

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

Interakce vozidlo–kolej v podmínkách ČHEŽ

Diplomová práce

2023

Bc. Michal Lokvenc

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera
Akademický rok: 2022/2023

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Michal Lokvenc**
Osobní číslo: **D21451**
Studijní program: **N0788A040001 Dopravní technika**
Specializace: **Stavba vozidel**
Téma práce: **Interakce vozidlo-kolej v podmínkách ČHEŽ**
Zadávací katedra: **Katedra mechaniky, materiálů a částí strojů**

Zásady pro vypracování

Čiernohronská železnica (ČHŽ) je turistickou dráhou o rozchodu 760 mm. V současné době však existuje záměr na její začlenění do Integrovaného dopravního systému Banskobystrického samosprávného kraje, čemuž má předcházet zásadní modernizace trati spojená s elektrizací a případně i její rozšíření. Pro tyto účely získala ČHŽ v roce 2021 od švýcarské Waldenburgerbahn elektrické jednotky, sestávající z motorového a řídicího vozu a provozované původně na železniční síti s rozchodem koleje 750 mm. Cílem této práce je tak provést posouzení bezpečnosti provozu těchto vozidel na síti ČHŽ a zaměřit se na hodnocení opotřebení v kontaktu kolo-kolejnice ve zdejších provozních podmínkách.

Vypracujte:

1. teoretický rozbor podmínek interakce dvojkolí a koleje v podmínkách ČHEŽ (specifika rozchodu 760 mm, tolerance rozměrových parametrů, bezpečnost proti vykolejení);
2. posouzení bezpečnosti proti vykolejení upraveného řídicího vozu s dosazeným diesel-generátorem, určeného pro provoz na stávajících (neelektrifikovaných) tratích;
3. výpočtový model pro simulaci jízdy vozidla elektrické jednotky obloukem koleje;
4. zhodnocení výsledků simulačních výpočtů vybraných scénářů jízdy vozidla obloukem koleje, provedených za účelem hodnocení opotřebení kol a kolejnic;
5. doporučení pro provoz vozidel ve vztahu k opotřebení kol a kolejnic.

Rozsah pracovní zprávy: **50 stran**
Rozsah grafických prací: **podle pokynů vedoucího práce**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

- [1] ZELENKA J., MICHÁLEK T.: *Teorie vozidel*. 1. vydání, 78 s. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2013. ISBN 978-80-7395-652-3.
[2] IZER J., JANDA J., MARUNA Z., ZDRŮBEK S.: *Kolejové vozy*. 1. vydání, 380 s. Bratislava: ALFA, 1985.
[3] KOLEKTIV AUTORŮ: *Technologie prací na železničním svršku*. 1. vydání, 399 s. Praha: IC-ČKAIT, 2019.
[4] STASKIEWICZ T., FIRLIK B.: Influence of tram wheel profile geometry on wear intensity. In: *Procedia Engineering* 192 (2017), s. 1006-1011. DOI: 10.1016/j.proeng.2017.06.173.
[5] Predpis ŽSR TS 3-10. *Železničný zvršok kolají rozchodu 760 mm a 1000 mm*. ŽSR, 2018.
[6] Technická dokumentace k vozidlům Waldenburgerbahn AG.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Tomáš Michálek, Ph.D.**
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Konzultant diplomové práce: **Ing. Jiří Šlapák**
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání diplomové práce: **21. února 2023**
Termín odevzdání diplomové práce: **15. května 2023**

L.S.

doc. Ing. Libor Švadlenka, Ph.D.
děkan

doc. Ing. Petr Tomek, Ph.D.
vedoucí katedry

PROHLÁŠENÍ AUTORA

Prohlašuji:

Práci s názvem Interakce vozidlo–kolej v podmínkách ČHEŽ jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

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

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

V Pardubicích dne

Bc. Michal Lokvenc

PODĚKOVÁNÍ

Především chci poděkovat Ing. Tomáši Michálkovi, Ph.D., Ing. Jiřímu Šlapákovi a Ing. Aleši Hábovi, Ph.D. za odborné vedení, konzultování a cenné rady při tvorbě práce.

Velké poděkování též patří i Ing. Aleši Bílkovi za jeho vstřícnost, ochotu a poskytnutí dokumentace, bez které by tato práce nemohla vzniknout.

ANOTACE

Diplomová práce se zabývá interakcí vozidlo–kolej v podmínkách Čiernohronskej elektrickej železnice (ČHEŽ), tedy úzkorozchodné železnice s rozchodem koleje 760 mm. V práci jsou popsána vyšetřovaná úzkorozchodná vozidla s důrazem na pojezd a specifika úzkorozchodné dráhy, je provedena analýza průjezdu dvojkolí jednoduchou výhybkou a posouzení bezpečnosti proti vykolejení normálního a upraveného vozidla. Dále je uveden postup sestavení virtuálního modelu vozidel v programu Simpack a scénáře simulací na tratích ČHEŽ. Výsledky simulací jsou hodnoceny různými metodami s cílem predikovat opotřebení kol. Na závěr je z dosažených výsledků stanoveno doporučení pro provoz vyšetřovaných vozidel.

KLÍČOVÁ SLOVA

úzkorozchodná dráha, bezpečnost proti vykolejení, simulace, opotřebení, jízdní obrys

TITLE

Vehicle/track interaction in conditions of Čierny Hron Electric Railway

ABSTRACT

This thesis deals with vehicle/track interaction in conditions of Čierny Hron Electric Railway (ČHEŽ), i.e. a narrow-gauge railway with a track gauge of 760 mm. The thesis contains a description of the investigated vehicles with an emphasis on bogies and a particularities of the narrow-gauge railway; an analysis of passing of a wheelset through a single turnout as well as an assessment of safety against derailment of standard and modified vehicle are performed. The program Simpack was used for compilation of a virtual model of vehicles and realization of various simulation scenarios of vehicle run on the ČHEŽ tracks. The simulation results are evaluated by different methods in order to predict the wheel profile wear. At the end, a recommendation for operation of the vehicles is determined on basis of the achieved results.

KEYWORDS

narrow-gauge railway, derailment safety, simulation, wear, wheel profile

OBSAH

1	Úvod	12
2	Popis vyšetřovaného vozidla	13
2.1	Provedené úpravy vozidla.....	14
2.2	Tuhost vypružení vozidla	15
2.2.1	Primární vypružení	16
2.2.2	Sekundární vypružení.....	17
3	Interakce vozidlo–kolej v podmínkách úzkorozchodné železnice	19
3.1	Rozměrové parametry dvojkolí a koleje.....	19
3.1.1	Parametry vyšetřovaných dvojkolí.....	20
3.1.2	Parametrické požadavky na koleje, kolejnice a výhybky	23
3.2	Průjezd dvojkolí výhybkou	24
3.2.1	Jednoduchá výhybka.....	25
3.3	Charakteristiky kontaktní geometrie.....	33
3.3.1	Poloha dotykových bodů.....	33
3.3.2	Delta-r funkce	34
3.3.3	Ekvivalentní konicita.....	36
3.4	Stanovení mezní hodnoty poměrného odlehčení pro výpočet BPV.....	36
3.5	Jízda vozidla po šroubovici	41
4	Posouzení bezpečnosti proti vykolejení	42
4.1	Výpočet poměrného odlehčení kola.....	42
4.1.1	Výpočet ΔQ při postavení vozidla na zborcené koleji.....	42
4.1.2	Výpočet ΔQ_t vlivem úpravy vozidla.....	46
4.2	Analýza dosažených výsledků BPV.....	48
4.3	Dodatečné úpravy vozidla.....	48
5	Výpočtový model pro simulaci	50
5.1	Simulace v programu Simpack	50
5.2	Topologie modelu vozidla	51
5.2.1	Submodel – dvojkolí.....	51
5.2.2	Submodel – podvozek	53
5.2.3	Kompletní model vozidla	57
5.3	Ověření výpočtového modelu vozidla	60
5.3.1	Stanovení součinitele náklonu.....	63

5.4	Popis simulované tratě.....	64
5.4.1	Modelování traťových úseků v Simpacku	64
5.4.2	Čierny Balog – Chvatimech.....	67
5.4.3	Čierny Balog – Dobroč.....	68
5.4.4	Dobroč – Chvatimech a zpět	69
5.5	Teorie stanovení opotřebení mezi kolem a kolejnicí.....	70
5.5.1	Definice „Wear Number“ v Simpacku.....	71
5.5.2	Teorie o úbytku materiálu v kontaktu kolo–kolejnice v Simpacku	72
6	Výsledky simulačních výpočtů.....	75
6.1	Ověření BPV řídicího vozu poměrem Y/Q	75
6.2	Porovnání součtů WN jednotlivých simulovaných variant	77
6.2.1	Vliv nerovností na míru opotřebení jízdního obrysu.....	78
6.2.2	Rozdíl součtů WN mezi motorovým vozem a řídicím vozem	80
6.2.3	Míra opotřebení upraveného řídicího vozu.....	81
6.3	Stanovení WN v závislosti na příčné poloze dotykového bodu	82
6.3.1	Vliv obloukovitosti tratě.....	82
6.3.2	Porovnání „slovenského“ a „švýcarského“ jízdního obrysu	84
6.3.3	Porovnání opotřebení do jízdní plochy a do okolku	86
6.3.4	Analýza dvoubodového kontaktu	87
6.4	Výpočet opotřebení pomocí Archardovy teorie v Simpacku	89
6.4.1	Vyhodnocení opotřebení při jednom simulačním obratu soupravy	90
6.4.2	Vyhodnocení opotřebení při dvou simulačních obrazech soupravy	93
6.4.3	Předpoklad trendu opotřebení kola	94
6.5	Porovnání použitých metod	96
7	Závěr	97
	Literatura	100
	Přílohy.....	102

SEZNAM ZKRATEK A ZNAČEK

Seznam zkratk

ČHŽ	Čiernohronská železnice
ČHEŽ	Čiernohronská elektrická železnice
ČD	České dráhy a.s.
ŽSR	Železnice Slovenskej republiky
TK	Temeno kolejnice
BPV	Bezpečnost proti vykolejení
CAT	Caterpillar
Cmp	Strukturní prvek typu Component
Ptp	Strukturní prvek typu Point to point

Seznam značek

1P	Číslice udává pořadí nápravy zepředu, písmeno P – kolo na pravé straně, L – kolo na levé straně
----	---

Latinská písmena

ΔB_s	[kN]	Změna síly působící na nápravu na bázi středu ložiskových čepů
Δp	[mm]	Převýšení kolejnicových pásů
Δp^*	[mm]	Převýšení kolejnicových pásů na bázi otočných čepů
Δp^+	[mm]	Převýšení kolejnicových pásů na bázi podvozku
ΔQ	[kN]	Změna svislé kolové síly vlivem jízdy po zborcené koleji
ΔQ^*	[kN]	Změna svislé kolové síly na bázi otočných čepů, resp. skříně
ΔQ^+	[kN]	Změna svislé kolové síly na bázi podvozku
ΔQ_H	[kN]	Změna svislé kolové síly způsobená účinkem od rámové síly
ΔQ_s	[kN]	Změna svislé kolové síly způsobená změnou síly v nápravovém ložisku
ΔQ_t	[kN]	Změna svislé statické kolové síly vlivem dosazení trakčního ústrojí
Δr	[mm]	Rozdíl valivých poloměrů
Δz	[mm]	Svislá výchylka kola při jízdě po zborcené koleji
$2a^*$	[mm]	Vzdálenost otočných čepů
$2a^+$	[mm]	Rozvor podvozku
$2E_p$	[mm]	Příčná vzdálenost středů pružin sekundárního vypružení
$2s$	[mm]	Vzdálenost styčných kružnic
$2w$	[mm]	Příčná vzdálenost středů ložiskových čepů
A	[mm]	Vzdálenost mezi vedoucí hranou přídržnice a odpovídající hranou křídlové kolejnice
A_R	[mm]	Rozkolí
b^*	[mm]	Délka skříně vozidla

INTERAKCE VOZIDLO-KOLEJ V PODMÍNKÁCH ČHEŽ

B_i	[kN]	Svislá síla působící na ložiskovou skříň
B_R	[mm]	Šířka kola
$d; \emptyset D$	[mm]	Jmenovitý průměr kola (nového)
f_{houp}	[Hz]	Frekvence houpání skříňe
f_i	[1]	Součinitel tření
f_{kyv}	[Hz]	Frekvence kývání skříňe
g	[m·s ⁻²]	Tíhové zrychlení
g_{lim}^+	[‰]	Mezní zkroucení na bázi rozvoru podvozku
G	[mm]	Rozchod koleje
G_{MG}	[kN]	Tíhová síla motorgenerátoru
G_T	[kN]	Tíhová síla transformátoru
G_{USM}	[kN]	Tíhová síla usměrňovače
H	[kN]	Rámová síla
$J_{s,y}$	[kg·m ²]	Moment setrvačnosti skříňe k ose y procházející těžištěm
k^*	[kN/m]	Výpočtová tuhost sekundárního vypružení pro stanovení odlehčení kola na bázi otočných čepů
$k_{I,x}$	[kN/m]	Příčná tuhost pružiny primárního vypružení v podélném směru
$k_{I,y}$	[kN/m]	Příčná tuhost pružiny primárního vypružení v příčném směru
$k_{I,z}$	[kN/m]	Svislá tuhost pružiny primárního vypružení ve svislém směru
$k_{II,x}$	[kN/m]	Příčná tuhost pružiny sekundárního vypružení v podélném směru
$k_{II,y}$	[kN/m]	Příčná tuhost pružiny sekundárního vypružení v příčném směru
$k_{II,z}$	[kN/m]	Osová tuhost pružiny sekundárního vypružení ve svislém směru
k_L^+	[kN/m]	Tuhost primárního vypružení nad jednou ložiskovou skříňí
k_L^*	[kN/m]	Tuhost sekundárního vypružení na jedné straně podvozku
L	[mm]	Vzdálenost mezi vedoucí hranou přídržnice a pojížděnou hranu klínu srdcovky
l_{vz}	[m]	Délka vzestupnice
m_D	[kg]	Hmotnost dosazené komponenty
m_s	[kg]	Hmotnost skříňe vozidla
m_V	[kg]	Uvažovaná hmotnost vozu
n_{760}	[1]	Součinitel stanovený předpisem pro výpočet délky vzestupnice
n_{dv}	[1]	Počet dvojkolí
N_i	[kN]	Normálová síla působící v dotykové ploše kolo-kolejnice
Q_0	[kN]	Statická svislá kolová síla
Q_i	[kN]	Svislá kolová síla působící v dotykové ploše
R	[m]	Poloměr oblouku
r	[mm]	Poloměr kola (nového)
R_i	[N]	Reakce působící v místech uložení skříňe při výpočtu změny svislých kolových sil vlivem umístění výzbroje
S_d	[mm]	Šířka okolku

INTERAKCE VOZIDLO-KOLEJ V PODMÍNKÁCH ČHEŽ

S_h	[mm]	Výška okolku
S_R	[mm]	Rozchod dvojkolí
v	[m/s]	Rychlost
WN	[N]	Wear number, tzv. číslo opotřebení
x_D	[m]	Podélná vzdálenost těžiště dosazené komponenty od středu zadního podvozku řídicího vozu
x_{MG}	[mm]	Podélná vzdálenost těžiště motorgenerátoru od středu zadního podvozku řídicího vozu
x_T	[mm]	Podélná vzdálenost těžiště transformátoru od středu zadního podvozku řídicího vozu
x_{USM}	[mm]	Podélná vzdálenost těžiště usměrňovače od středu zadního podvozku řídicího vozu
\ddot{y}	[m·s ⁻²]	Příčné zrychlení
y_w	[mm]	Příčná poloha dotykového bodu na jízdním obryse
Y_i	[kN]	Vodící síla
z_p	[mm]	Šířka žlábků u přídržnice
z_s	[mm]	Šířka žlábků na srdcovce

Řecká písmena

2σ	[mm]	Volný kanál koleje
α	[°]	Úhel náběhu dvojkolí
β_i	[°]	Úhel sklonu dotykové roviny
β_{max}	[°]	Úhel sklonu okolku
ξ	[°]	Úhel vychýlení jedné nápravy vůči druhé při jízdě dvojkolí přes nerovnost s dokonale poddajným rámem
ρ_i	[rad]	Třecí úhel

1 Úvod

Čiernohronská železnice je úzkorozchodná lesní dráha nacházející se ve Slovenském rudohoří. Jedná se o železniční dráhu s rozchodem koleje 760 mm délky 19 km provozovanou především za účelem turismu. Trať začíná v zastávce Chvatimech, odkud pokračuje do Čierneho Balogu a zde se větví na trať do Vydrovské doliny a do Dobroče. Na trati jsou provozována vozidla motorové a parní trakce. V současné době (květen 2023) se nejedná o elektrifikovanou dráhu, je proto nazývána Čiernohronská železnice (ČHŽ). [1]

V roce 2013 dostala ČHŽ Cenu za krajinu 2012–2013. Na základě této prestižní ceny vznikl projekt s názvem Čiernohronská elektrická železnice (ČHEŽ), který se mimo jiné zabývá modernizací úseku Chvatimech – Čierny Balog – Dobroč. Při modernizaci má být zároveň dosazeno trolejové vedení, které umožní provoz elektrických vozidel. [1]

Elektrická vozidla společnost vysoutěžila v roce 2020 od švýcarské společnosti Waldenburgerbahn provozující úzkorozchodnou dráhu. Jedná se o elektrické jednotky doposud provozované na trati o rozchodu 750 mm. Vzhledem k ještě neuskutečněnému projektu bylo jedno vozidlo upraveno pro provoz na neelektrifikované trati, a to dosazením dieselového motorgenerátoru. Po této úpravě vozidla je vhodné provést výpočet bezpečnosti proti vykolejení, protože došlo k značné změně rozložení hmotnosti.

V kap. 3 jsou uvedeny charakteristiky úzkého rozchodu. Jsou představeny řešené jízdní obrysy s charakteristikami kontaktní geometrie, je provedena analýza a návrh parametrů výhybky při průjezdu dvojkolí (v návaznosti na změnu rozchodu koleje) a stanovení mezní hodnoty pro výpočet BPV se zohledněním specifik úzkého rozchodu. Výpočtem BPV se zabývá kap. 4.

Těžiště této práce však spočívá v jízdních simulacích úzkorozchodných vozidel. V kap. 5 jsou sestaveny simulační modely (motorový a řídicí vůz) v programu Simpack, se kterými jsou provedeny výpočetní simulace v různých variantách na budoucí modernizované trati ČHEŽ, která je sestavena dle stavebních dokumentů.

