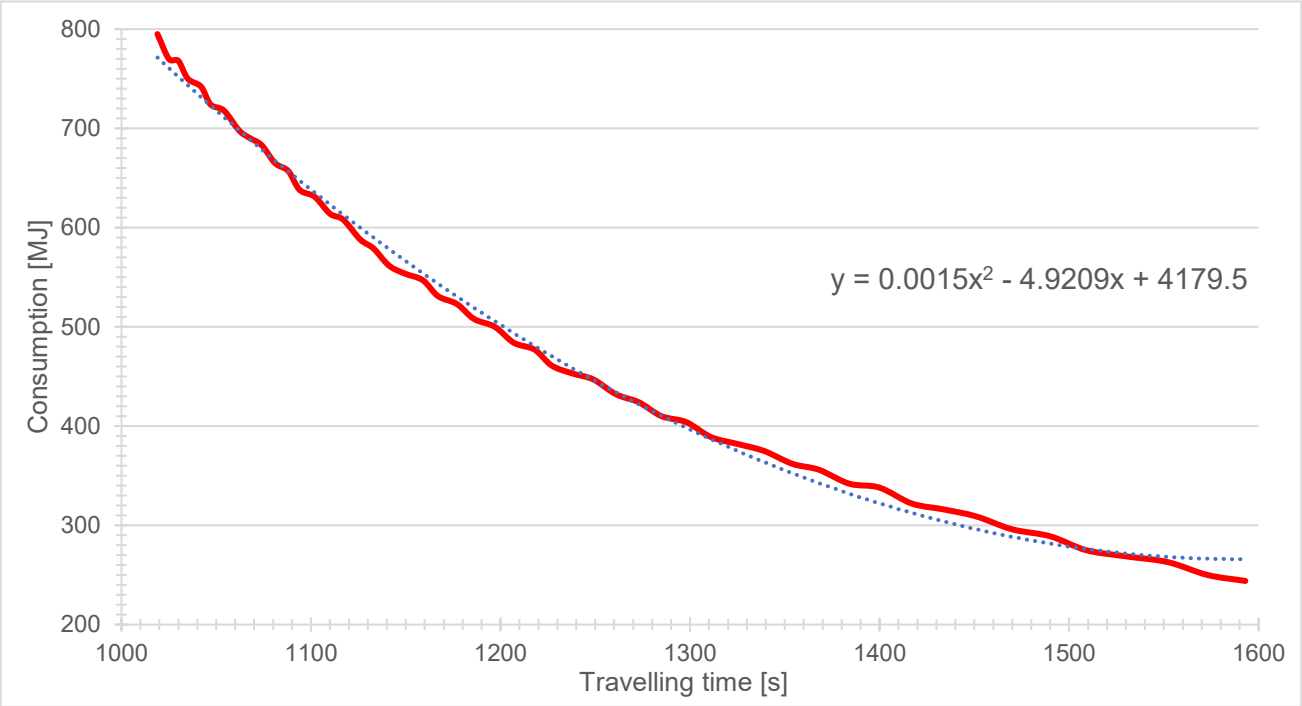


Fig. 1 Consumption concerning travelling time

The regression equation is expressed in formula 4. The correlation coefficient R^2 is equal to 0.9964.

$$\varepsilon = 0.0015 \cdot \tau^2 - 4.9209 \cdot \tau + 4\,179.5 \tag{4}$$

The differential coefficient of equation 4, according to equation 3, leads to the optimal consumption of the traction energy in formula 5.

$$\begin{aligned} 0.003 \cdot \tau - 4.9209 &= -1 \\ 0.003 \cdot \tau &= 3.9209 \\ \tau &= 1\,306 \end{aligned} \tag{5}$$

Tab. 2 The optimum vehicle performance

Vehicle performance [%]	Travelling time [mm:ss]	Travelling time [s]	Consumption [MJ]	Potential delay decrease [s]
68	21:25	1 285	410	266
67	21:38	1 298	404	279
66	21:51	1 311	389	292
65	22:05	1 325	382	306
64	22:19	1 339	375	320

The optimal travelling time should be 1 306 seconds, corresponding to 21:46 minutes. In the selection of source data in Tab. 2, this value corresponds to a vehicle performance of 66% to 67% (grey values). This corresponds to a potential delay reduction of between 279 and 292 seconds (about 4.5 minutes). This is 28.2% longer than the ideal travelling time.

Furthermore, the percentage of cases in which this value eliminates the delay from the absolute value of time that can be eliminated in the intermediate section can be obtained. To obtain such a number, it is necessary to ascertain the input delay of trains at the input edge, i.e. the point at which trains enter the monitored area. Based on formula 6, the proportion of delayed trains can be calculated based on the frequency of occurrence of a given delay value. Fig. 2 shows the delay values obtained from the continuous monthly measurements; the authors' complete data is then available.

$$P_{\mathrm{ZV}} = \frac{f_i}{\sum_{i=0}^{n} f_i} \tag{6}$$

where:

- P_{ZV} – share of delayed trains [-]
- f – frequency of the delay value [-]

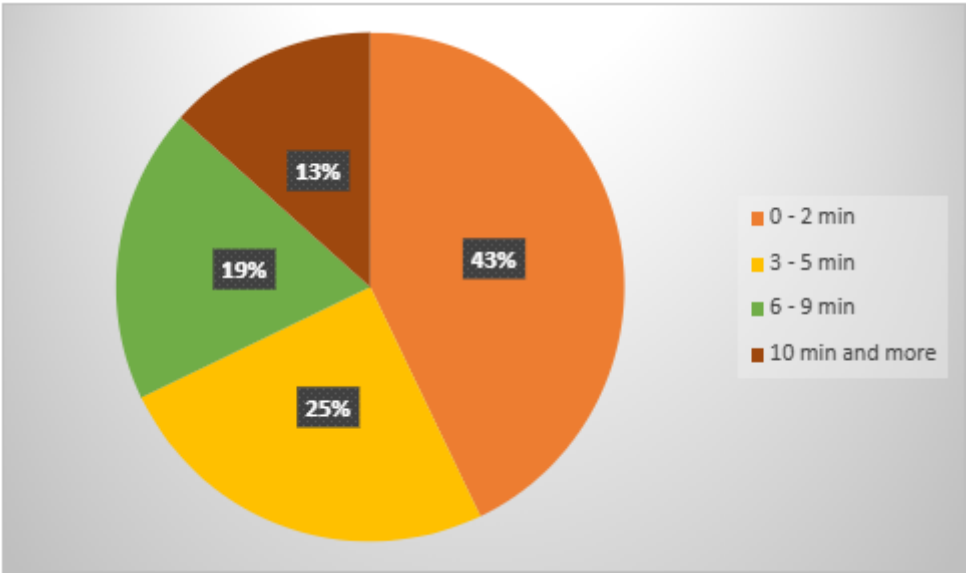


Fig. 2 Share of delayed trains; source: authors based [14]

Simulation of the input delay, based on an exponential probability distribution with parameter λ, was conducted. Valid data is needed to calculate the parameter λ, which accurately reflects the nature of the train delay in an input edge. This data is then used to construct a table of frequencies and proportions of delayed trains for a particular level of delay (see Fig. 2). This data is then used to calculate the mean value of the random variable (see Equations 7–9).

$$P_{\mathrm{ZV}} = P_{(x_i)} \tag{7}$$

$$E(X) = \sum_{i=1}^{n} x_i \cdot P_{(x_i)} \tag{8}$$

$$\lambda = \frac{1}{E(X)} \tag{9}$$

where:

- $P_{(x_i)}$ – a function of probability
- $E(X)$ – mean value of the random variable
- λ – parameter of the function

After obtaining the parameter λ, the waveform of the measured values (blue curve in Fig. 3) and the waveform of the exponential function that characterises the measured values by the exponential function (orange curve in Fig. 3) can be plotted.