Vyšetřovány jsou vlastnosti těchto vozidel se zaměřením na opotřebení v kontaktu kolo–kolejnice. Předpokládaný vývoj opotřebení kola je analyzován třemi metodami. Metodou vyhodnocení součtu čísla opotřebení (*Wear Number*), rozložení *WN* po jízdním obryse a podle Archardovy teorie opotřebení, která umožňuje stanovit úbytek materiálu.

Dosažené výsledky jsou mezi sebou porovnány a konzultovány z hlediska obloukovitosti tratě a dvoubodového kontaktu. V závěru jsou stanovena doporučení pro provoz.

2 Popis vyšetřovaného vozidla

Vyšetřované soupravy odkoupené od společnosti Waldenburgerbahn se skládají ze dvou podvozkových vozidel od sebe rozpojitelných. Jedná se o hnací (motorový) vůz řady BDe 4/4 a řídicí vůz Bt. Spojení je zajištěno poloautomatickým centrálním spřáhlem +GF+. Motorový vůz je elektrické trakce s jedním sběračem na střeše, který umožňuje napájení z liniového trolejového vedení stejnosměrným napětím 1 500 V. Motorový vůz je též vybaven brzdovým odporníkem, který umožňuje elektrodynamické brzdění. Pneumatická brzda je uzpůsobena pro provozní tlak 4 bary; mechanická brzda je špalíková.

Uspořádání pojezdu motorového vozu je B'B', v případě řídicího vozu 2'2'. Vozidla byla původně určena pro provoz na rozchodu koleje 750 mm. Tomu odpovídá i jmenovitá hodnota vzdálenosti styčných kružnic dvojkolí 819 mm. Hmotnost prázdné soupravy činí přibližně 40 t (24 t + 16 t). Maximální stoupání udávané výrobcem, na kterém je možné se rozjet, činí 35 ‰. Minimální poloměr oblouku, kterým je vozidlo schopno bezpečně projet, je 40 m. Maximální rychlost je 75 km/h a maximální tažná síla na obvodu kol při rozjezdu 75,2 kN. Jednotka je zobrazena na obr. 1 (pohled na hnací vozidlo). Hnací podvozek motorového vozu je na obr. 2.



Obr. 1 – Celkový pohled na vyšetřované vozidlo



Obr. 2 – Celkový pohled na hnací podvozek motorového vozu

Běžný podvozek se skládá ze dvou podélníků, dvou menších příčných a jednoho hlavního příčnicku. Dvojkolí jsou vázána k rámu podvozku přes ložiskovou skříň a primární vypružení; to je složeno z pryžokovových prvků typu „Megi“. Hlavní příčník je potom umístěn na svislých vinutých pružinách, které mají funkci sekundárního vypružení. Pro přenos podélných sil mezi rámem podvozku a hlavním příčnickem je na každé straně umístěno podélné táhlo (ojnice). Tlumení na bázi primárního vypružení je zajištěno vlastnostmi elastomerového materiálu primárních pružin; sekundární vypružení je tlumeno dvěma svislými hydraulickými tlumiči a jedním příčným hydraulickým tlumičem. Na příčnicku je ložisková torna, ke které je uchycena skříň vozidla. K omezení úhlu natočení podvozku vůči skříni je na příčnicku přišroubována dvojice dorazů, jejichž

INTERAKCE VOZIDLO-KOLEJ V PODMÍNKÁCH ČHEŽ

vůle vůči konzolám na spodku skříně vozidla definuje maximální úhel natočení podvozku. Tyto dorazy jsou nainstalovány vždy jen na jedné straně podvozku (na vozidle diagonálně).

Hnací podvozky mají stejnou koncepci jako podvozky běžné. Do podvozku je však dosazen plně vypružený skupinový pohon dvojkolí. Trakční motor je umístěn pod hlavním příčnickem s podélnou osou rotace, která na každé straně pohání kuželovou převodovku. Celý pohonný mechanismus je pružně zavěšen na rám podvozku pomocí pryžových prstenců. Kroutící moment je z převodovky přenášán prostřednictvím unašečů a ojníčkového mechanismu na desku jednoho kola. Sekundární vypružení je s ohledem na hmotnost skříně provedeno dvojicí pružin v duplexním provedení, kde vnější pružina je shodná jako u vozu řídicího.

Základní parametry obou vozidel vratné soupravy shrnuje tab. 1.

Tab. 1 - Základní parametry vyšetřovaného vozidla

Parametr	Hodnota
Délka skříně vozidla	17 500 mm
Vzdálenost otočných čepů (středů podvozků)	11 500 mm
Rozvor podvozku	1 800 mm
Příčná vzdálenost středů ložiskových čepů	1 200 mm
Příčná vzdálenost středů pružin sekundárního vypružení	1 360 mm
Jmenovitý průměr kola (nového)	660 mm
Vzdálenost styčných kružnic	819 mm
Úhel sklonu okolku	75°
Hmotnost prázdného motorového (hnacího) vozu	23 770 kg
Hmotnost prázdného řídicího vozu	16 150 kg
Maximální ložná hmotnost (pro oba vozy stejná)	7 000 kg

2.1 Provedené úpravy vozidla

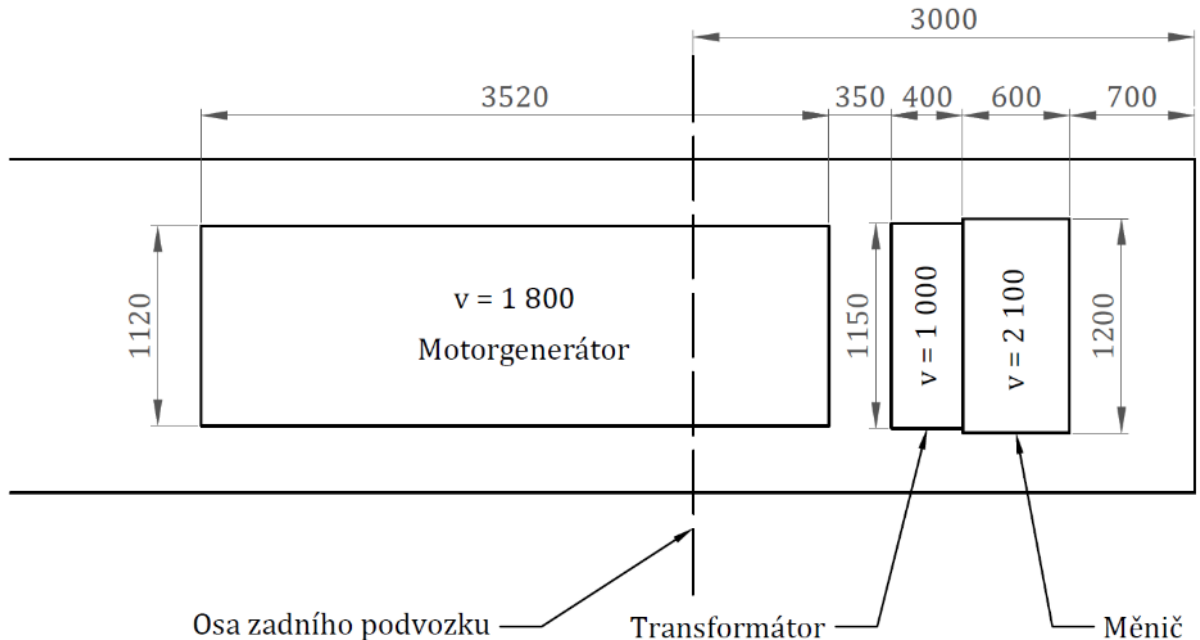
Jak již bylo zmíněno v úvodu, jednotka byla upravena z důvodů chybějící elektrifikace na dané trati. K výrobě elektrické energie proto slouží centrála, která byla uložena do řídicího vozu. Dané ústrojí se skládá z motorgenerátoru, transformátoru a usměrňovače.

Motorgenerátor je největší část z celého ústrojí – jedná se o diesellový motor, který pohání alternátor. Jedná se o motorgenerátor CAT typu DE165E0 s hmotností 2 016 kg. Výstupní střídavé napětí alternátoru je pro další použití nutné ještě upravit. V řetězci je proto dále zapojen transformátor, který upravuje efektivní hodnotu napětí. Jedná se o transformátor

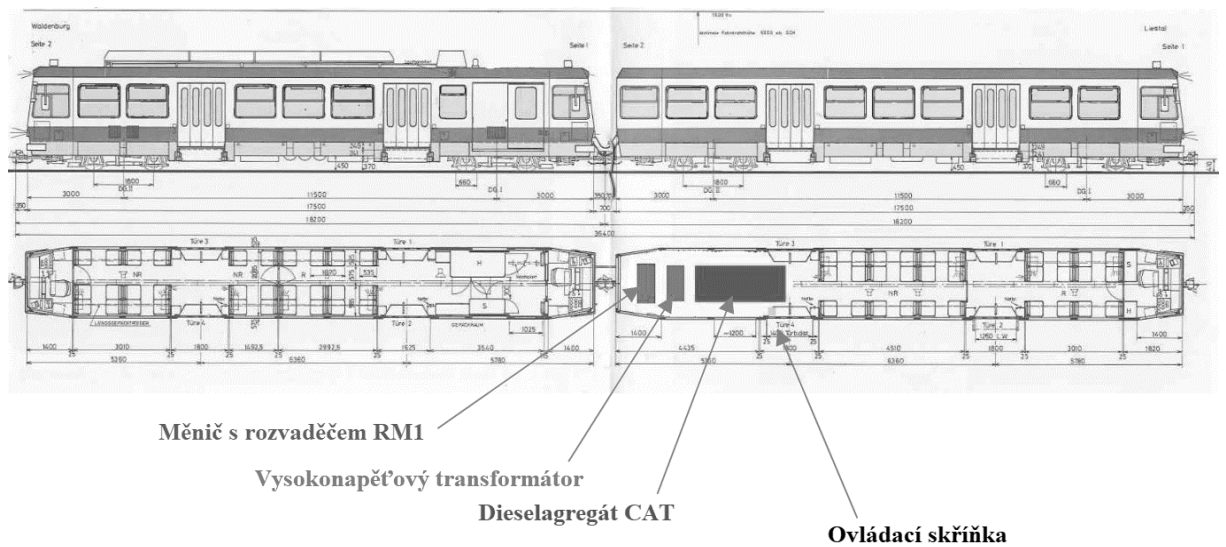
INTERAKCE VOZIDLO-KOLEJ V PODMÍNKÁCH ČEŽ

BEZ typu aTSE 718/10 s hmotností 775 kg. Jako poslední je zapojen usměrňovač se stykači, který výstupní napětí alternátoru usměrňuje. Jeho hmotnost je 200 kg.

Celková hmotnost dodatečné výzbroje je tedy **2991 kg**. Výzbroj byla dosazena do zadní části řídicího vozu. Schéma zabudování tohoto ústrojí je zobrazeno na obr. 3 a obr. 4.



Obr. 3 – Schéma zabudování motorgenerátoru a transformátoru do skříně řídicího vozu; půdorys vozu; v = výška



Obr. 4 – Zástavba trakčního ústrojí do elektrické jednotky [2]; *upraveno autorem*

2.2 Tuhost vypružení vozidla

Tuhost vypružení vozidla je nezbytná pro další výpočty. Jedná se o dvoustupňové vypružení vozidla, kde jsou pro primární vypružení použity pryžokovové pružiny typu

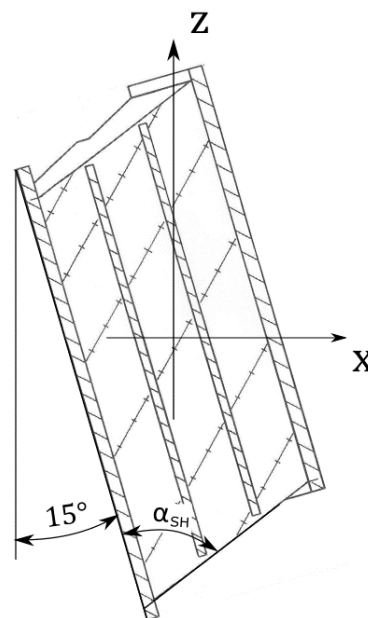
„Megi“. Sekundární vypružení je tvořeno ocelovými vinutými pružinami s efektem flexi-coil doplněné o pryžokovové pouzdro.

2.2.1 Primární vypružení

Pryžokovové pružiny typu „Megi“ použité na elektrických jednotkách jsou na obr. 5.



Obr. 5 – Primární vypružení hnacího podvozku



Obr. 6 – Schéma pružiny „Megi“;
 α_{SH} – úhel odpovídající údajem uvedenému v závorce tab. 2

Obecně jsou tyto pružiny velmi tuhé a jejich poddajnost je velice malá. Svislou tuhost, resp. poddajnost lze nastavovat úhlem, který svírají koncové desky se svislou osou. Budou-li rovnoběžné, pryžokovové pružiny budou namáhány pouze smykem, nikoli tlakem a poddajnost v tom případě bude největší možná. Budou-li naopak jejich desky kolmé ke svislé ose, budou namáhány pouze osovým napětím (tlak, tah) a jejich poddajnost bude nejmenší. Tuhost, resp. poddajnost v podélném směru se pak chová přesně naopak.

Natočení vůči svislé ose je u elektrických jednotek 15° . Hodnoty tuhostí byly stanoveny z dokumentace vozidel a jsou uvedeny v tab. 2. Zavedené směry $k_{l,x}$, $k_{l,y}$, $k_{l,z}$ jsou v souladu s globálním souřadnicovým systémem celého vozidla (viz obr. 6).

Tab. 2 – Tuhosti primárního vypružení nad jednou ložiskovou skříní

	Hnací podvozek (55°)	Běžný podvozek (45°)
$k_{l,x}$ [kN/m]	10300	7820
$k_{l,y}$ [kN/m]	1990	1510
$k_{l,z}$ [kN/m]	1390	1050

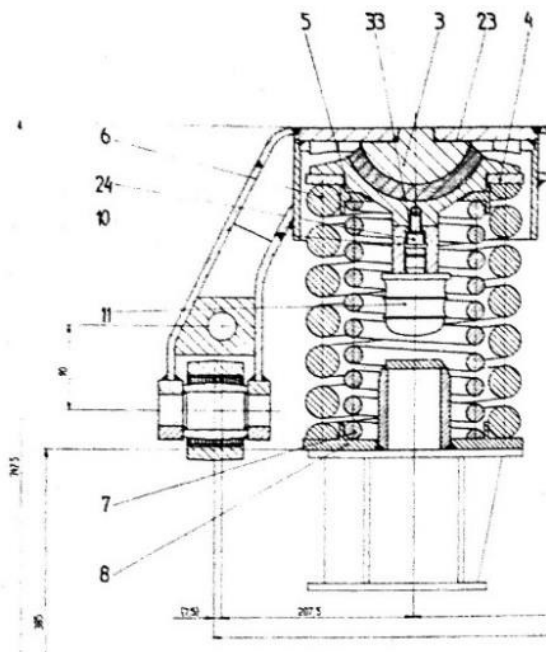
2.2.2 Sekundární vypružení

Příčné pohyby skříně vozidla jsou přenášeny přes radiální ložisko na hlavní příčník. U něho je tento pohyb omezen příčnými pružnými dorazy (příčná narážka na obr. 9), které dle fyzického měření na podvozku mají vzduchové mezery (vůle) 7,5 mm na každé straně. Tento pohyb vůči rámu podvozku je vykonáván v sekundárních pružinách, které jsou tedy namáhány příčnou silou. Oproti „klasické“ vinuté pružině, která je uzpůsobena pro namáhání v osovém směru, flexi-coil efekt umožňuje namáhání i v příčném směru.

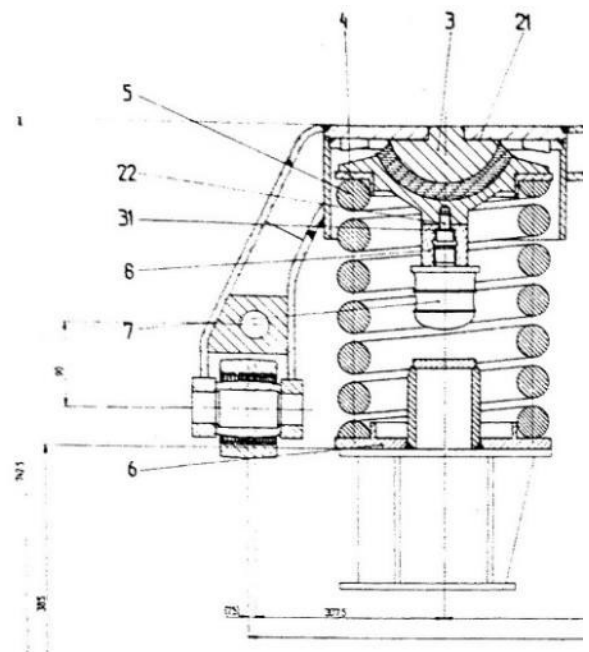
Ocelové pružiny jsou ještě navíc doplněny o pryžokovové kulové pouzdro. Ve svislém směru lze očekávat minimální vliv na tuhost vypružení, zatímco v příčném směru lze předpokládat určité změkčení vypružení.

Osová tuhost

Tuhost válcových pružin použitých v sekundárním vypružení je rozdílná pro hnací a pro běžný podvozek. Oba typy podvozků jsou vybaveny jedním párem válcových pružin (na každé straně jedna pružina), zatímco hnací podvozek je navíc ještě o vnější (menší) pružinu, která zvyšuje celkovou tuhost sekundárního vypružení. Rozdíl je patrný při porovnání obr. 7 a obr. 8.



Obr. 7 – Uspořádání sekundárního vypružení motorového vozu, resp. hnacího podvozku [3]



Obr. 8 – Uspořádání sekundárního vypružení řídicího vozu, resp. běžného podvozku [3]

Rozměrové parametry obou velikostí pružin hnacího podvozku byly fyzicky změřeny a porovnány s hodnotami, které jsou uvedeny v technické dokumentaci vypružení. Parametry z technické dokumentace jsou uvedeny v tab. 3.

Tab. 3 – Parametry ocelových pružin z technické dokumentace

Parametr		Velká pružina	Malá pružina
Volná délka pružiny	[mm]	365	375
Střední průměr pružiny	[mm]	200	132
Průměr drátu	[mm]	36	21
Počet závitů	[1]	5	8
Youngův modul pružnosti ve smyku	[MPa]	78 450	
Osová tuhost pružiny	[kN/m]	411,8	106,3
Příčná tuhost pružiny	[kN/m]	312	12

Tuhost jednotlivých pružin uvedená v tab. 3 byla stanovena dle vzorce (1):

$$k_{II,z} = \frac{G \cdot d_p^4}{8 \cdot D_p^3 \cdot n}, \quad (1)$$

kde D_p – střední průměr pružiny, d_p – průměr drátu, n – počet závitů a G – Youngův modul pružnosti ve smyku. Při porovnávání vypočtených tuhostí z naměřených hodnot s tuhostmi z technické dokumentace nebyly zjištěny žádné větší odchylky, které by nebyly způsobeny nepřesnostmi měření. Sekundární vypružení hnacího podvozku je na obr. 9. [4]

Flexi-coil efekt

V současnosti již existuje spousta metod řešení tuhosti vinutých pružin s flexi-coil efektem. V této práci však nebylo nutné příčnou tuhost počítat, byla stanovena z dokumentace vozidel [3]. Vzhledem k použitému kulovému pryžovému kloubu nad pružinou je pružina méně namáhána při bočení. Vrchní uchycení pružiny lze chápat jako kloubové uložení, nikoli vetknuté, jako je tomu vespod. Hodnoty příčné tuhosti pro obě pružiny jsou uvedeny v tab. 3.



Obr. 9 – Sekundární vypružení hnacího podvozku; vpravo příčná nárazka

3 Interakce vozidlo–kolej v podmínkách úzkorozchodné železnice

Vzájemná interakce mezi kolejovým vozidlem a kolejí je ověřována při jízdách zkouškách. Jízdami zkouškami vozidla se vyšetřuje např. bezpečnosti proti vykolejení, účinky na trať nebo jízdni charakteristiky. Pro hodnocení se používají především síly mezi kolem a kolejnicí, příčné síly mezi dvojkolím a ložiskovou skříní nebo zrychlení. Těmito zkouškami pro rozchod koleje 1 435 mm se zabývá množství předpisů a norem, které definují přesný postup. Při vyšetřování problematiky této práce bylo vycházeno pouze z dostupných předpisů, které byly vydány společnostmi ŽSR nebo ČD. Tyto předpisy nestanovují žádné jízdni zkoušky, pomocí kterých by byly ověřovány vlastnosti vozidel.

Úzkorozchodné dráhy zaujímají v České republice a v Evropě pouze drobnou část sítě a ve velké většině nejsou součástí celostátních drah. Avšak úzkorozchodné železnice s rozchodem 760 mm jsou zcela běžným rozchodem mezi úzkokolejnými drahami.

Provoz na těchto železnicích obnáší určitá specifika oproti normálnímu rozchodu (1 435 mm). Úzkorozchodné dráhy umožňují stavbu za nižší náklady, průjezd oblouky s menšími poloměry a také zabírají menší zastavbový prostor. Jsou proto vhodné k použití např. pro důlní dráhy, lesní dráhy nebo pro přepravu cestujících ve městech. Menší rozchod koleje spolu nese i nutnost zmenšení celého vozidla, což má za následek menší přepravní objem. Proto nejsou ve velké míře využívány na dálkovou dopravu, ale nejčastěji jako regionální nebo městské linky.

Úzkorozchodnými drahami v České republice se zabývá předpis vydaný Českými drahmi ČD S 3/3. Na Slovensku potom předpis ŽSR TS 3-10, který je závazný pro všechny organizační složky ŽSR. Na ČHŽ však není provozovatelem dráhy ŽSR, nýbrž sdružení obcí – Mikroregion Čierny Hron. Ačkoli předpis ŽSR TS 3-10 není pro ČHŽ závazný, bylo rozhodnuto, že se bude tímto předpisem řídit. [1] [5]

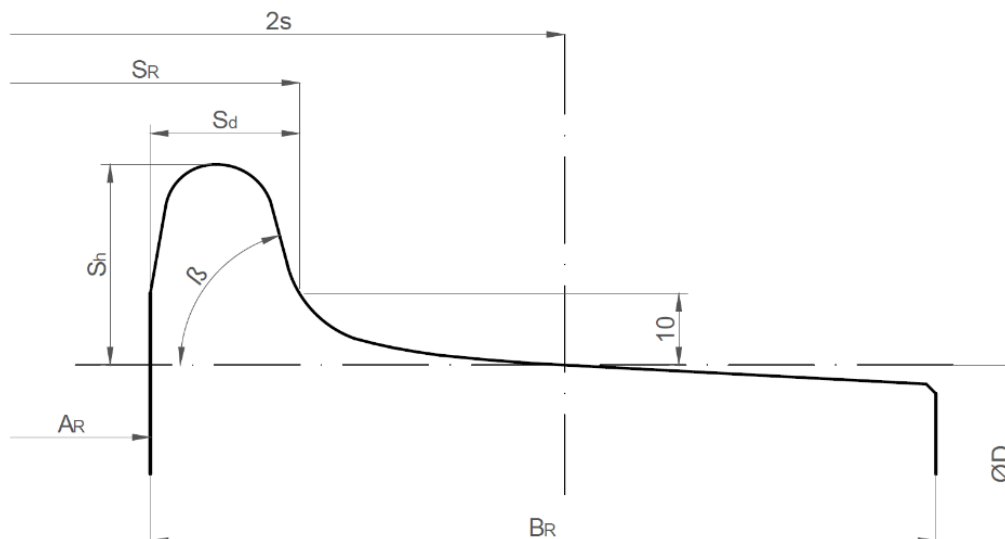
Tato kapitola se zabývá rozměrovými parametry dvojkolí a koleje včetně průjezdu výhybkou, vyšetřováním kontaktní geometrie pro vybrané obrysy, stanovením mezní hodnoty pro bezpečnost proti vykolejení a různými specifiky úzkého rozchodu. Tyto analýzy jsou důležité pro vyšetření BPV, opotřebení kola a také pro stanovení přechodnosti vozidel ve vztahu ke změně rozchodu koleje.

3.1 Rozměrové parametry dvojkolí a koleje

Tato kapitola se zabývá rozměrovými parametry dvojkolí a koleje, které budou použity v podmínkách ČHEŽ. Jedná se o důležitou analýzu předcházející simulačnímu výpočtu a analýzou průjezdu dvojkolí výhybkou.

3.1.1 Parametry vyšetřovaných dvojkolí

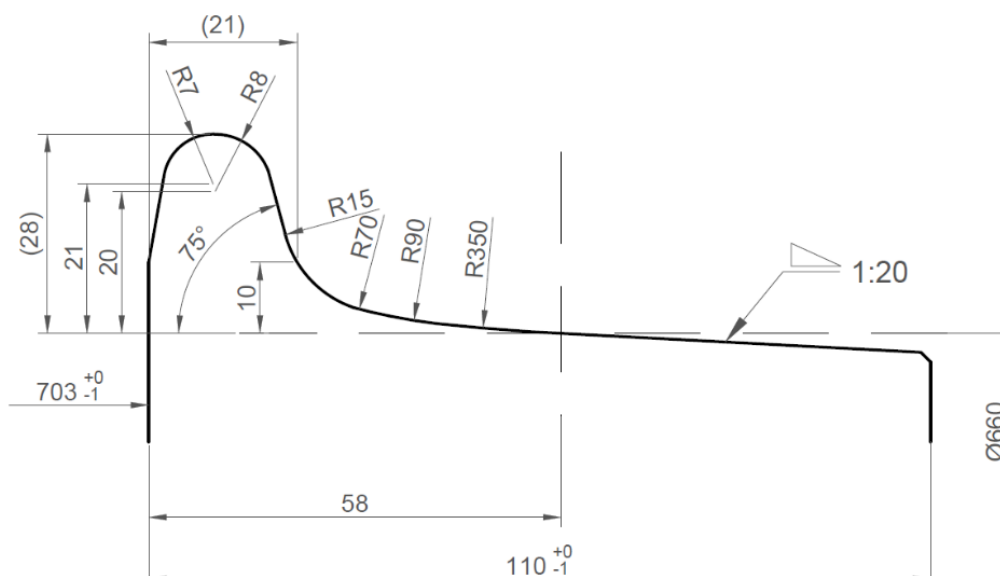
Na dvojkolí jsou kladeny velké nároky, protože při selhání jeho funkčnosti může dojít k tragické nehodě. Na jízdním obrysu kola jsou definovány parametry (včetně jejich tolerancí), které musí být striktně dodrženy. Jízdní obrys je obecně definován parametry uvedenými na obr. 10.



Obr. 10 – Obecné parametry jízdního obrysu

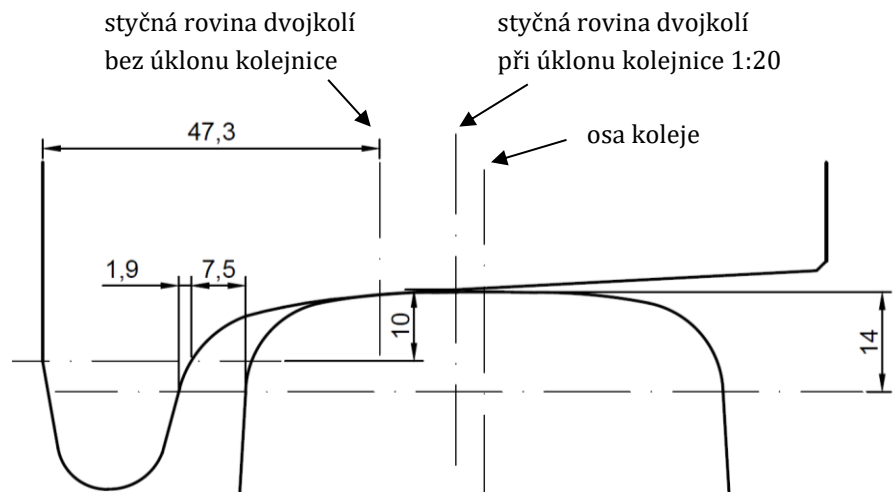
Dvojkolí elektrických jednotek s tzv. „švýcarským“ jízdním obrysem

Technická dokumentace k vyšetřovaným elektrickým jednotkám udává jízdní obrys dvojkolí uvedený na obr. 11. Tento výkres pochází z roku 2013 a je nejnovější dostupný. Bylo tedy uvažováno, že na vozidlech se nachází tento jízdní obrys, který je pro oba vozy (hnačí i řídicí) stejný. Dvojkolí těchto jednotek je určeno pro rozchod koleje 750 mm.



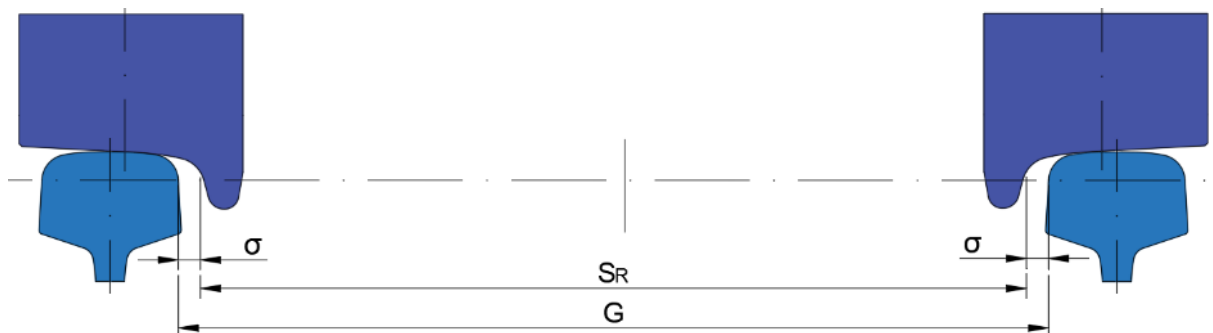
Obr. 11 – Jízdní obrys vyšetřovaných elektrických jednotek, „švýcarský“

Vzdálenost styčných kružnic je 819 mm. Hovořit o styčných kružnicích však lze pouze v případě, že je použit úklon kolejnice 1:20. V případě výhybek, kde není úklon použit, je smluvní bod dotyku ve vzdálenosti 47,3 mm od vnitřního čela kola (viz obr. 12).



Obr. 12 – Detail dotyku kola se „švýcarským“ jízdním obrysem s kolejnicí bez úklonu

Volný jízdní kanál koleje vozidlo využívá k centrování (viz obr. 13). Je definován jako rozdíl rozchodu koleje a rozchodu dvojkolí. Rozchod koleje se měří 14 mm pod TK a rozchod dvojkolí na jízdním obrysu 10 mm nad kružnicí vzniklou protnutím styčné roviny a jízdního obrysu.



Obr. 13 – Postavení dvojkolí elektrických jednotek v přímé koleji

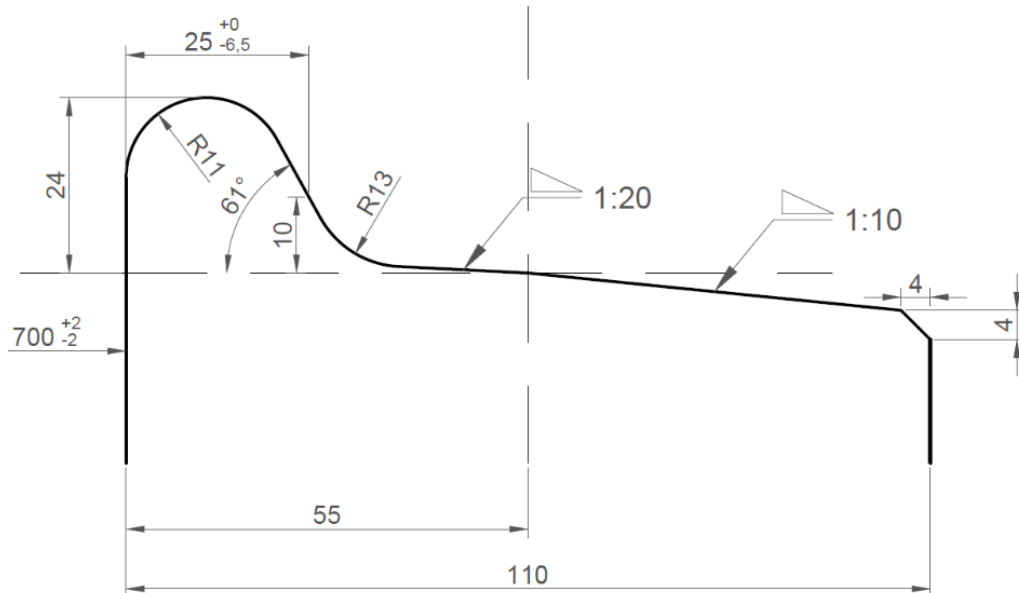
Kvůli rozdílnému měření obou parametrů ve svislém směru je tam rezerva vyplývající z obr. 12, která odpovídá přibližně **1,9 mm** na každé straně. Velikost volného jízdního kanálu lze vypočítat dle rovnice (2) a pro jmenovité hodnoty rozchodu dvojkolí i koleje vychází 18,8 mm, což lze zaokrouhlit na **19 mm**.

$$2\sigma = G - S_{R,max} + 3,8 \quad (2)$$

Volný jízdní kanál potom může nabývat hodnot 16 až 24 mm (záleží aktuálním rozchodu dvojkolí S_R a rozchodu koleje G).

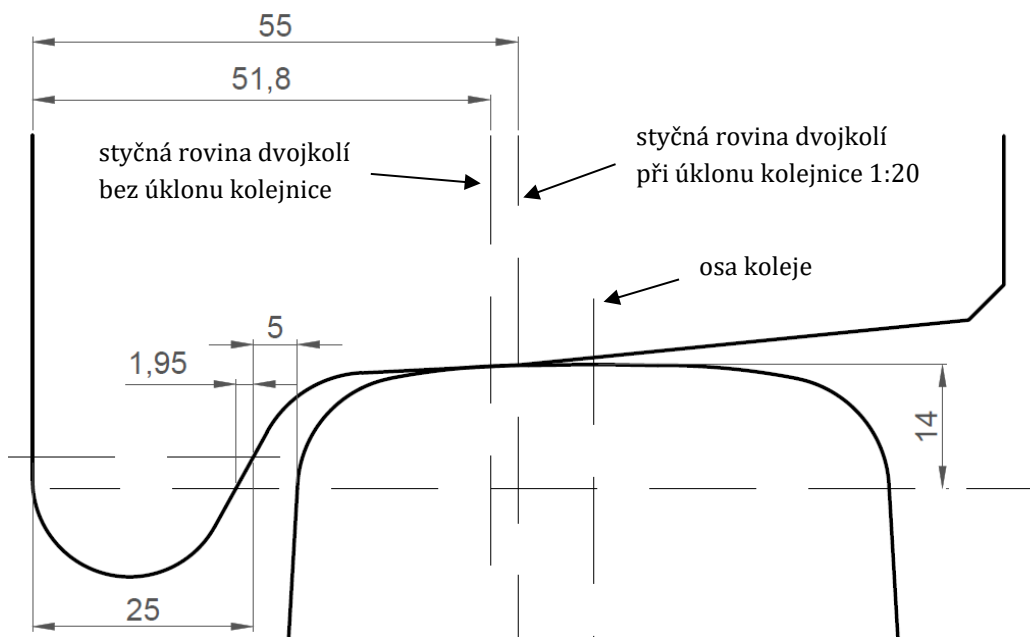
Dvojkolí určené pro rozchod 760 mm s tzv. „slovenským“ jízdním obrysem

Tento jízdní obrys používají např. vozidla, která jsou v současné době (květen 2023) používaná na ČHŽ. Jízdní obrys je zobrazen na obr. 14.