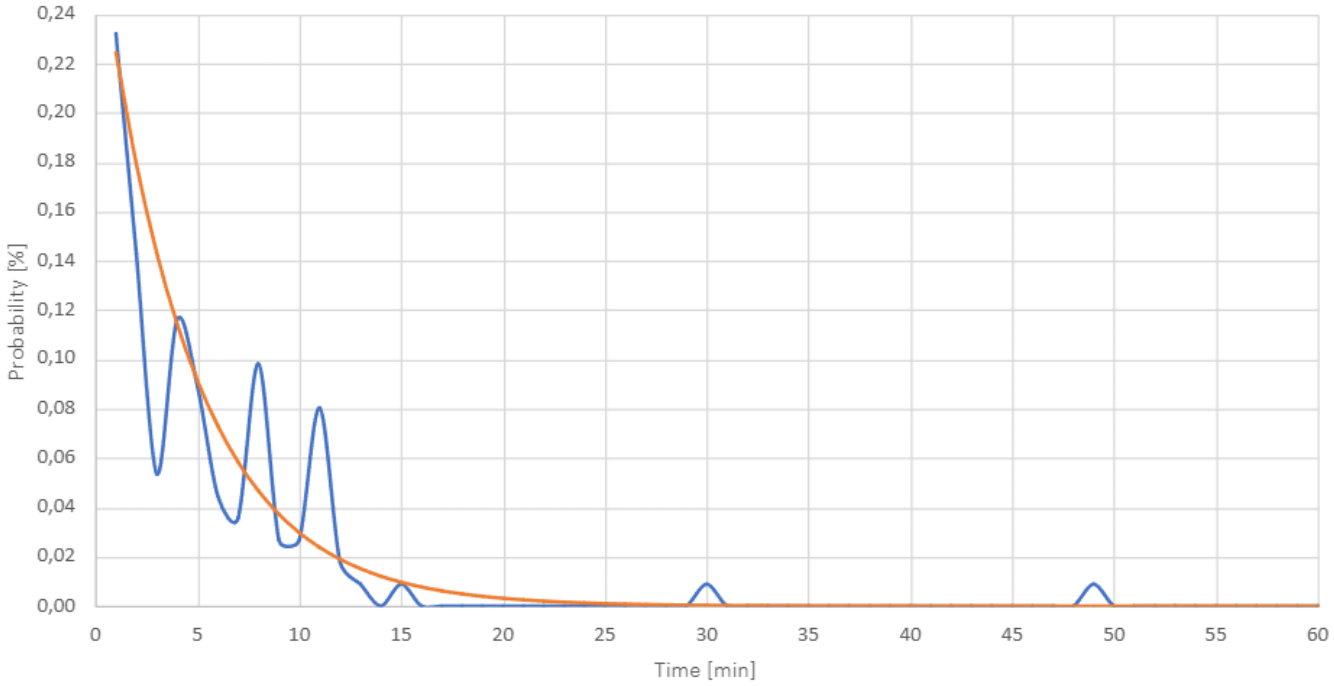


Fig. 3 Averages of measured values of delay; source: authors based [14]

Fig. 3 was set up according to the realised timetable of passenger trains. The results reflect the Directive SŽ SM124. Therefore, it is said that 65% of delayed trans can be eliminated by setting journey times to 67% of vehicle performance. The longer the stretch between major stations, the higher the value of the possible reduction in the absolute value of delay.

Some delays are caused by the connections between trains or buses inside the system. However, with a wider range of connections (an hourly timetable and a denser service), it is possible to set strict rules (short waiting times) and fully use the railway's capacity, even on single-track lines with minimal freight traffic.

2.2 Dwell times

The dwell times of passenger trains can be viewed in two distinct ways [15]. Firstly, the function of transport is to facilitate the exchange of passengers on the train. The process mentioned above pertains to the act of boarding and alighting. The length of this component is influenced by several factors, including the number of passengers getting on and off the train, the vehicle parameters (length of the train, number of doors, distance between doors, width of doors, time required to open doors), and possibly also the infrastructure (width of platform, length of platform, type of platform, access to platform). Furthermore, it should be noted that transfer links may also significantly impact this component.

Additionally, it possesses a traffic function, which facilitates the management of traffic operations, such as overtaking and crossing. The determination of the time for executing this traffic action is typically influenced by two primary factors: the imminent train, with which the monitored train is scheduled to interact, and the infrastructure, particularly the configuration of the designated transport station and the signalling apparatus (interlocking). These elements contribute to establishing operating intervals, which delineate the shortest permissible time for executing the traffic operation at a specific location. These intervals are the foundation for establishing the timetable, with the shortest permissible time determining the time allocation for executing the traffic operation at a given location.

The combination of these two functions constitutes the total length of stay. Ideally, there should be overlap between them, which is to be desired.

The positive effect of pre-selection on the speed of door opening is well-documented. In this system, passengers press the opening button before the train stops, pre-selecting the door. In some vehicles, the door on the correct side of the platform must be selected. In others, however, it is sufficient to press the button on any side, and the door will open only on the side unlocked by the train driver.