Obr. 14 – Jízdní obrys pro rozchod 760 mm na ČHŽ, „slovenský“

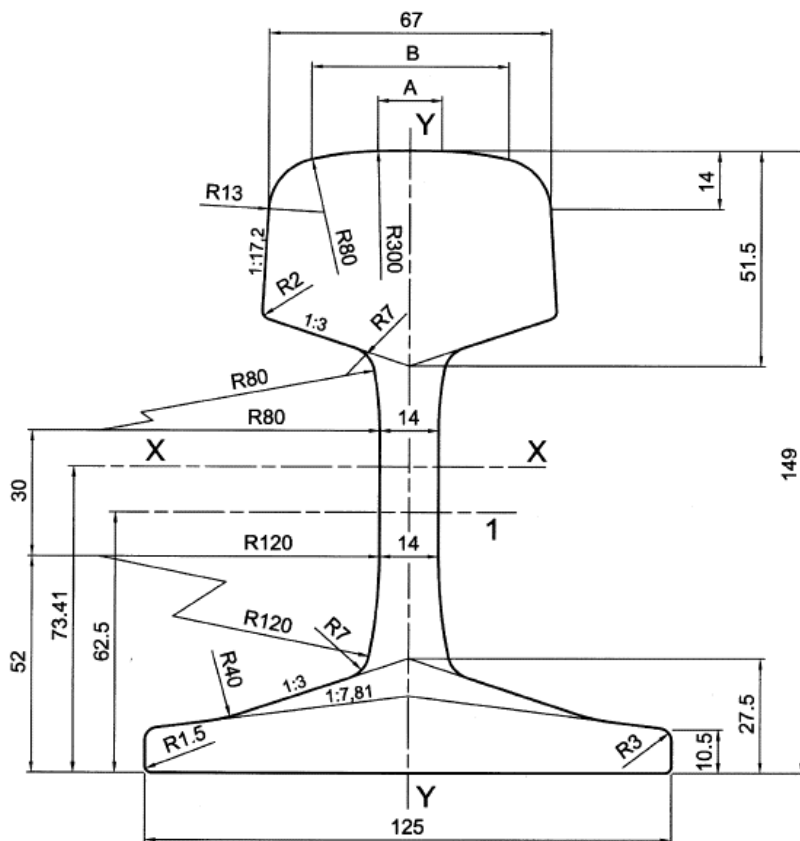
Dvojkolí, na kterém je použit tento jízdní obrys, má vzdálenost styčných kružnic **810 mm**. Zde se však opět jedná pouze o případ použití úklonu kolejnic 1:20. Při použití kolejnic bez úklonu je bod dotyku ve vzdálenosti **51,8 mm** od vnitřního čela kola, jak je zobrazeno na obr. 15. Volný jízdní kanál koleje je 13,9 mm, resp. **14 mm**.



Obr. 15 – Detail dotyku kola se „slovenským“ jízdním obrysem s kolejnicí bez úklonu

3.1.2 Parametrické požadavky na koleje, kolejnice a výhybky

Nová kolejová pole v podmínkách ČEŽ budou sestavena z kolejnic profilu S49, který doporučuje předpis pro úzkorozchodné tratě [5]. Tomuto profilu odpovídá dle [6] tvar 49E1 (první generace). Rozměrový výkres této kolejnice je zobrazen na obr. 16. Na trati bude použit úklon kolejnice 1:40. Kolejnice budou použity jak pro přímou trať, tak i pro výhybky, ve kterých v tomto případě nebude úklon použit. Všechny požadavky jsou uvedeny v předpisu [5].



Obr. 16 – Profil Vignolovy kolejnice 49E1 [6]

Rozšíření rozchodu koleje

Nominální hodnota je 760 mm, přičemž nesmí nikdy být menší než 757 mm a větší než 782 mm. Obecně se v obloucích rozchod rozšiřuje, a to ve smyslu tab. 4. Rozšíření rozchodu má stanovenou hodnotu až na začátku plného oblouku. Projektovaná změna rozšíření rozchodu by měla být 1 mm na 1 m délky koleje. Nejvíc však 3 mm na 1 m.

Tab. 4 – Tabulka rozšíření rozchodu koleje v oblouku [5]

Polomer oblúka [m]	Rozšírenie rozchodu [mm]
300 a väčší	0
180 – 299	4
130 – 179	8
100 – 129	12
menší než 100	16

Při přebírání prací nesmí být odchylky od stanoveného rozchodu větší než +3; -2 mm. V provozu pak hodnoty nesmí překročit +6; -3 mm od stanoveného rozchodu koleje. Změna rozchodu koleje nesmí být větší než 4 mm na 1 m délky a při rychlosti do 30 km/h musí být menší než 5 mm na 1 m délky koleje.

Vzájemná výšková poloha kolejnicových pásů

Převýšení kolejnicových pásů v přímé koleji je nulové, resp. žádné. Výjimkou je kolej, která je vedena v tělese vozovky nebo lesní cesty. V tomto případě může být převýšení až 25 mm při dodržení maximální rychlosti 15 km/h. Takový úsek se na trati ČHEŽ nenachází.

Všechny oblouky do rychlosti 15 km/h nemusí mít převýšení. Dále se upravuje převýšení dle požadované rychlosti průjezdu. To lze stanovit buď pomocí vzorce (3) nebo pomocí tabulky uvedené v příloze č. 1. V odůvodněných případech je možné použít menší převýšení, a to až do 10 mm. Pokud je minimální požadované převýšení v oblouku menší než 10 mm, použije se kolej bez převýšení.

$$\Delta p = \frac{6,3 \cdot v^2}{R}; [\text{mm}; \frac{\text{km}}{\text{h}}; \text{m}] \quad (3)$$

Při přebírání prací nesmí výšková odchylka dvou kolejnicových pásů od stanovené hodnoty překročit ± 4 mm. V provozu pak maximálně ± 6 mm. [5]

Délka vzestupnice by neměla být menší než 10 m. Ve stísněných poměrech je možné, aby vzestupnice zasahovala do oblouku – nesmí však v místě začátku oblouku mít menší převýšení, než je minimální dovolené. Vzestupnice se projektují jako lineární.

3.2 Průjezd dvojkolí výhybkou

Dvojkolí elektrických jednotek je konstruováno pro rozchod koleje 750 mm. Z toho vyplývá otázka, jakým způsobem se bude dvojkolí „chovat“ při průjezdu výhybkami stavěnými pro rozchod 760 mm.

Ve skutečnosti existuje široká škála výhybek. Zde je výběr omezen pouze na tvary používané (nebo které potenciálně mohou být použity) na ČHEŽ. Výběr lze rozdělit následovně:

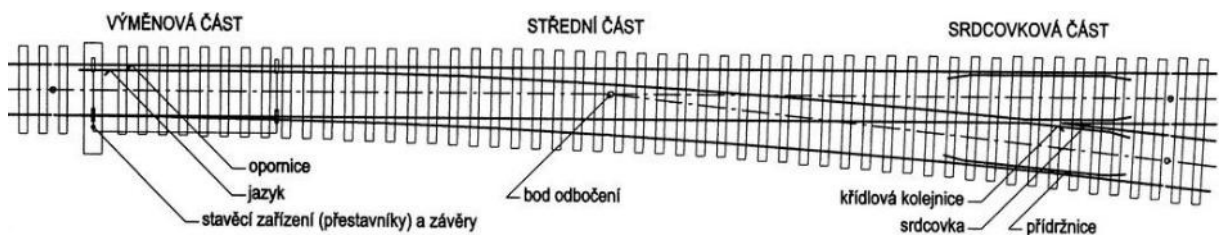
- jednoduché výhybky
 - o v základním tvaru
 - o obloukové
- křížovatkové výhybky
 - o křížení se stejným rozchodem
 - o křížení s jiným různým rozchodem.

3.2.1 Jednoduchá výhybka

Jednoduchá výhybka slouží k rozvětvení koleje do dvou směrů. Skládá se z hlavní a vedlejší (odbočné) větve. Základní konstrukční uspořádání a funkční princip „klasické“ a obloukové výhybky je totožný.

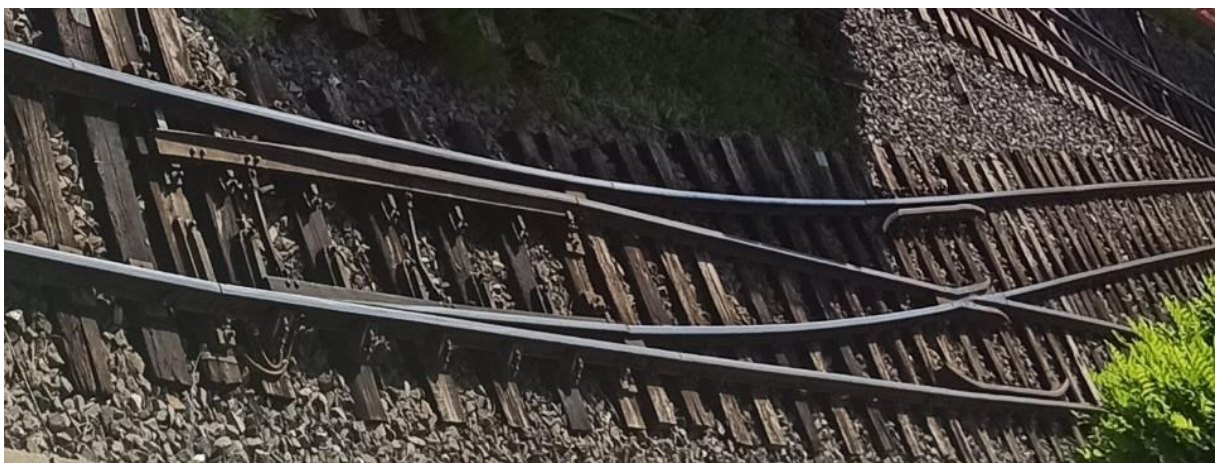
Jednoduchou výhybku lze obecně rozdělit do tří oblastí (viz obr. 17).

- 1) *Výměnová část* – vozidlo najíždí na speciální pohyblivé kolejnice tzv. jazyky, které udávají směr jízdy vozidla (přímá či odbočná větev). Nepřerušené vnější kolejnicové pásy se nazývají opornice. Pro snazší přizpůsobení dvojkolí změně poloměru se zde obvykle rozšiřuje rozchod koleje.
- 2) *Střední část* – vozidlo se pohybuje buď v přímé nebo v oblouku o poloměru daném typem výhybky.
- 3) *Srdcovková část* – dochází zde ke křížení vnitřních kolejnicových pásů. Kolo překonává žlábek, který umožňuje průjezd okolků do obou větví. Přídržné kolejnice, tzv. přídržnice, jsou kolejnice zvláštního tvaru, které plní svou funkci tím, že vedou dvojkolí při přejezdu přes žlábek (žlábek srdcovky).



Obr. 17 – Schéma jednoduché výhybky v základním tvaru [7]

Příklad jednoduché výhybky v podmínkách ČHŽ je na obr. 18.



Obr. 18 – Jednoduchá výhybka v podmínkách ČHŽ

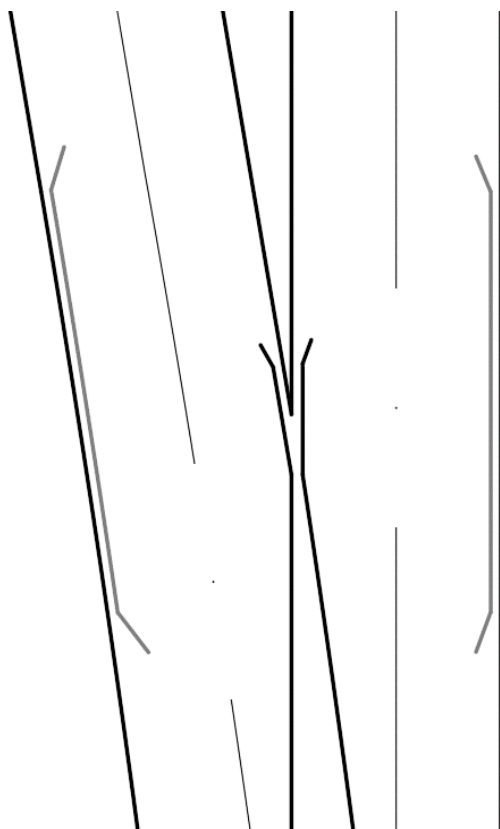
Ukázka popisu a vysvětlení jednoduchých výhybek ve vytyčovací schématu tratě ČHEŽ:

J S49-1:9-70-L-l-d.

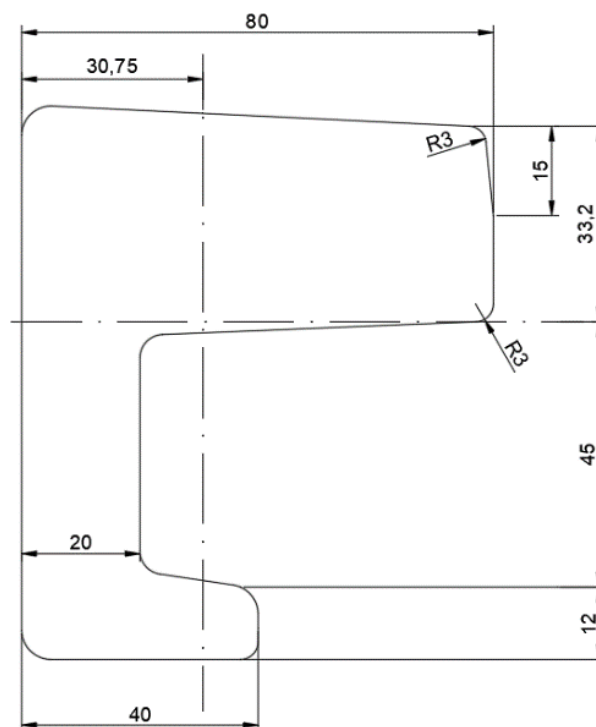
- **J** -> výhybka jednoduchá (**Obl.** -> oblouková);
- **S49** -> typ kolejnice; 1. generace, tedy 49E1 („49“ -> 2. generace, resp. 49E2);
- **1:9** -> úhel odbočení;
- **70** -> poloměr odbočné větve [m];
- **L** -> odbočení vlevo (**P** - odbočení vpravo);
- **l** - poloha stavěcího zařízení; výměník vlevo (**p** - výměník vpravo);
- **d** - druh pražců; dřevěné. [8]

Analýza oblasti jednoduché srdcovky

Analýza jednoduché srdcovky byla provedena pro výhybku typu JS49-1:9-70. Velikost poloměru 70 m je dle předpisu ČD S 3-3 [9] minimální možná na úzkorozchodných tratích s rozchodem 760 mm. Poloměr oblouku ovlivňuje úhel náběhu, který vymezuje šířku žlábků. Schéma jednoduché srdcovky je na obr. 19.



Obr. 19 – Srdcovka výhybky typu JS49-1:9-70



Obr. 20 – Přídržnice typu 33C1

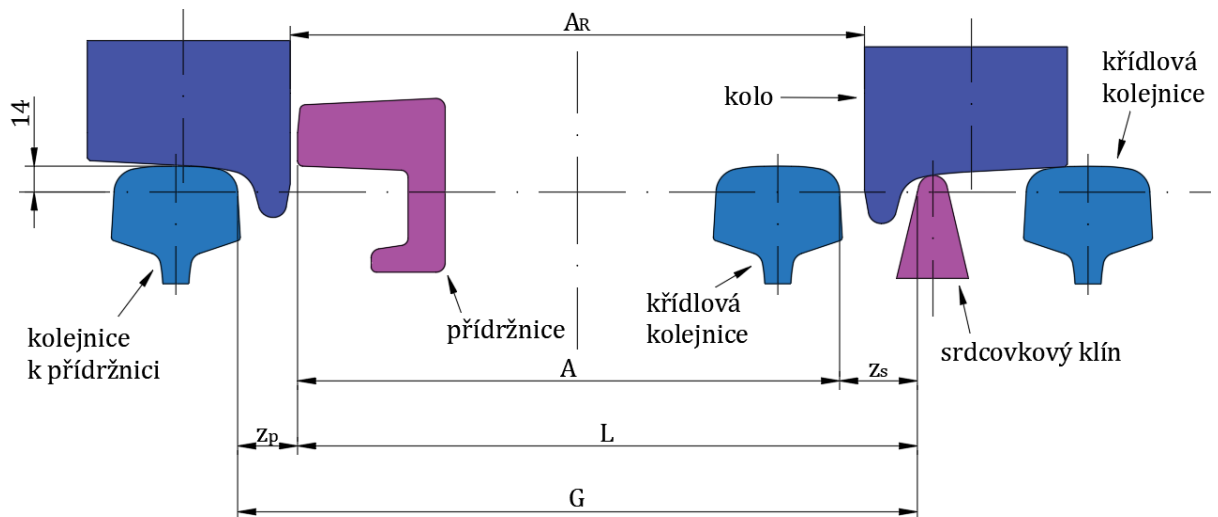
K typu kolejnice 49E1 je dle [5] předepsána přídržnice tvaru 33 C1 (Kn-60) zobrazená na obr. 20. Tato přídržnice má dle [10] tvar zobrazený na obr. 20. Přitom nesmí přesahovat

výšku 60 mm nad temenem kolejnice ani v nejopotřebovanějším stavu kolejnic. Výška je důležitá především při vedení kola, protože vyšší přídržná kolejnice je schopna déle vést kolo při kratší délce, což šetří zástavbový prostor. Pokud by však byla příliš vysoká, mohla by zasahovat do obrysu pro vozidlo.

Sledované rozměrové parametry jednoduché srdcovky

Předpis [5] definuje následující rozměry (viz obr. 21) pro úzkorozchodné tratě s rozchodem 760 mm (v této práci bylo použité jiné značení, než které je uvedeno v předpisu [5]):

- G rozchod koleje;
- L vzdálenost mezi vodící hranou přídržnice a pojízdnou hranou klínu srdcovky;
- A vzdálenost mezi vodící hranou přídržnice a vnitřní hranou odpovídající křídlové kolejnice;
- z_p šířka žlábků u přídržnice;
- z_s šířka žlábků na srdcovce.



Obr. 21 – Řez kolejí v srdcovkové části výhybky s vyznačenými sledovanými parametry

Definované rozměry těchto parametrů v podmínkách ČHEŽ (rozchod 760 mm):

- tolerance rozchodu koleje v srdcovkové části ± 3 mm;
- vzdálenost L musí být stejná nebo větší než 730 mm;
- vzdálenost A nesmí být větší než 698 mm.

Dle technické normy ČSN 73 6360-2 (příloha B, [11]) pro rozchod 1 435 mm jsou hodnoty následující:

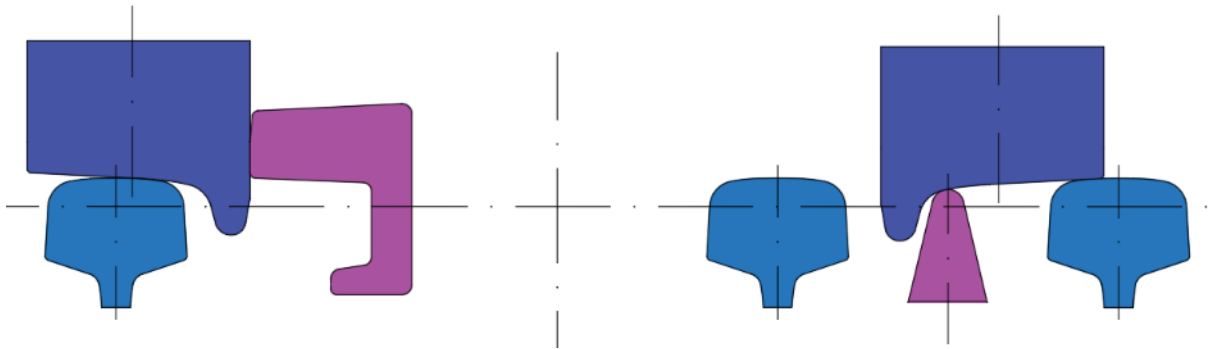
- rozchod koleje v srdcovce (pro mez bezodkladného zásahu) +5 mm, -4 mm;
- vzdálenost L nesmí být menší než 1393 mm a větší než 1398 mm;
- vzdálenost A nesmí být větší než 1356 mm;

INTERAKCE VOZIDLO-KOLEJ V PODMÍNKÁCH ČEŽ

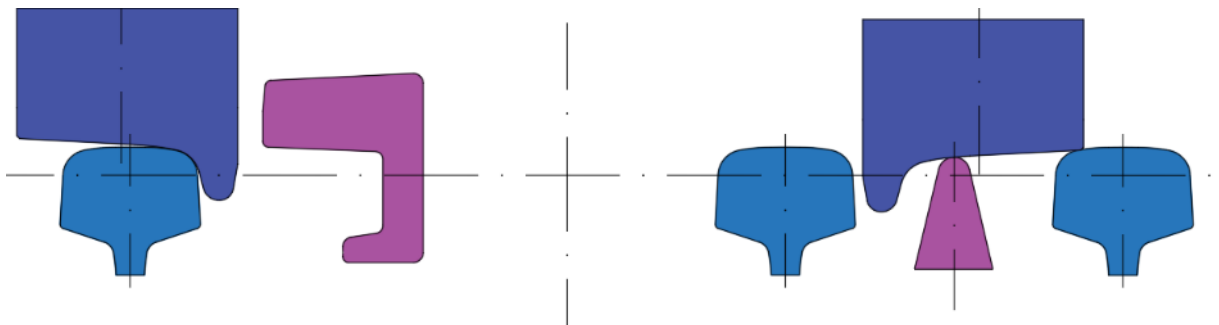
- šířka žlábků v srdcovce musí být 44 mm (+3 mm, -1 mm).
- Šířka žlábků přídržnice bez rozšíření koleje v oblouku nesmí být menší než 38 mm. V závislosti na ostatních parametrech (i rozšíření rozchodu koleje) nesmí být žlábek přídržnice větší než 48 mm.

Při průjezdu dvojkolí srdcovkou byly stanoveny dvě kritické polohy:

- 1) dvojkolí je vedeno přídržnicí (obr. 22);
- 2) dvojkolí je vedeno kolejnicí k přídržnici (obr. 23).



Obr. 22 – Řez jednoduchou srdcovkou při vedení dvojkolí přídržnicí



Obr. 23 – Řez jednoduchou srdcovkou při vedení dvojkolí kolejnicí k přídržnici

V kritické poloze, kdy je dvojkolí vedeno kolejnicí k přídržnici, bylo uvažováno možné vedení dvojkolí křídlovou kolejnicí (nelze vždy docílit stavu, že bude dvojkolí vedeno kolejnicí k přídržnici; dokázáno v příloze č. 2). Důvody jsou následující:

- Čím více bude vlivem provozu jízdní obrys opotřebováván do okolku, tím více se bude vůle mezi křídlovou kolejnicí a vnitřní stranou kola zmenšovat.
- Aby bylo dvojkolí vedeno přídržnicí, musí překonat vůli ve žlábků přídržnice, která tedy minimálně musí být započtena do šířky žlábků srdcovky.
- Příliš široký žlábek srdcovky může mít za následek, že kolo sjede z křídlové kolejnice dříve, než bude hrot srdcovky dostatečně široký pro nesení.

Situace je však dosti málo pravděpodobná, protože v drtivé většině případů dvojkolí vede přídržnice, která tím plní svou funkci.

Výpočet srdcovkové části jednoduché výhybky

Na základně výše uvedených úvah byly stanoveny podmínky pro plynulý průjezd dvojkolí srdcovkou (první sloupec v tab. 5). V první řadě byla provedena analýza rozchodu 1 435 mm, při které byl použit jízdní obrys S1002. Tato analýza včetně úvah a vyjádření vztahů je uvedena v příloze č 2.

Při výpočtu rozměrových parametrů srdcovkové části pro podmínky ČHEŽ byla snaha o dodržení vůlí vypočtených pro normální rozchod.

Tab. 5 – Výsledky analýzy pro rozchod 1 435 mm

Podmínka	Výsledná vůle [mm]
$A_{R,min} - A_{max} > 0$	1
$L_{min} - V_R > 0$	0,5
$z_{p,min} - S_{d,max} > 0$	5,5
$z_{s,min} - S_{d,max} > 0$	10,5

Limitní hodnoty pro „švýcarský“ jízdní obrys („slovenský“ jízdní obrys ČHŽ):

$L_{min} = 725 \text{ mm}$ (728 pro ČHŽ)

- Tato hodnota je limitována velikostí kanálu mezi okolkem a klínem srdcovky (nejhorší možný stav = největší rozkolí, neojeté okolky).

$A_{max} = 701 \text{ mm}$ (697 pro ČHŽ)

- Hodnota je omezena nejmenším možným rozkolím.

$z_{p,min} = 27 \text{ mm}$ (31 pro ČHŽ)

- Hodnota je omezena největší šířkou okolku.

$z_{s,min} = 32 \text{ mm}$ (36 pro ČHŽ)

- Hodnota je omezena největší šířkou okolku.

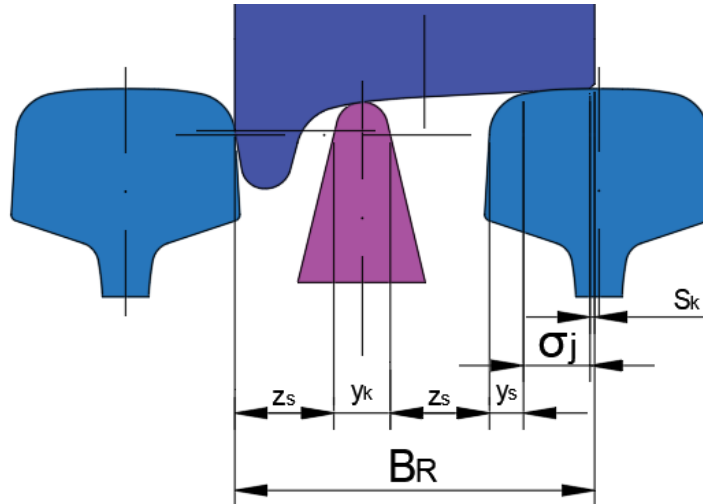
Stanovení maximální šířky žlábků srdcovky

Sestavená rovnice (4) je odečet parametrů zakótovaných v obr. 24 s doplněním 1 mm, který zohledňuje měření jednoho ze žlábků v příčné rovině pootočené o úhel křížení.

$$z_{s,max} = 0,5 \cdot (B_{R,min} - y_k - \sigma_j - y_s - S_k - 1) \quad (4)$$

Uvažovány byly následující hodnoty (vzhledem k obecným výpočtům byly některé hodnoty odhadnuty):

- $B_{R,min} = 109 \text{ mm}$ (110 mm pro ČHŽ; šířka kola);
- $y_k = 15 \text{ mm}$ (šířka klínu srdcovky);
- $y_s = 5 \text{ mm}$ (hrana kolejnice);
- $S_k = 5 \text{ mm}$ (hrana kola);
- $\sigma_j = 5 \text{ mm}$ (šířka jízdní plochy).



Obr. 24 – Detail rozměrů důležitých při přechodu kola z křídlové kolejnice na klín srdcovky;
 y_k – šířka klínu srdcovky; y_s – hrana kolejnice; σ_j – šířka jízdní plochy; S_k – hrana kola

Maximální velikost šířky žlábků v srdcovce po zaokrouhlení na bezpečnější stranu vychází pro oba jízdní obrysy stejná $z_{s,max} = 39 \text{ mm}$.

Stanovení největší hodnoty šířky žlábků u přídržnice

Největší šířka žlábků u přídržnice nastane při největším rozchodu koleje a nejmenší vzdálenosti L . Čili dle rovnice (5) je $z_{p,max} = 38 \text{ mm}$ (35 mm pro ČHŽ). V případě větší hodnoty by hrozilo najetí okolku na hrot srdcovky.

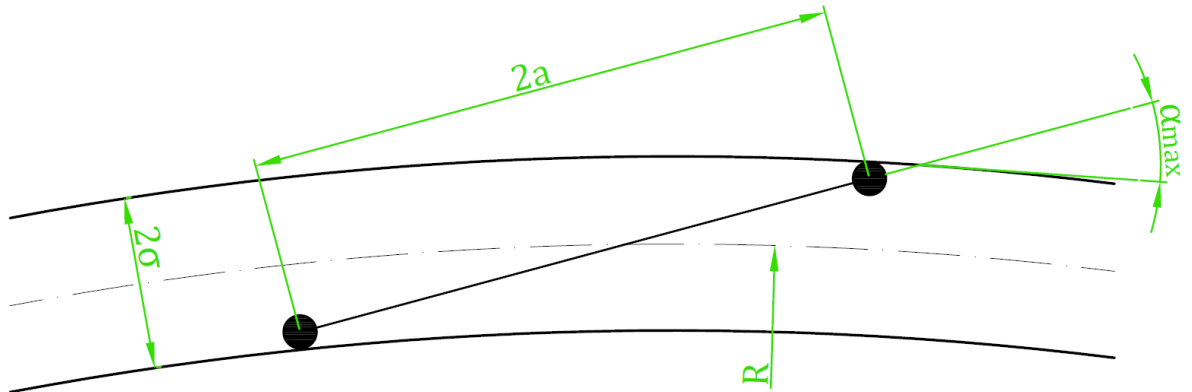
$$z_{p,max} = G_{max} - L_{min} \quad (5)$$

Vliv úhlu náběhu dvojkolí

Úhel náběhu je úhel mezi podélnou osou podvozku, resp. dvounápravového vozidla a tečnou daného oblouku. Na obr. 25 je zobrazen zjednodušený podvozek ve volném kanálu kolejí. Tzn. že dvojkolí byla zmenšena do nekonečně malého bodu a kolej byla zmenšena na nulový rozchod. Výsledkem je volný kanál kolejí, ve kterém se pohybují dva body. Pokud se takový fiktivní podvozek ve volném kanálu vzpříčí, úhel náběhu bude největší (k tomu dochází při pomalé jízdě obloukem).

Díky tomuto zjednodušenému principu lze odvodit vztah pro α_{max} , uvedený rovnicí (6).

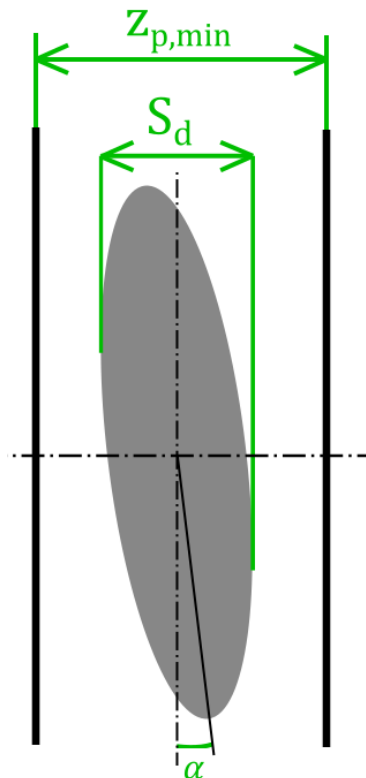
$$\alpha_{max} = \frac{a^+}{R} + \frac{2\sigma}{2a^+} \quad (6)$$



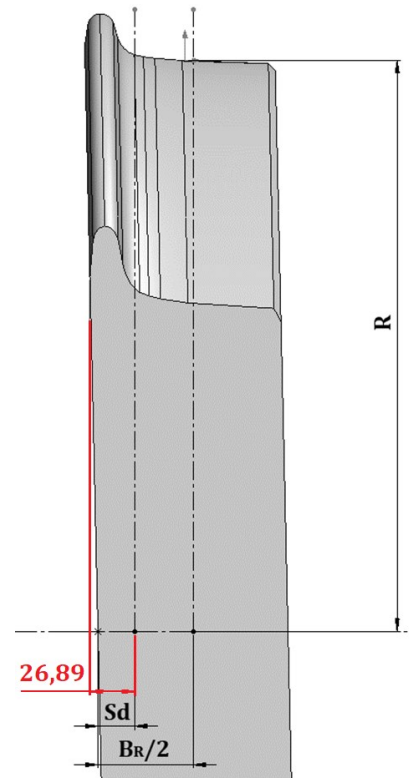
Obr. 25 – Vzpříčená poloha podvozku nebo vozidla ve volném kanálu koleje

Pro elektrické jednotky jsou hodnoty $2\sigma = 19 \text{ mm}$ (viz kap. 3.1.1), $2a = 1,8 \text{ m}$ a maximální úhel náběhu $\alpha_{\max} = 0,0234 \text{ rad}$, resp. $1,341^\circ$. Je důležité zmínit, že maximální úhel náběhu je počítán pro celý podvozek s absolutně pevným vedením dvojkolí.

Pokud se dvojkolí takto natočí okolo svislé osy, rozšíří tím okolek svůj půdorys ve volném kanálu, jak naznačuje obr. 26. Šířku půdorysu okolku je nutné počítat v polovičním řezu kola a v největším nadvýšení přídržnice (tj. 60 mm nad temenem kolejnice), zde je totiž tětiva kola větší než ve spodní části. Z toho vyplývá, že větší nadvýšení přídržnice má sice pozitivní vliv na delší vedení kola ve výhybce, ale vlivem úhlu náběhu dojde k většímu vymezení vůle mezi kolejnicí k přídržnici a okolkem.



Obr. 26 – Vyznačený půdorys okolku (pouze ilustrativně) s úhlem náběhu ve žlábků přídržnice



Obr. 27 – Řez kolem 60 mm nad TK při úhlu náběhu podvozku elektrických jednotek

INTERAKCE VOZIDLO-KOLEJ V PODMÍNKÁCH ČHEŽ

Po vymodelování kola s maximálním úhlem náběhu byl proveden řez 60 mm nad TK (tj. v místě nadvýšení přídržnice). V tomto řezu byla geometricky odečtena půdorysná šířka okolku, která je použita pouze pro ověření parametrů výhybky. Tento řez je na obr. 27.

V řezu 60 mm nad TK je půdorysná šířka okolku „švýcarského“ jízdního obrysu **26,89 mm**. Bude-li uvažováno rozšíření půdorysné šířky okolku „slovenského“ jízdního obrysu ve stejném poměru, jako u „švýcarského“, vyjde hodnota **32 mm**. Pro průjezd dvojkolí bez vzpříčení je nutné, aby hodnoty byly menší (nebo alespoň v krajním případě rovny) než stanovené rozměry žlábků přídržnice a srdcovky (podmínka (7) pro ČHŽ).

$$z_{p,min} > 32 \text{ mm} \wedge z_{s,min} > 32 \text{ mm} \quad (7)$$

Opotřebení kola do okolku

Při úvaze, že dvojkolí může být vedeno křídlovou kolejnicí, není velikost opotřebení kola do okolku rozhodující parametr. Mezní hodnota pro podmínky ČHŽ je v dokumentaci vozidel stanovena na maximální opotřebení do okolků **6,5 mm**. Minimální šířka okolku tedy může být 18,5 mm. S touto souvislostí je vhodné navrhnout mezní opotřebení kol do okolků u elektrických jednotek na **3 mm**, kde následně zůstane stejná šířka okolku jako u „slovenského“ jízdního obrysu.

Výsledné parametry pro jednoduchou srdcovku bylo nutné shrnout do jedné varianty, při které bude zabezpečen plynulý průjezd současných vozidel ČHŽ i elektrických jednotek. Výsledky jsou shrnuty v tab. 6 v porovnání s jinými parametry.

Tab. 6 – Výsledné parametry provedené analýzy v porovnání s jinými parametry

Parametr	Nominální hodnota (tolerance) [mm]			
	Provedená analýza 760 mm	Podmínky ČHŽ [5] 760 mm	Podmínky ČD [9] 760 mm	Normální rozchod [11] 1435 mm
<i>G</i>	760 (+3; -3)	760 (+3; -3)	760 (+3; -3)	1435 (+5; -4)
<i>z_p</i>	34 (+1; -2)	-	-	43 (+5; -5)
<i>z_s</i>	38 (+1; -2)	-	-	44 (+3; -1)
<i>A</i>	≤ 697	≤ 698	≤ 698	≤ 1356
<i>L</i>	≥ 728	≥ 730	718-723	1393-1398
<i>S_d</i>	21 (+0; -3) „Švýcarský“ j. o.	25 (+0; -6,5) „Slovenský“ j. o.	-	-

Chybějící parametry L_{max} a A_{min} mohou být libovolné za podmínek, že je dodrženo navržené pásmo šířky obou žlábků včetně dodržení rozchodu koleje. K provedené analýze je důležité podotknout, že není dostupná hodnota záporné tolerance šířky kola u aktuálních vozidel ČHŽ (má vliv na maximální šířku žlábků srdcovky).

Při porovnání s hodnotami, které udává předpis [5] pro současné podmínky používané na ČHŽ, je patrný drobný rozdíl v parametrech A a L . Parametr L je benevolentnější v navržené srdcovce, zatímco parametr A je přísnější; to je způsobeno přebranou vůlí z normálního rozchodu (viz tab. 5), která má velikost 1 mm. Vzhledem k tomu, že se jedná o kritickou hodnotu „slovenského“ jízdního obrysu, který je v daných podmínkách již provozován, je možné přebranou vůlí uvažovat nulovou. Poté je návrh parametrů srdcovky v souladu s předpisem [5].

Z provedené analýzy vyplývá, že přechodnost elektrických jednotek z rozchodu koleje 750 mm na 760 mm je možná, jelikož navržené parametry srdcovky vyhovují srdcovkám výhybek v podmínkách ČHEŽ.