However, a disadvantage of modern vehicles is the relatively protracted time required to extend the door step, which increases both the time to open the door and the time to close it. Moreover, the device exhibits a range of malfunctions, particularly during the winter months, thus negatively impacting its functionality. Consequently, this results in an increase in the dwell times for passenger changes.

3 INFRASTRUCTURE

In addition to the renewal of vehicles, the railway infrastructure is undergoing significant upgrades. Local realignments are being implemented in certain instances, and the radius of curves and cant is also increasing. This facilitates the line speed enhancement. Furthermore, new speed profiles are being introduced which were not previously available on the line ($V130$, $V150$). It is imperative to acknowledge the significance of modifications to level crossings to effectively mitigate or eliminate the occurrence of speed reductions in their immediate vicinity. It is possible to achieve this in two ways. Firstly, the sight conditions around the crossing can be improved. Secondly, and most importantly, crossing protection can be installed or the level crossing can be completely removed and replaced with an off-grade crossing.

The impact of these speed increases can be favourable when speeds are elevated in coherent sections. However, to achieve system-wide time savings in the overall context, it is also necessary to focus on the operational concept, or, if a timetable or integrated timetable (ITT) is applied on the line, on its timetable nodes and passing loops where overtaking and crossing occur. To accommodate future developments, it is imperative to adapt the infrastructure to ensure system times between tact nodes can be achieved following these adaptations, whilst concomitantly enhancing traffic stability. It is imperative that infrastructure systems maintain sufficient reserves and are adequately prepared for the potential growth in traffic volume and subsequent expansion of associated infrastructure.

In the context of infrastructure development, various strategies can be employed. Existing services can be modified by extending station tracks or by adding new parts to the station, which has a positive effect on freight transport, where trains can be lengthened, but also on passenger transport, as the collision point can be shifted, resulting in a substantial reduction of operating intervals. This is further compounded by the deployment of advanced signalling equipment, a practice that, when considered within the broader context of ETCS, necessitates the establishment of an appropriate track configuration.

Construction of a new passing loop in Bartoušov

Should the travel speed of passenger trains be increased, whether due to an increase in line speed or the deployment of vehicles with superior dynamic characteristics (or a combination of both), the time saved may be rendered futile by the presence of protracted intermediate sections and the impracticability of movement, particularly regarding tact crossing of trains. Consequently, in such instances, it is recommended to establish a new station or passing loop that aligns with the requisite operational concept.

The passing loop in Bartoušov, situated on the regional line between Nymburk and Jičín stations, is a pertinent example. Following the establishment of this passing loop, a substantial reduction in journey times was achieved by the relocation of the train crossing from Kopidlno station. This was particularly evident in the direction of Jičín station, prior to the construction of the passing loop. Trains in this direction experienced a prolonged dwell time while waiting to cross at Kopidlno station. This can be seen in Fig. 4.

As shown in Tab. 3, there has been a reduction of over 20% in journey times on specific routes, despite the use of the same rolling stock (Class 814). A further comparable case is the recently constructed station Sedlec u Mikulova, which is situated on the line between Znojmo and Břeclav. In this instance, the tact crossing has been relocated to this station, reducing the journey times. Preparations are underway for additional comparable projects, including the Kuks passing loop in the vicinity of Jaroměř station and the Slaviboř station near Telč station.