3.3 Charakteristiky kontaktní geometrie

Kontaktní geometrie dvojkolí–kolej má zcela zásadní vliv na dynamické vlastnosti kolejových vozidel. Pokud jsou tyto dvě tělesa považována za dokonale tuhá, dotýkají se právě ve dvou bodech, které charakterizují kontaktní geometrii. Pro zjednodušení je uvažován nulový úhel náběhu, jedná se tedy pouze o rovinný problém. Vliv na charakteristiku kontaktní geometrie mají:

- jízdní obrys;
- profil hlavy kolejnice;
- úklon kolejnice;
- rozkolí;
- rozchod koleje [12].

Kontakt dvojkolí–kolej lze charakterizovat funkcemi, které popisují kontaktní geometrii. Výčet a popis vybraných funkcí byl proveden z literatury [12] a je uveden v následujících kapitolách.

3.3.1 Poloha dotykových bodů

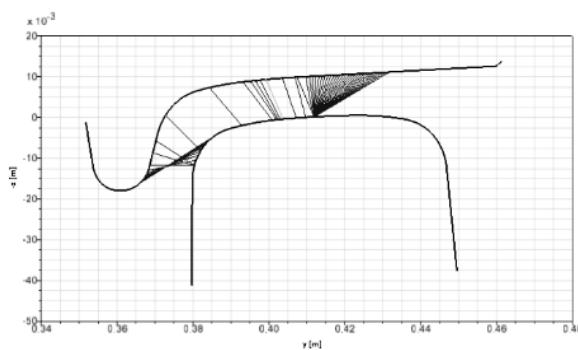
Jedná se o základní charakteristiku kontaktní geometrie. Cílem je nalezení dotykových bodů na kolech a kolejnicích pro všechny vzájemné polohy dvojkolí a koleje. Díky této charakteristice lze demonstrovat pohyb volného dvojkolí v koleji. Dotykové body by měly být co nejvíce rozprostřeny po jednotlivých obrysech, aby nedocházelo k přílišnému opotřebovávání jednoho místa.

V podmínkách ČHEŽ budou používány jízdní obrysy uvedené v kap. 3.1.1 a kolejnice 49E1 (viz kap. 3.1.2). Tyto obrysy byly digitalizovány a načteny programem Simpack, který vykreslil polohy dotykových bodů. Jednotlivé varianty jsou následující:

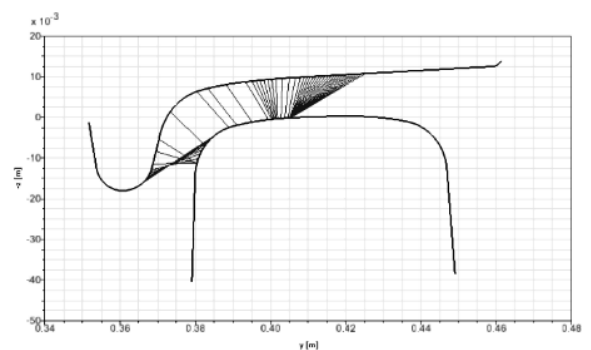
- „švýcarský“ jízdní obrys; úklon 1:20 (obr. 28)
- „švýcarský“ jízdní obrys; úklon 1:40 (obr. 29)
- „slovenský“ jízdní obrys; úklon 1:20 (obr. 30)
- „slovenský“ jízdní obrys; úklon 1:40 (obr. 31).

Díky tomuto porovnání lze tvrdit, že změna úklonu kolejnice z 1:20 na 1:40 nebude mít zásadní vliv na polohu dotykových bodů. Při bližším porovnání je patrné, že nový úklon 1:40 má více dotykových bodů (černě vyznačené) u obou jízdních obrysů.

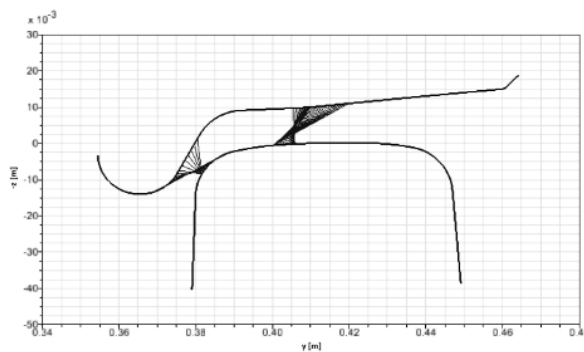
U „slovenského“ jízdního obrysu je patrný velký přechod dotykového bodu z okolku na jízdní plochu. To může mít za následek větší opotřebení z důvodů rozdílných valivých poloměrů. Jízdní obrys v tomto případě není moc vhodný pro tento typ kolejnice.



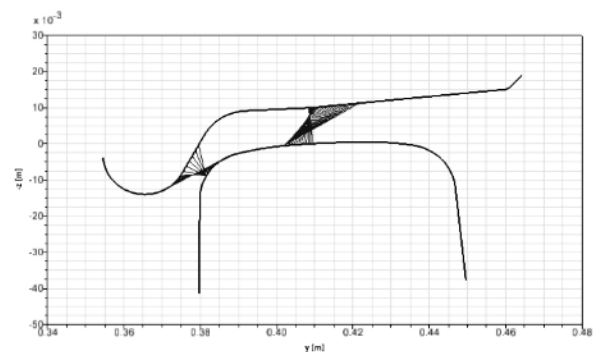
Obr. 28 – Poloha dotykových bodů „švýcarského“ jízdního obrysu s úklonem kolejnice 1:20



Obr. 29 – Poloha dotykových bodů „švýcarského“ jízdního obrysu s úklonem kolejnice 1:40



Obr. 30 – Poloha dotykových bodů „slovenského“ jízdního obrysu s úklonem kolejnice 1:20



Obr. 31 – Poloha dotykových bodů „slovenského“ jízdního obrysu s úklonem kolejnice 1:40

Dotykové body u „švýcarského“ jízdního obrysu jsou více rozprostřené než u „slovenského“ jízdního obrysu. Jízdní obrys je v tomto případě lepší, ačkoli „osamocené“ jednobodové kontakty mohou mít vliv na dynamiku vozidla. [13]

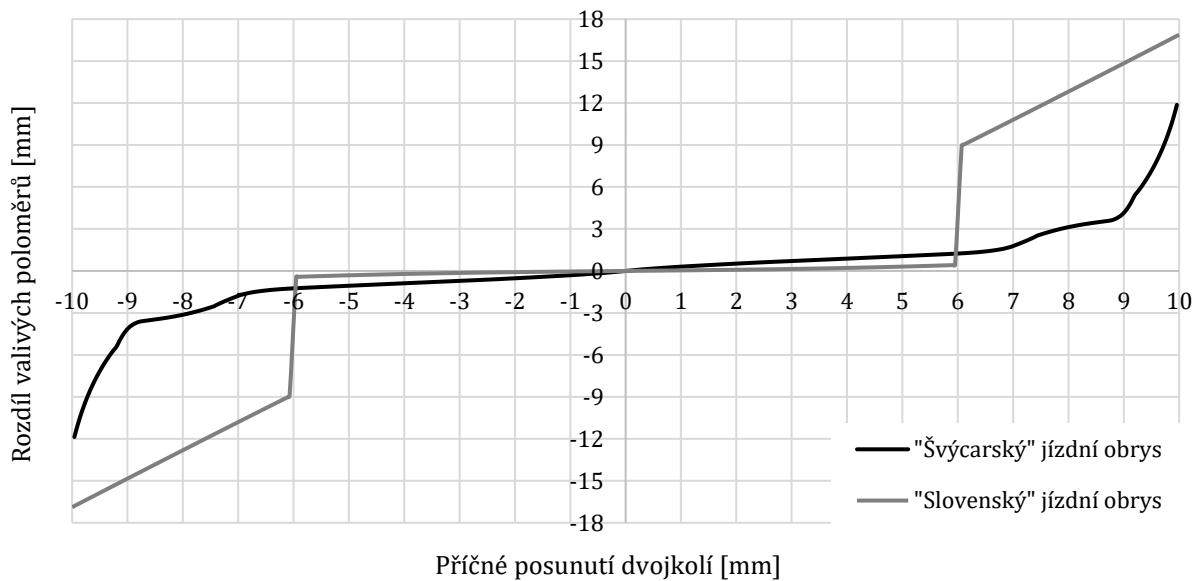
3.3.2 Delta-r funkce

Jedná se o okamžitý rozdíl valivých poloměrů levého a pravého kola v závislosti na příčném posunutí dvojkolí. Uplatňuje se při jízdě v přímé koleji, kde ovlivňuje především vlnivý pohyb dvojkolí (tzv. centrování), ale i při průjezdu obloukem.

Funkce je definována:

$$\frac{1}{R} = \frac{\Delta r}{2s \cdot r}, \quad (8)$$

kde R je poloměr křivosti trajektorie dvojkolí a r je poloměr kola. Ve vhodném případě bude poloměr křivosti trajektorie shodný s poloměrem projížděného oblouku, čímž bude dosaženo „hladkého“ průjezdu. Pokud nebude velikost delta- r funkce při průjezdu obloukem dostatečná, dvojkolí bude projíždět obloukem se skluzu. Funkce byly vykresleny programem Simpack pro úklon kolejnic 1:40 a jsou zobrazeny na obr. 32.



Obr. 32 – Delta- r funkce obou jízdních obrysů

V kap. 3.1.1 byly stanoveny volné jízdní kanály u „švýcarského“, resp. „slovenského“ jízdního obrysu na 9,5 mm, resp. 7 mm pro jedno kolo. Při porovnání těchto hodnot s delta- r funkcemi jsou patrné odchylky, které jsou způsobeny úklonem kolejnic (volný kanál koleje byl měřen na kolejnicích bez úklonu) a také příčným pohybem dvojkolí, které tím mění svoji příčnou polohu ve vztahu k rovině temene kolejnice.

U „slovenského“ jízdního obrysu je patrný „schod“, který bude mít pravděpodobně za následek dvoubodový kontakt – jedná se o přeskok z jednoho místa na jízdním obryse na druhé. Naopak u „švýcarského“ jízdního obrysu k žádnému velkému přechodu nedochází, lze tedy předpokládat, že dvoubodový kontakt nebude tak častý.

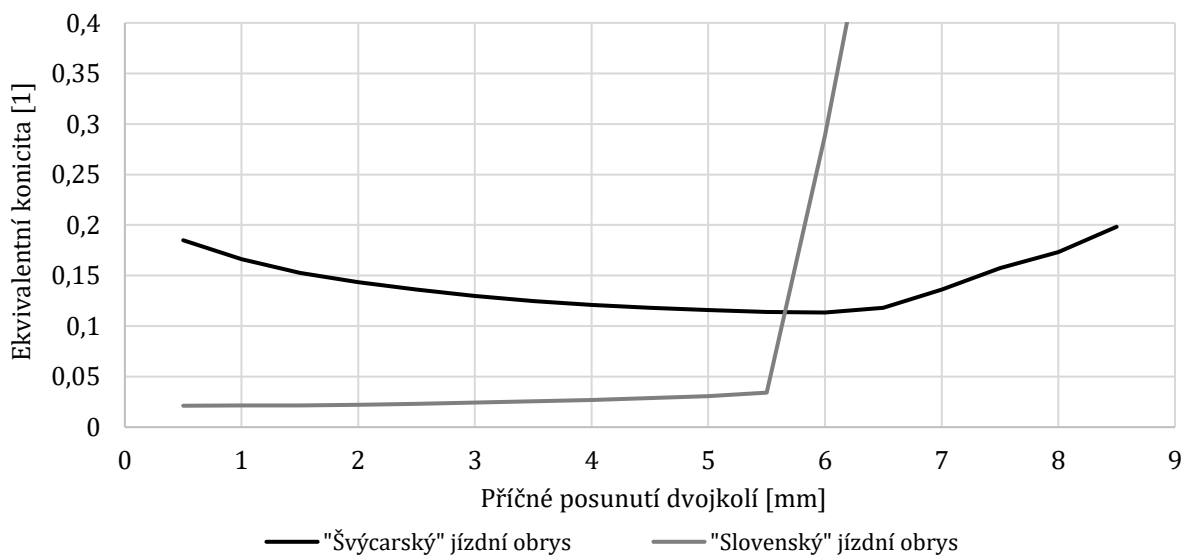
Pro srovnání jízdních obrysů byly pomocí rovnice (8) vypočteny hodnoty poloměrů oblouků. Pro oba jízdní obrysy bylo počítáno při stejném příčném posunutí kola těsně před bodem zlomu u „slovenského“ jízdního obrysu, tedy **5,9 mm**. Hodnoty delta- r funkcí jsou pro „švýcarský“, resp. „slovenský“ jízdní obrys $\Delta r = 1,2$ mm, resp. $\Delta r = 0,4$ mm. Výsledný poloměr, kterým dané dvojkolí pojede (v ideálním případě bez skluzů) je pro „švýcarský“ obrys **$R = 225$ m** a pro „slovenský“ obrys **$R = 668$ m**.

3.3.3 Ekvivalentní konicita

Je taková konicita kuželového jízdního obrysu, při které bude mít volné dvojkolí v přímé koleji s kuželovým jízdním obrysem stejnou délku vlny jako křivkový jízdní obrys. Ekvivalentní konicitu lze stanovit se znalostí délky vlny L_{vl} pomocí Klingelova vztahu (9), kde λ_{ekv} je ekvivalentní konicita.

$$\lambda_{ekv} = \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot s \cdot r}{L_{vl}^2} \quad (9)$$

Ekvivalentní konicity byly vypočteny programem Simpack pro oba jízdní obrysy s úklonem kolejnice 1:40 a jsou zobrazeny na obr. 33.



Obr. 33 – Ekvivalentní konicity jízdních obrysů

Jako srovnávací hodnota se uvažuje ekvivalentní konicita při příčném posunutí dvojkolí 3 mm. Pro „švýcarský“, resp. „slovenský“ jízdní obrys vychází ekvivalentní konicita 0,130, resp. 0,024. Vyplývá tedy, že „slovenský“ jízdní obrys se chová skoro jako válcový. [14]

3.4 Stanovení mezní hodnoty poměrného odlehčení pro výpočet BPV

Hodnocením kvazistatické bezpečnosti proti vykolejení se zabývá norma EN 14363 [15], která definuje metody hodnocení. Provedení zkoušky není možné, byla proto zvolena metoda č. 3, kde lze bezpečnost proti vykolejení posoudit analyticky. Vozidlo je tomto případě posuzováno na zborcené koleji, kde hlavním kritériem je odlehčení kola v poměru se svislou statickou kolovou silou téhož kola. Podmínka je dána rovnicí (10).

$$\frac{\Delta Q}{Q_0} \leq \left(\frac{\Delta Q}{Q_0} \right)_{lim} \quad (10)$$

Poměrné odlehčení kola $\Delta Q/Q_0$ (změna svislé kolové síly ku statické kolové síle) je kritérium, dle kterého lze za určitých podmínek posuzovat bezpečnost proti vykolejení (bezpečnosti proti vyšplhání okolku na hlavu kolejnice). Limitní hodnota je normou [15] stanovena na 0,6 při dodržení následujících podmínek:

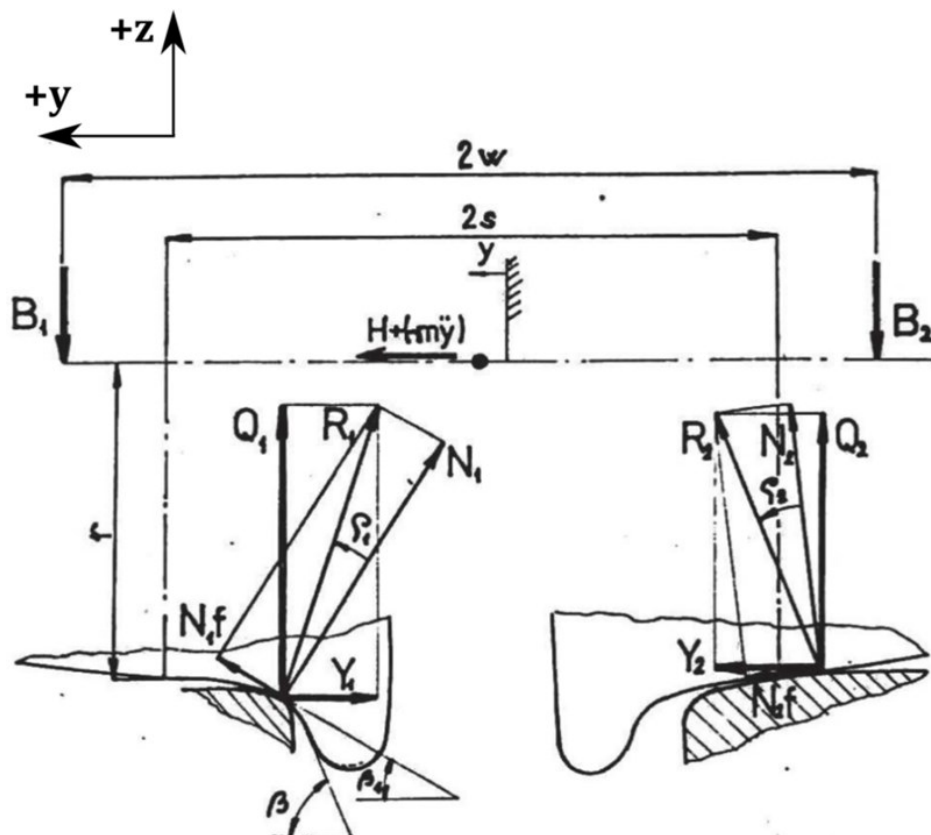
- vozidlo konvenční technologie (viz [15]);
- maximální úhel okolku kol mezi 68° a 70° .

Vzhledem k tomu, že „švýcarské“ jízdní obrysy použité na elektrických jednotkách mají maximální úhel okolku 75° , je tato hodnota v rozporu s podmínkami udávanými normou [15]. Ačkoli v normě není popsáno získání této hodnoty, lze usuzovat, že lze vypočítat postupem, který je uveden ve zdroji [16] (tento postup je zde dále popsán).

Princip výpočtu limitní hodnoty vychází ze silové rovnováhy kontaktu nabíhajícího kola s kolejnicí při jízdě obloukem, jak je uvedeno na obr. 34. Statická rovnice rovnováhy v příčném směru při dodržení zavedeného souřadnicového systému má následující tvar:

$$\sum_{i=1}^n F_{i,y} = H + (-m\dot{y}) - Y_1 + Y_2 = 0, \quad (11)$$

kde H – rámová síla působící na ložiskovou skříň, $-m\dot{y}$ – odstředivá síla a Y – vodící síly.