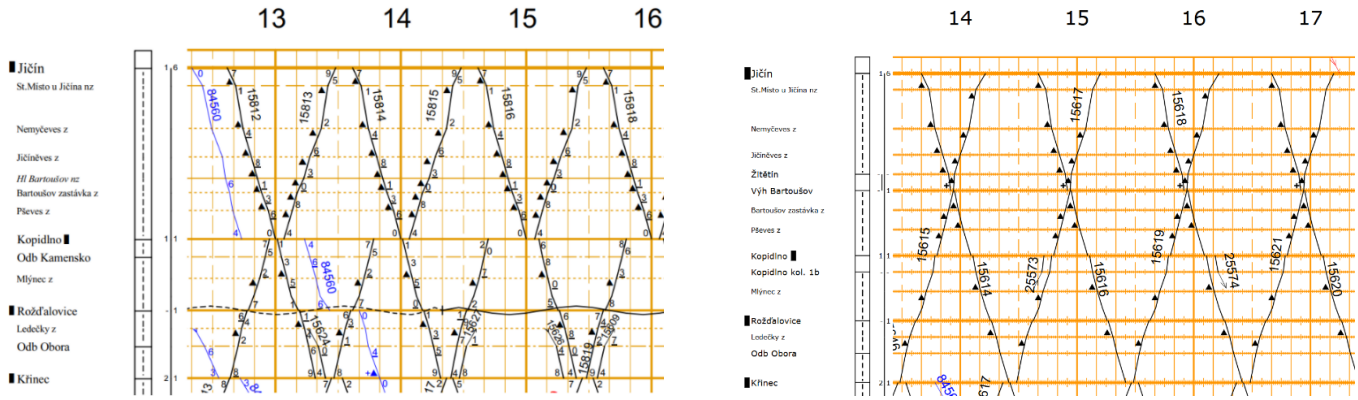


Fig. 4 Comparison of train traffic diagrams (2019 and 2025); source: Správa železnic, s.o.

Tab. 3 The change in journey times after the construction of a new passing loop; source: authors based on data of Správa železnic, s.o.

Route	Journey time[min]			
	Former (2019)	Current (2025)	**Difference**	
Nymburk – Jičín	80	63	**-17**	**-21.25 %**
Jičín – Nymburk	74	64	**-10**	**-13.51 %**
Křinec – Jičín	60	44	**-16**	**-26.67 %**
Jičín – Křinec	47	45	**-2**	**-4.26 %**

4 PUBLIC SERVICE OBLIGATION

Public service obligations (PSOs) in the railway sector are governed by Regulation No. 1370/2007 of the European Parliament and of the Council. This regulation establishes the conditions under which competent authorities may award public service contracts to ensure the provision of rail passenger services in the general interest. PSOs address situations where certain transport services, although socially necessary, would not be provided under purely commercial conditions. The regulation mandates that public service contracts, particularly in railway transport, must be competitively tendered unless specific conditions for direct award are met. Contracts must be competitively awarded for rail passenger transport services if the annual volume exceeds 500 000 train-kilometres (train-km). The maximum duration of competitively awarded contracts is 10 years, extendable under defined conditions (e.g. up to 15 years in case of significant investment in rolling stock or infrastructure). Nonetheless, considering the service life of rolling stock, it is deemed suitable for the vehicles to be transferred to a successor railway undertaking after the contractual period.

Before launching a competitive procedure, the competent authority must assess whether operators have fair access to rolling stock. If access is limited, authorities may implement facilitative measures such as purchasing rolling stock and leasing it to operators, offering guarantees for procurement, or committing to purchase the stock after contract termination. These interventions must comply with State aid rules.

Transparency is a legal obligation: the authority must publish a notice at least one year before launching a public service contract award. The notice must include the intended procedure (competitive or direct), the scope and duration of the contract, and the services concerned. The publication must be made in the Official Journal of the European Union, ensuring market visibility. Based on experience from the Czech Republic and Slovakia, competent authorities often fail to fulfil their obligation to ensure non-discriminatory access to rolling stock for railway undertakings, as required. As a result, railway undertakings are frequently compelled to procure suitable rolling stock independently, which often leads to suboptimal vehicle deployment on many routes, particularly where the competent authority shows little or no interest in the type and quality of vehicles used to operate the awarded services.

In the Czech Republic, the process of selecting railway passenger transport operators has revealed numerous shortcomings, particularly in ensuring transparency, non-discrimination, and adequate preparation time. For example, in the case of the Pardubice–Liberec–Ústí nad Labem route, the Ministry of Transport relied on a direct award and delayed the decision until only two months before the start of operations, which meant the operator had just three days to sign the contract. This clearly disadvantaged any potential new entrants. A similar issue occurred on the Kolín–Mělník–Ústí nad Labem route. Although the Ministry had an extra year for preparation, the contract was still signed only three months before the service was due to begin, which is still insufficient. This was especially problematic because new vehicles were required, and the Ministry introduced a three-year transitional period to allow their procurement. However, this solution significantly increased costs since the operator had to provide both interim and future rolling stock. In Královéhradecký Region, the regional authority also failed to engage with operators in a timely or substantive way and eventually awarded the contract to the existing provider, undermining the intended goal of market liberalization. Meanwhile, the situation in Slovakia is even more concerning. On the Bratislava–Banská Bystrica route, unrealistic tender conditions such as requiring rolling stock for Sunday-only services led to increased costs and an ultimately unsuccessful tender. The Žilina–Rajec tender failed twice because the technical requirements set by the Ministry were unachievable, and although three operators initially showed interest, only the national operator submitted a bid, which did not meet the criteria. On the Bratislava–Komárno line, the Ministry's repeated inability to set realistic and practical tender conditions resulted in no bids at all, even from the national carrier. This forced last-minute negotiations with the existing operator, who no longer had the necessary rolling stock under lease, leading to the use of trains from abroad. Despite the route's growing passenger numbers, infrastructure upgrades such as electrification and double-tracking have been ignored. These repeated failures suggest either a lack of genuine political will to liberalize the rail market or a lack of competence among the officials preparing the tenders, both of which contradict EU regulations and ultimately harm the public interest.