Obr. 34 – Kontakt nabíhajícího dvojkolí s kolejnicí při jízdě obloukem [16]; *upraveno autorem*
 R_i – výslednice součtu normálové síly N_i a smykové třecí síly $N_i f_i$

Z čistě geometrického hlediska lze z obr. 34 stanovit vodicí síly

$$Y_1 = Q_1 \cdot \tan(\beta_1 - \rho_1); \quad (12)$$

$$Y_2 = Q_2 \cdot \tan(\beta_2 + \rho_2); \quad (13)$$

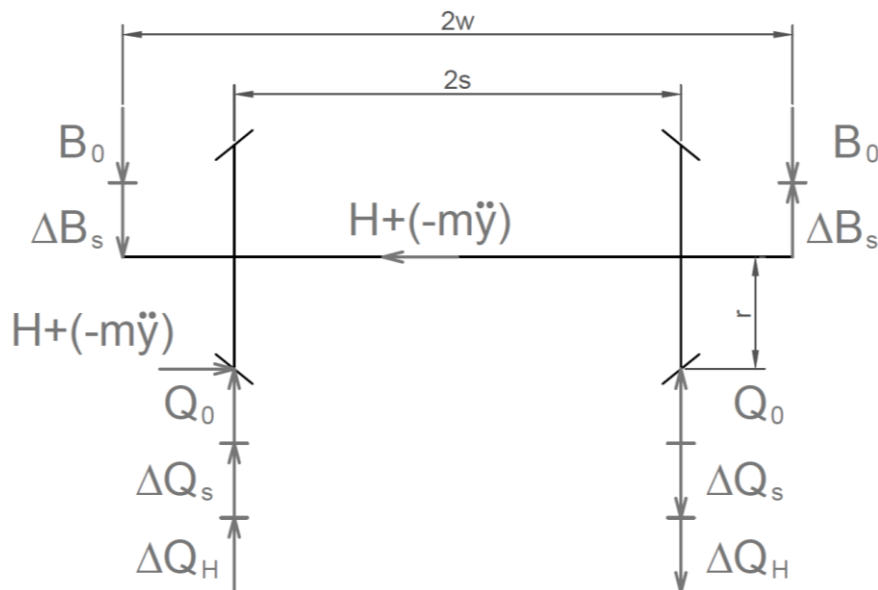
kde β je úhel sklonu dotykové roviny a ρ je třecí úhel. Po dosazení rovnic (12) a (13) do (11) vznikne rovnice (14).

$$H + (-m\ddot{y}) = Q_1 \cdot \tan(\beta_1 - \rho_1) - Q_2 \cdot \tan(\beta_2 + \rho_2) \quad (14)$$

Projíždí-li vozidlo oblouk s nedostatkem převýšení, je vnější kolo přitěžováno, zatímco vnitřní kolo je odlehčováno. Přetížení, resp. odlehčení kola je způsobeno účinkem od rámové síly (ΔQ_H) a vlivem změny sil na nápravovém ložisku (ΔQ_S), které je způsobeno naklopením skříně. Namáhání nápravy popisuje obr. 35, ze kterého lze odvodit vztahy:

$$Q_1 = Q_0 + \Delta Q_S + \Delta Q_H; \quad (15)$$

$$Q_2 = Q_0 - \Delta Q_S - \Delta Q_H. \quad (16)$$



Obr. 35 - Namáhání nápravy při jízdě obloukem s nedostatkem převýšení

Rovnice (17) a (18) vyplývají z momentové rovnováhy stanovené z obr. 35. Rovnice (18) udává přepočtení přetížení nápravového ložiska z báze středu ložiskových čepů na vzdálenost styčných kružnic dvojkolí (vyplývá z obr. 35).

$$\Delta Q_H = \frac{H + (-m\ddot{y})}{2s} \cdot r \quad (17)$$

$$\Delta Q_S = \Delta B_S \cdot \frac{2w}{2s} \quad (18)$$

Po dosazení rovnic (15) až (18) do (14) je získán vztah (19).

$$\frac{H + (-m\ddot{y})}{Q_0} = \frac{\tan(\beta_1 - \rho_1) - \tan(\beta_2 + \rho_2) + \frac{\Delta Q_S}{Q_0} \cdot [\tan(\beta_1 - \rho_1) + \tan(\beta_2 + \rho_2)]}{1 - \frac{r}{2s} \cdot [\tan(\beta_1 - \rho_1) + \tan(\beta_2 + \rho_2)]} \quad (19)$$

Jelikož se na pravé straně rovnice (19) vyskytují konstanty krom poměru $\Delta Q_S/Q_0$, lze je nahradit koeficienty C a D .

$$\frac{H + (-m\ddot{y})}{Q_0} = C + D \cdot \frac{\Delta Q_S}{Q_0} \quad (20)$$

Rovnice (20) vyjadřuje rovnici přímky, kde koeficienty C a D jsou vyjádřeny následovně:

$$C = \frac{\tan(\beta_1 - \rho_1) - \tan(\beta_2 + \rho_2)}{1 - \frac{r}{2s} \cdot [\tan(\beta_1 - \rho_1) + \tan(\beta_2 + \rho_2)]}; \quad (21)$$

$$D = \frac{\tan(\beta_1 - \rho_1) + \tan(\beta_2 + \rho_2)}{1 - \frac{r}{2s} \cdot [\tan(\beta_1 - \rho_1) + \tan(\beta_2 + \rho_2)]}. \quad (22)$$

Uvažované podmínky na mezi vykolejení jsou uvedeny v tab. 7.

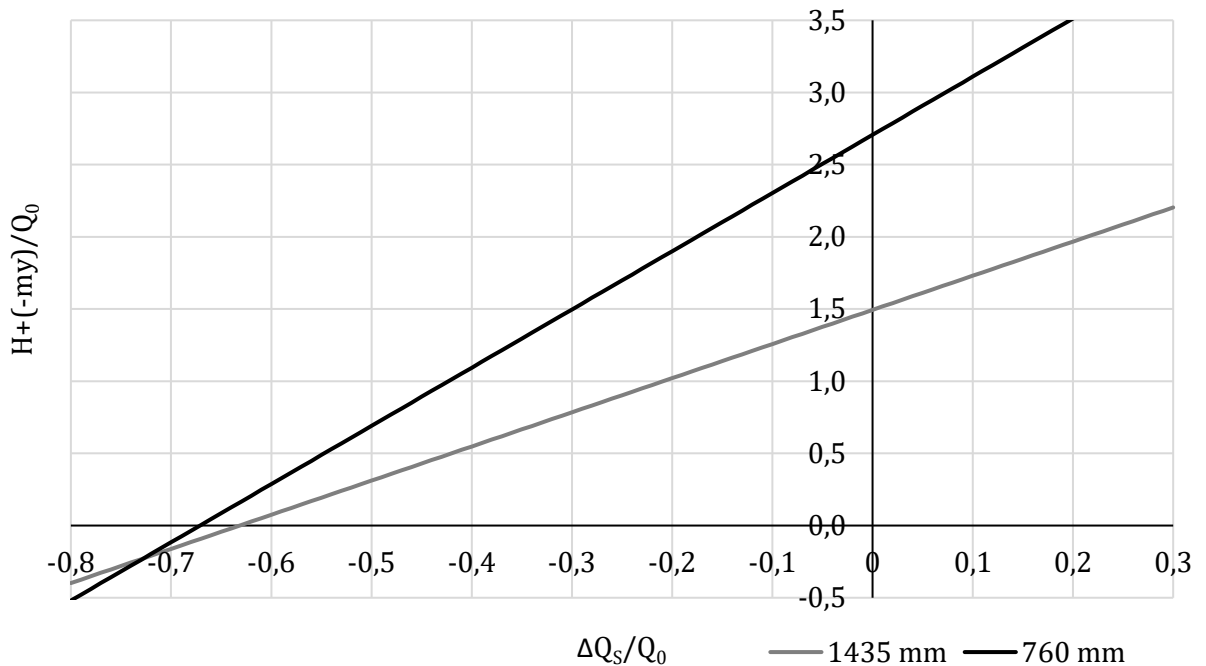
Tab. 7 – Uvažované parametry pro výpočet poměrného odlehčení kola v závislosti na rámové síle

Parametr	Označení	1435 mm	760 mm
Úhel sklonu dotykové roviny na nabíhající kole (úhel sklonu okolku)	β_1 (β_{\max})	70°	75°
Úhel sklonu dotykové roviny na vnitřním kole	β_2	2,86° (1:20)	
Součinitel tření (třecí úhel) na nabíhající kole	f_1 (ρ_1)	0,40 (21,8°)	
Součinitel tření (třecí úhel) na vnitřním kole	f_2 (ρ_2)	0,20 (11,3°)	
Jmenovitý poloměr kola	r	460 mm	330 mm
Vzdálenost styčných kružnic	$2s$	1 500 mm	819 mm
Hodnota limitního poměrného odlehčení kola pro nulovou hodnotu poměrné příčné síly	$(\Delta Q/Q_0)_{(H/Q_0)=0}$	-0,63	-0,68

Třecí úhly ρ vyjadřují skluzové podmínky v obou dotykových rovinách. Nabíhající kolo je reprezentováno jízdou po suché kolejnici. Druhé kolo se odvaluje po kolejnici mokré.

Obr. 36 vyjadřuje závislost stanovenou rovnicí (20). Jedná se o rostoucí přímku, která rozděluje oblast na dvě poloroviny. Pokud se hodnoty budou pohybovat v polorovině pod přímkou, je pravděpodobnost vyšplhání kola na hlavu kolejnice pro reálné vozidlo velice nízká. Kritická oblast se nachází v horní polorovině, kde je rámová síla už příliš velká. Průsečík přímky s vodorovnou osou udává stav, ve kterém dojde k vykolejení při působení nulové rámové síly. V tomto případě je dvojkolí schopna vykolejit vodící síla Y_2 druhého kola, které je v tomto případě až o 68 % (úzký rozchod) přitíženo. Odlehčení

prvního (nabíhajícího) kola je způsobeno změnou zatížení nápravových ložisek. Tento případ může typicky nastat při pomalé jízdě sestupnicí v přechodnici. [16]



Obr. 36 – Graf závislosti příčné síly (vztažené na jednotku statické svislé síly) na poměru kolových svislých sil

Změna kolové síly vyvolaná změnou zatížení nápravových ložisek ΔQ_s při nulové příčné síle odpovídá velikosti odlehčení kola, lze jej proto psát jako ΔQ . Limitní hodnoty v absolutním tvaru:

$$\left| \left(\frac{\Delta Q}{Q_0} \right)_{lim,760} \right| = 0,68; \quad (23)$$

$$\left| \left(\frac{\Delta Q}{Q_0} \right)_{lim,1435} \right| = 0,63.$$

Limitní hodnota pro normální rozchod 0,63 je přibližně shodná s hodnotou 0,6 uvedenou v normě EN 14363, což potvrzuje domněnku o původu limitní hodnoty uvedené v normě. Při jízdě vyšetřovaných vozidel úzkého rozchodu tedy nesmí dojít k odlehčení kola o 68 % vůči statické hodnotě svislé kolové síly.

Na základě výše uvedeného tak lze jako mezní hodnotu použít i hodnotu mírně vyšší, než udává norma EN 14363 pro normálněrozchodná vozidla. Konkrétně bylo navrženo:

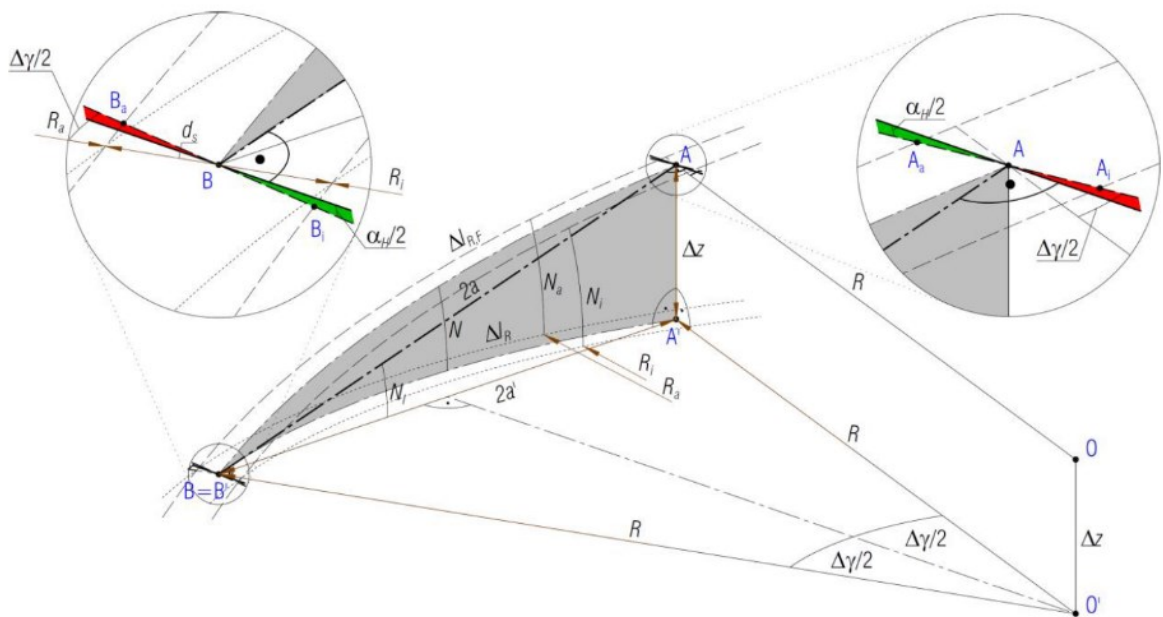
$$\left(\frac{\Delta Q}{Q_0} \right)_{lim} = 0,65. \quad (24)$$

3.5 Jízda vozidla po šroubovici

Při pomalé jízdě v oblouku s převýšením se kritické místo běžně nachází u předního dvojkolí u kola na vnitřní straně oblouku. V tomto případě lze definovat mezní zborcení vlivem jízdy obloukem přes převýšení (viz kap. 4.1.1). Při zborcení vyvolané pomalou jízdou po šroubovici (trať vedoucí do oblouku s převýšením a zároveň do prudkého stoupání/klesání) se kritické místo nachází naopak u nabíhajícího kola na vnější straně oblouku. Jedná se o zkroucení, které je typické pro velké sklonové úhly a malé poloměry oblouků (charakteristické pro ozubnicové železnice a úzkorozchodné dráhy). Jev se stává ještě více nepříznivým, pokud se vozidlo zrovna rozjíždí/brzdí, fouká boční vítr směrem dovnitř oblouku nebo jsou za hnacím vozidlem zapřaženy nehnací vozy. [17]

Zborcení způsobené šroubovicovým efektem g_H závisí na sklonu N , poloměru oblouku R , vzdálenosti styčných kružnic s_w , a je definováno rovnicí (25), která je odvozena z obr. 37.

$$g_H = \frac{-N}{1 + N^2} \cdot \frac{s_w}{R} \quad (25)$$



Obr. 37 – Definice zkroucení vlivem jízdy po šroubovici [17]

Oba druhy zborcení lze sečíst. Při řešení této práce však bylo toto zborcení zanedbáno, jelikož se jedná o velké hodnoty sklonu (vhodné pro ozubnicovou železnici), které se na této trati nenachází. Vzhledem k nedostupnosti sklonových poměrů nebylo možné dané zborcení vyčíslit.

4 Posouzení bezpečnosti proti vykolejení

Jak již bylo zmíněno v kap. 3.4, výpočet bezpečnosti proti vykolejení (BPV) byl zvolen dle normy EN 14363, metoda č. 3 [15]. Tato metoda posuzuje hodnotu poměru $\Delta Q/Q_0$, která musí být menší (v krajním případě rovna) než limitní hodnota. Dojde-li k překročení, hrozí vyšplhání okolku na hlavu kolejnice (při podmínkách, jako jsou např. mokré kolejnice, k tomu může dojít až při větším odlehčení). Největší pravděpodobnost vykolejení nastává při nejmenším statickém zatížení, tedy při jízdě vozu s nejmenší možnou hmotností (např. prázdný vůz).

Tato kapitola se zabývá výhradně posouzením kvazistatické bezpečnosti proti vykolejení vozů elektrických jednotek (motorového a řídicího). Při výpočtech poměrného odlehčení kola se bere v potaz postavení vozidla na zborcené koleji včetně dosazení motorgenerátoru.

4.1 Výpočet poměrného odlehčení kola

Změna svislé kolové síly má významný vliv na BPV. Může k ní docházet z mnoha důvodů. Odchytky a změny svislé kolové síly lze rozdělit do kategorií statických odchytek, kvazistatických a dynamických. Příčiny jejich vzniku mohou být různé, protože jsou ovlivněny mnoha faktory. Většina statických odchytek je eliminována již před uvedením vozidla do provozu (např. těžiště vozidla, vypružení, rozměrové odchytky) vážením vozidla. Rozložení nákladu řeší předpisy pro nakládání apod. [12]

V podmínkách ČHEŽ jsou nejvlivnější parametry na změnu svislé kolové síly:

- jízda po zborcené koleji;
- dodatečná úprava vozidla (dosazení trakčního ústrojí do řídicího vozu).

Hodnota ΔQ (kvazistatická změna svislé kolové síly pro nabíhající kolo) je potom dána jízdou po zborcené koleji (viz kap. 4.1.1). Zatímco dodatečná úprava vozidla v tomto případě způsobuje statickou odchytku svislého zatížení kola ΔQ_t , a proto se přičítá ke statické kolové síle, jak uvádí rovnice (26)

$$Q_0 = \frac{m_V}{n_{dv}} \cdot g + \Delta Q_t, \quad (26)$$

kde ΔQ_t je změna svislé statické kolové síly vlivem úpravy vozidla (viz kap. 4.1.2) a m_V je celková uvažovaná hmotnost vozu podělená počtem náprav n_{dv} .

4.1.1 Výpočet ΔQ při postavení vozidla na zborcené koleji

Obecně dochází ke kvazistatické změně svislé kolové síly buď na bázi rozvoru podvozku, na bázi vzdálenosti otočných čepů skříně nebo na obou zároveň. Pro výpočet lze použít

princip superpozice, kde se vypočte změna na bázi podvozku ΔQ^+ , změna na bázi skříňe ΔQ^* a výsledky se sečtou (rovnice (27)). Výpočet je blíže popsán v [12].