The financial compensation granted under PSO contracts must strictly reflect the net financial effect of fulfilling the obligation. This is defined as: Costs incurred by the operator in fulfilling the PSO, Minus the revenues generated (e.g. ticket sales, other commercial income), plus a reasonable profit, calculated concerning market conditions and associated risks. Operators providing commercial and PSO-covered services must keep separate accounts, ensuring no cross-subsidisation or overcompensation occurs. The awarding of a public service contract entails legal and financial commitments and detailed technological planning, rooted in the train timetable. The timetable forms the backbone of passenger service provision, specifying departure and arrival times at each station. It is developed based on passenger demand, required service frequency, peak and off-peak periods, and connections with other services. From the timetable, the railway undertaking derives the trainset circulation plan, which determines how rolling stock is deployed across services. The circulation plan defines how many trainsets are needed, how they rotate between services during the day, and where they are turned or coupled/uncoupled. A well-designed circulation plan minimises idle time, reduces the required fleet size, and ensures balanced distribution of trainset kilometrage – a key metric for maintenance planning. Rolling stock maintenance is essential to ensure safe and reliable operation. Maintenance schedules are based on kilometres travelled or time in service. The circulation plan must therefore be crafted to ensure even distribution of workload among trainsets, and to integrate necessary downtimes for technical servicing, refuelling, interior/exterior cleaning, and sanitation (e.g. tank emptying, water refills).

Operational and economic efficiency depend heavily on factors such as platform lengths (which determine maximum train length), line speed limits, track capacity, signalling and interlocking systems, number of stations, depot locations, and the availability of technical infrastructure. From an economic standpoint, trainset operations are influenced by infrastructure access charges, rolling stock depreciation or leasing costs, energy consumption, and maintenance expenses. In conclusion, the public service obligation framework forms regional railway service provision's legal and economic foundation. However, the success of a PSO contract in practice is equally dependent on the efficient integration of timetable planning, rolling stock deployment, and cost management. This interplay ensures compliance with

contractual and legislative requirements and the delivery of reliable, high-quality passenger transport services in the public interest. When the contracting authority incorporates trainset circulations into the timetable planning, ensuring sufficient technological turnaround times at terminal stations and allocating appropriate windows for maintenance and repairs, it can minimise the required fleet size. This optimisation directly reduces the financial burden on public budgets while proportionally enhancing the operational efficiency of rail services.

The transport order, in other words, the operational concept, should correspond with the available infrastructure and vehicles and incorporate a long-term development plan. However, the target operating concept cannot be implemented if even one part of the chain does not meet the required parameters. Unfortunately, this sometimes happens, with negative consequences. From a traffic management point of view, this can lead to an unstable timetable and insufficient capacity for freight traffic. From a passenger's point of view, delays often occur that cannot be reduced due to insufficient line or vehicle parameters.

5 CONCLUSION

The aforementioned factors of vehicles, infrastructure and operational concept of the public service obligations are the vertices of the technological triangle. These vertices signify the necessity for meticulous coordination of the constituent steps. Effective coordination of these peaks in practice engenders synergies, resulting in reduced travel times and a potential reduction in the number of rolling stock required. Evidently, these measures result in a more appealing travel experience, consequently enhancing the return on investment. Nonetheless, it is imperative to acknowledge that infrastructure is not directly returnable. Given its extensive lifespan, it should be meticulously equipped to accommodate prospective development. The coordination of the sub-steps is a very complex and procedurally unsolved task. This task must be addressed by a body covering and linking the needs of all sides of the technological triangle. Alternatively, the said body must lead negotiations with the representatives of the companies concerned. This would facilitate the efficient management of investments. The coordinator must function as a non-interested party, ensuring that all vertices of the triangle are accorded equal weight. It was proposed that only the interested representatives of the companies would express their views in a proper, substantive and binding manner.

In conclusion, the efficiency of rail passenger services under public service obligations hinges not only on compliance with regulatory and financial frameworks but crucially on the contracting authority’s proactive integration of timetable and trainset circulation planning. By designing schedules that incorporate adequate turnaround times, maintenance windows, and realistic rolling stock deployment, the authority can minimise the required fleet size, reduce idle time, and optimise resource utilisation. This approach not only lowers the financial burden on public budgets but also enhances the operational reliability and overall quality of services delivered to passengers, demonstrating that thoughtful planning at the procurement stage is key to sustainable and cost-effective railway operations.

In the Czech Republic, the long-term problem lies in the number of entities ordering transport and contractual relations and in the lack of a binding nature of future operational concepts based on unitary railway principles. A significant proportion of the challenges are rooted in the initiative to transition from a direct current (DC) network to a 25 kV 50 Hz alternating current (AC) system. This change is particularly pertinent because the 471 "City Elefant" series, which is predominantly operational in Prague and the wider area, is equipped with single-system DC technology. A further problem arises with the introduction of exclusive operation of ETCS-equipped vehicles on selected sections. A solution would be to reduce ordering entities and create a long-term, binding plan for operational concepts, according to which the infrastructure can be developed and modified. In the Czech Republic, contracting authorities typically fail to fulfil their obligations under European legislation, such as ensuring non-discriminatory access to rolling stock for operators. This discrepancy can be attributed to the regulatory framework governing the sector. National railway undertakings are obligated to adhere to procurement legislation in order to secure a contract with a vehicle manufacturer, whereas private railway undertakings are at liberty to award such

contracts directly. This distinction is also reflected in the protracted nature of the process for national carriers.

In the case of the future of the Prague Railway Node, significant coordination took place between the ordering party and the infrastructure manager. The study involved initial preparations for infrastructure development projects to accommodate future traffic volumes and the new vehicles that will be in operation. In this paper, the focus was intentionally directed away from the Prague node, given its substantial scope, which encompasses an extensive examination of the demographic characteristics and all aspects of the triangle.

The present study has concentrated on smaller projects on regional lines, where such mismatches have been known to occur. The focus of the present discussion is one of the triangular edges, specifically the domain of infrastructure enhancement. In the Prague node, this will entail a substantial infrastructure modification, including introducing new lines.

Finally, it is necessary to consider the travel time reserves, whether the objective is to reduce delays as soon as possible or during the entire route. Furthermore, delays must be minimised by meticulously constructing the timetable, if not entirely prevented.

This article is published within the “Cooperation in Applied Research between the University of Pardubice and companies in the Field of Positioning, Detection and Simulation Technology for Transport Systems (PosiTrans)” project, registration No.: CZ.02.1.01/0.0/0.0/17_049/0008394.

◆◆

References

[1] NACHTIGALL, P., KRBÁLKOVÁ, M., ČÁP, J., HEŘMÁNKOVÁ, A., VOJTEK, M. *Transport Accessibility of Regional Centres as a Tool for Sustainable Mobility.* Online. Transportation Research Procedia. Vol. 77 (2024), pp. 85–93. Available from: https://doi.org/10.1016/j.trpro.2024.01.011. [cited 2025-06-15]

[2] NACHTIGALL, P., SODOMA, J., GAŠPARÍK, J. *Balancing Requirements between the PSO and the Infrastructure Manager.* Online. LOGI – Scientific Journal on Transport and Logistics. Vol. 15 (2024), no. 1. Available from: https://doi.org/10.2478/logi-2024-0011. [cited 2025-06-15]

[3] ALOTAIBI, S., QUDDUS, M., MORTON, C., IMPRIALOU, M. *Transport investment, railway accessibility and their dynamic impacts on regional economic growth.* Online. Research in Transportation Business & Management. Vol. 43 (2022), article 100702. Available from: https://doi.org/10.1016/j.rtbm.2021.100702. [cited 2025-06-15]

[4] CASCETTA, E., CARTENÌ, A., HENKE, I., PAGLIARA, F. *Economic growth, transport accessibility and regional equity impacts of high-speed railways in Italy: ten years ex post evaluation and future perspectives.* Online. Transportation Research Part A: Policy and Practice. Vol. 139 (2020), pp. 412–428. Available from: https://doi.org/10.1016/j.tra.2020.07.008. [cited 2025-06-15]

[5] HEŘMÁNKOVÁ, A., KUČERA, P. *The Importance of Rail Transport for Transport Services in Peripheral Areas.* Online. LOGI – Scientific Journal on Transport and Logistics. Vol. 15 (2024), no. 1. Available from: https://doi.org/10.2478/logi-2024-0002. [cited 2025-06-15]

[6] KVIZDA, M. *Nová mobilita – vysokorychlostní dopravní systémy a dopravní chování populace*. Project no. CZ.02.1.01/0.0/0.0/16_026/0008430.

[7] ZHANG, R., YANG, M., YE, M., FU, X., CHEN, E. *An integrated approach of timetable and train ratio optimisation based on event-driven model with express/local mode*. Online. Transportmetrica A: Transport Science. 2024, article 2362356. Available from: https://doi.org/10.1080/23249935.2024.2362356. [cited 2025-06-15]

[8] YIN, J., D’ARIANO, A., WANG, Y., YANG, L., TANG, T. *Timetable coordination in a rail transit network with time-dependent passenger demand.* Online. European Journal of Operational Research. Vol. 295 (2021), no. 1, pp. 183–202. Available from: https://doi.org/10.1016/j.ejor.2021.02.059. [cited 2025-06-15]

[9] WANG, P., GOVERDE, R. M. P. *Multi-train trajectory optimization for energy efficiency and delay recovery on single-track railway lines.* Online. Transportation Research Part B: Methodological. Vol. 105 (2017), pp. 340–361. Available from: https://doi.org/10.1016/j.trb.2017.09.012. [cited 2025-06-15]

[10] ŠIROKÝ, J., NACHTIGALL, P., TISCHER, E., GAŠPARÍK, J. *Simulation of railway lines with a simplified interlocking system.* Online. Sustainability. Vol. 13 (2021), no. 3, article 1394. Available from: https://doi.org/10.3390/su13031394. [cited 2025-06-15]

[11] MICHÁLEK, T., KOHOUT, M., ŠLAPÁK, J., VÁGNER, J., PULDA, J. *Curving and running resistance of freight trains: current experience with on-track measurements.* Online. Vehicle System Dynamics. 2024. Available from: https://doi.org/10.1080/00423114.2024.2398003. [cited 2025-06-15]

[12] RICCI, S., ĽUPTÁK, V., CHOVANCOVÁ, M. *Baseline Model to Increase Railway Infrastructure Capacity on a Single-Track Section: a Case Study.* Online. LOGI – Scientific Journal on Transport and Logistics. Vol. 8 (2017), no. 2. Available from: https://doi.org/10.1515/logi-2017-0018. [cited 2025-06-15]

[13] OPAVA, J. *Relation between Running Time and Energy Consumption.* Online. Transactions on Transport Sciences. Vol. 2 (2009), no. 1. Available from: https://doi.org/10.5507/tots.2009.001. [cited 2025-06-15]

[14] KŘIŽAN, L. *Přínosy dálkového řízení na trati Staré Město u Uherského Hradiště – Přerov*. Bachelor Thesis. Pardubice: University of Pardubice, Faculty of Transport Engineering, 2022.

[15] SHAKIBAYIFAR, M., HASSANNAYEBI, E., MIRZAHOSSEIN, H., ZOHRABNIA, S., SHAHABI, A. *An integrated train scheduling and infrastructure development model in railway networks.* Online. Transactions on Industrial Engineering. Vol. 24 (2017), no. 6. Available from: https://doi.org/10.24200/sci.2017.4397. [cited 2025-06-15]

Received / zasláno: 24. 06. 2025, accepted / přijato: 07. 07. 2025, published / publikováno: 17. 09. 2025.

The paper was reviewed by / Příspěvek recenzovali: doc. Ing. Lukáš Týfa, Ph.D. (Czech Technical University in Prague, Faculty of Transportation Sciences), Ing. František Sládek (Centrum dopravního výzkumu, v.v.i.).

Název díla:	**Současné problémy v kolejových vozidlech, Vol. 27 (2025): XXVII. konference s mezinárodní účastí, sborník příspěvků**
Editoři:	Tomáš Michálek, Veronika Michálková
Vydavatel:	Univerzita Pardubice, Studentská 95, 532 10 Pardubice
Stran:	330
Vydání:	první
Datum vydání:	17. 09. 2025
ISSN:	3029-8342
e-ISBN:	978-80-7560-564-1
Dostupné z:	https://spkv.upce.cz