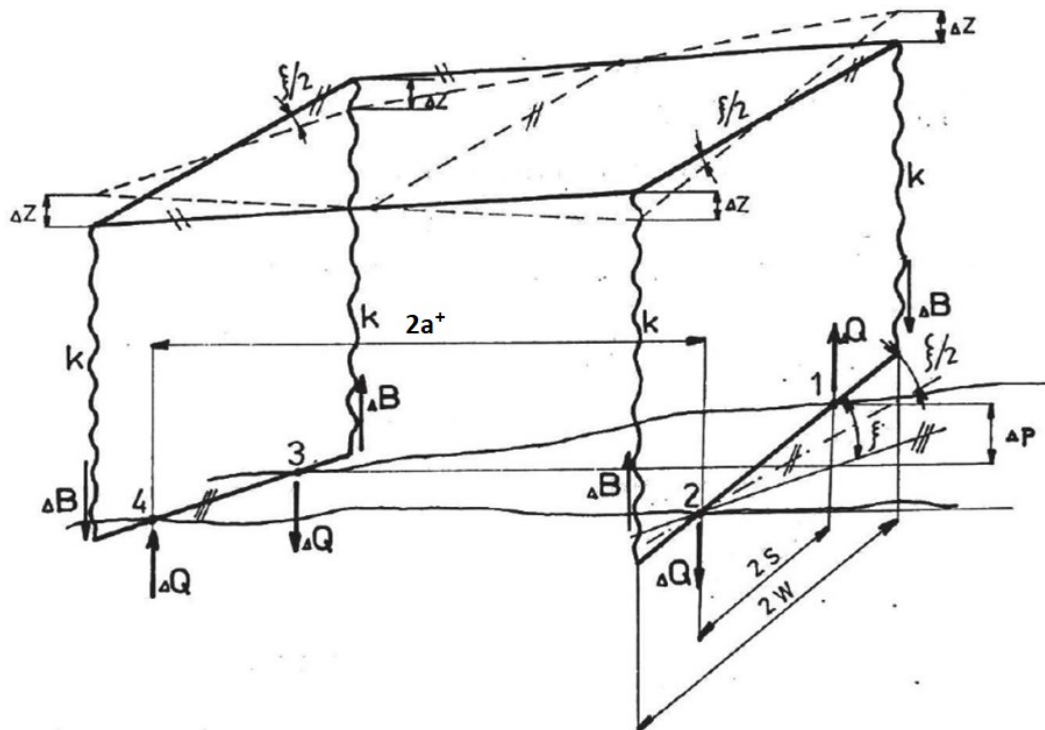
$$\Delta Q = \Delta Q^+ + \Delta Q^* \quad (27)$$

Na bázi podvozku ΔQ^+

V tomto případě byl uvažován pouze zjednodušený podvozek bez statického svislého zatížení. Rám podvozku je obecně poddajné těleso, které má svou torzní tuhost. Hodnotu lze zjistit buď experimentálním měřením nebo pevnostním výpočtem (např. metodou konečných prvků). Proto bylo zavedeno zjednodušení, které uvažuje dokonale tuhý rám podvozku s nekonečnou tuhostí. Vlivem zanedbání poddajnosti budou výsledky na bezpečnější straně.

Pro zjednodušení jsou dvojkolí zmenšena na nekonečně malý průměr, takže z kola se stávají body a z nápravy přímka. V obr. 38 je pro porovnání čárkovaně vykreslen dokonale poddajný rám. Pružiny o tuhosti k , na nichž je dokonale poddajný rám uložen, jsou všechny stejně svisle zatíženy, tudíž nedochází k rozdílným deformacím; rám se kroutí tak, aby se přizpůsobil dvojkolí (totožné chování, jako by pružiny byly nahrazeny dokonale tuhými tělesy), která jsou vlivem zborcení koleje na dané bázi vůči sobě natočena o určitý úhel ξ . Výpočet tohoto úhlu je uveden v rovnici (28).

$$\xi = \frac{\Delta p^+}{2s} \quad (28)$$



Obr. 38 – Postavení podvozku s tuhým rámem na zborcené koleji [16]; upraveno autorem

Naopak zcela tuhý rám musí mít příčníky vůči sobě stále rovnoběžné (nedochází k deformaci rámu), dojde tedy k rozdílnému zatížení pružin. Tzn. že se příčník vůči

středové ose musí vychýlit o $\xi/2$ (za předpokladu stejných tuhostí všech pružin). Rám je potom vychýlen o odchylku Δz (rám je vyznačen černou souvislou čarou v obr. 38). [16]

$$\Delta z = \frac{\xi}{2} \cdot w \quad (29)$$

Změna zatížení jedné pružiny ΔB o obecné tuhosti k je dána právě svislou výchylkou Δz .

$$\Delta B = k \cdot \Delta z \quad (30)$$

Díky momentové rovnováze je možné přepočítat síly z báze vzdálenosti vypružení na bázi vzdálenosti styčných kružnic.

$$\Delta Q^+ = \Delta B \cdot \frac{2w}{2s} \quad (31)$$

Po dosazení rovnice (28) až (30) do (31) vznikne výsledný tvar odlehčení kola při průjezdu zborcenou kolejí (32).

$$\Delta Q^+ = \frac{1}{4} \cdot k_L^+ \cdot \Delta p^+ \cdot \left(\frac{2w}{2s}\right)^2 \quad (32)$$

Parametr k_L^+ je tuhost primárního vypružení nad jednou ložiskovou skříní, a Δp^+ je zborcení na bázi podvozku.

Vztah (32) je nezávislý na hmotnosti. Ta se promítá do tuhosti vypružení, které musí být navrženo odpovídajícímu ložení. Bude-li vypružení příliš tuhé, změny svislých sil budou velké. Z toho vyplývá již výše zmíněná formulace, že za podmínek se zcela tuhým rámem bude výpočet na bezpečnější straně (poddajnost rámu lze definovat jako druhou pružinu zařazenou sériově – výsledná tuhost potom klesá).

Samostatnou úlohou je výpočet příslušného zborcení koleje. To vychází z mezního zborcení, které je stanovené předpisem.

Na trati se lze setkat s oblouky extrémně malých poloměrů až 40 m. Předpis ŽSR TS 3-10 [5] udává pro takové oblouky maximální rychlost 20 km/h s převýšením kolejnicového pásu $\Delta p = 63$ mm. Délka takovéto vzestupnice je počítána dle rovnice (33), kde součinitel n_{760} je uvažován jako nejmenší možný, který předpis povoluje, a to 250. Takovou hodnotu součinitele musí schválit Generální ředitelství ŽSR. Je tedy zaručené, že se kratší vzestupnice za běžných podmínek na trati nevyskytne.

$$l_{vz} = n_{760} \cdot \Delta p \quad (33)$$

Při výpočtu mezního zkroucení g_{lim}^+ na bázi rozvoru podvozku je nadto zohledněno ustanovení předpisu [5], že za provozu nesmí odchylky vzájemné výškové polohy kolejnicových pásů překročit hodnotu ± 6 mm

$$g_{lim}^+ = \frac{\Delta p}{l_{vz}} + \frac{6}{2a^+} \quad (34)$$

Zborcení koleje na bázi podvozku Δp^+ lze pak určit pomocí mezního zkroucení.

$$\Delta p^+ = g_{lim}^+ \cdot 2a^+ \quad (35)$$

Po úpravách předchozích rovnic lze získat výsledný vztah a vypočítat hodnotu zborcení na bázi podvozku:

$$\Delta p^+ = \frac{2a^+}{n_{760}} + 6 = \frac{1800}{250} + 6 = 13,2 \text{ mm} \quad (36)$$

Na bázi vzdálenosti otočných čepů ΔQ^*

Při výpočtu změny svislého zatížení na bázi vzdálenosti otočných čepů je postup do určité míry obdobný jako v případě výpočtu na bázi podvozku, s tím rozdílem, že je nutné zahrnout do výpočtu sekundární vypružení a dvojnásobný počet dvojkolí. Vztah (32) potom přejde do následující podoby:

$$2 \cdot \Delta Q^* = \frac{1}{4} \cdot k^* \cdot \Delta p^* \cdot \left(\frac{2w}{2s}\right)^2, \quad (37)$$

kde je na levé straně patrný právě vliv dvou dvojkolí v každém podvozku. Hodnota k^* je výpočtová tuhost zahrnující sekundární vypružení do výpočtu.

Pro stanovení výpočtové tuhosti k^* je nutné brát v úvahu jinou bázi sekundárního a primárního vypružení. Proto je při výpočtu tuhosti k^* zaveden převod, který je stanoven z geometrické polohy těchto dvou stupňů vypružení.

$$\frac{1}{k^*} = \frac{1}{2 \cdot k_L^+} + \frac{1}{k_L^*} \cdot \left(\frac{w}{E_p}\right)^2 \quad (38)$$

Hodnota k_L^* je tuhost sekundárního vypružení na jedné straně podvozku a vzdálenost E_p je poloviční příčná vzdálenost středu pružin sekundárního vypružení.

Pro výpočet mezního zborcení na bázi skříně Δp^* byl použit vztah (36), který byl transformován na vztah (39) (tentokrát bez dodatečné odchylky kolejnicových pásů).

$$\Delta p^* = \frac{2a^*}{n_{760}} = \frac{11\,500}{250} = 46 \text{ mm} \quad (39)$$

Shrnutí

Vypočtené hodnoty kvazistatických změn svislé kolové síly vlivem jízdy po zborcené koleji jsou uvedeny v tab. 8.

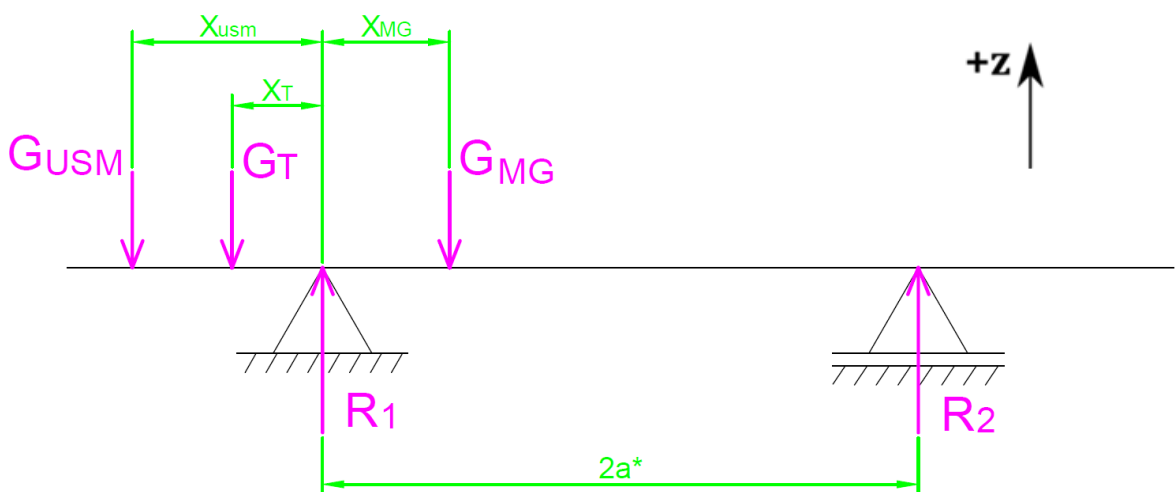
Tab. 8 – Výsledné hodnoty změn svislých kolových sil při jízdě po zborcené koleji

Parametr		Motorový vůz	Řídicí vůz
Odlehčení nabíhajícího kola při zkroucení na bázi podvozku	ΔQ^+ [kN]	9,85	7,44
Odlehčení nabíhajícího kola při zkroucení na bázi skříně	ΔQ^* [kN]	6,60	5,22
Celkové odlehčení nabíhajícího kola	ΔQ [kN]	16,45	12,65
Statická svislá kolová síla prázdného vozu bez úprav	Q_0 [kN]	29,15	19,80
Poměr odlehčení kola a statické síly	$\Delta Q / Q_0$ [1]	0,56	0,64

Je patrné, že větší kvazistatické odlehčení kola nastává u motorového vozu, protože vypružení je v tomto případě tvrdší než u řídicího vozu. Avšak větší poměrné odlehčení nastává naopak u vozu řídicího, který je lehčí. V obou případech je splněna podmínka, že poměr odlehčení je menší než 65 % (viz kap. 3.4).

4.1.2 Výpočet ΔQ_t vlivem úpravy vozidla

Po dosazení motorgenerátorového ústrojí s měničem do řídicího vozu došlo k posunutí těžiště a tím i ke změně statického svislého zatížení na jednotlivá dvojkolá. Ačkoli je tato změna označena jako ΔQ_t , nejedná se o veličinu, která by se v průběhu jízdy významně měnila. Jde o změnu, která se projeví dosazením právě již zmiňovaného ústrojí a jedná se o statickou změnu.



Obr. 39 – Schéma pro výpočet změny zatížení jednotlivých podvozků řídicího vozu

Vozidlo bylo nahrazeno nosníkem (viz obr. 39) na dvou podporách označených R_1 a R_2 , které představují uložení skříně na podvozku čili pružiny sekundárního vypružení. Nosník je zatížen silami G_{USM} , G_T , G_{MG} , které odpovídají tíhovým silám působícím v těžišti dosazených komponent. Rovnice statické rovnováhy mají následující tvar:

$$\sum_{i=1}^n F_{i,z} = -G_{USM} - G_T - G_{MG} + R_1 + R_2 = 0; \quad (40)$$

$$\sum_{i=1}^n M_{i,1} = G_{USM} \cdot x_{USM} + G_T \cdot x_T - G_{MG} \cdot x_{MG} + R_2 \cdot 2a^* = 0. \quad (41)$$

Z rovnic lze vyjádřit hledané reakce.

$$R_1 = G_{MG} \cdot \left(1 - \frac{x_{MG}}{2a^*}\right) + G_T \cdot \left(1 + \frac{x_T}{2a^*}\right) + G_{USM} \cdot \left(1 + \frac{x_{USM}}{2a^*}\right) \quad (42)$$

$$R_2 = G_{MG} \cdot \frac{x_{MG}}{2a^*} - G_T \cdot \frac{x_T}{2a^*} - G_{USM} \cdot \frac{x_{USM}}{2a^*} \quad (43)$$

Vzdálenost jednotlivých těžišť byla stanovena v souladu s obr. 3 uvedeným v kap. 2.1. Použité hodnoty jsou uvedeny v tab. 9.

Tab. 9 – Uvažované hodnoty dosažených komponent pro výpočet změny svislého zatížení podvozků

Komponent	Hmotnost [kg]	Tíha [kN]	Vzdálenost těžiště od osy zadního podvozku [mm]
Motorogenerátor	2 016	19,78	810
Transformátor	775	7,60	1 500
Usměrňovač	200	1,96	2 000

Jednotlivá zatížení kol jsou stejná vždy v daném podvozku. Výsledky pak lze jednoduše určit z výsledných reakcí dle rovnice (44). Výsledné změny zatížení svislých kolových sil v jednotlivých podvozcích upraveného vozu jsou uvedeny v tab. 10.

$$\Delta Q_{t,i} = \frac{R_i}{4} \quad (44)$$

Tab. 10 – Výsledné změny zatížení statických svislých sil vlivem dosazení výzbroje včetně zahrnutí odlehčení kola vlivem postavení na zborcené koleji

Parametr	Označení	Přední podvozek (pod stanovištěm)	Zadní podvozek (pod výzbrojí)
Celkové přetížení kola vlivem doplněné výzbroje (motorogenerátor a příslušenství)	ΔQ_t	0,02 kN	7,32 kN
Statická hodnota svislé kolové síly upraveného vozu	Q_0	19,82 kN	27,12 kN
Celkové odlehčení nabíhajícího kola při postavení vozidla na mezním zborcení koleje	ΔQ	12,65 kN	12,65 kN
Poměr odlehčení kola ku statické síle	$\Delta Q/Q_0$	0,64	0,47

4.2 Analýza dosažených výsledků BPV

Bylo provedeno analytické posouzení kvazistatické bezpečnosti proti vykolejení upraveného řídicího vozu. Výpočet byl založen na hodnocení poměrného odlehčení kola při postavení vozidla na mezním zborcení koleje, analogicky k metodě č. 3 dle EN 14363.

Jak již bylo zmíněno v kap. 4.1.1, kvazistatická změna svislé kolové síly při postavení vozidla na zborcené koleji je nezávislá na svislé statické síle, ale závisí na tuhosti vypružení. U vyšetřovaných vozidel k významné změně tuhosti v rozsahu provozního a výjimečného zatížení nedochází, je tedy uvažována konstantní. Pokud by došlo např. k dosednutí svislých dorazů, tuhost vypružení se změní, a tím dojde i ke změně sil. To však při kvazistatickém průjezdu obloukem v tomto případě nehrozí.

Ačkoli je výsledná hodnota poměrného odlehčení kola u neupraveného řídicího vozu (0,64) velmi blízká zvolené limitní hodnotě 0,65 (vyplývající právě z již zmíněných parametrů), nedochází vlivem dosazení trakčního ústrojí ke zvýšení této hodnoty. Přední podvozek tedy není odlehčen, což nemá negativní vliv na bezpečnost proti vykolejení.

Hodnota $\Delta Q/Q_0$ je závislá na volbě parametrů mezního zborcení koleje a také na limitní hodnotě této veličiny. Jelikož jsou výsledné hodnoty svislého přetížení u předního podvozku řídicího vozu, vlivem dosazení trakčního ústrojí do vozidla, jen velmi těsně kladné, a některé parametry vstupující do výpočtu byly odhadnuty (např. poloha těžiště jednotlivých komponent), jeví se jako vhodné ověřit splnění podmínky neodlehčení tohoto podvozku. Ověřit svislé zatížení předního podvozku lze buď zpřesněným výpočtem nebo vážením vozidla, příp. praktickým ověřením BPV v rámci zkušebního provozu. V případě zjištění odlehčení předního podvozku po dosazení trakčního ústrojí, je možné odlehčení kompenzovat dosazením balastu nad tento podvozek (viz kap. 4.3).

Jelikož má na mezní hodnotu BPV poměrně zásadní vliv úhel sklonu okolku, který je u těchto vozidel 75° , jeví se jako vhodné na vozidlech ponechat tento jízdní obrys.

4.3 Dodatečné úpravy vozidla

Vozidlo může dostát různých změn, které ve výše uvedené analýze zahrnuty nejsou. Jedná se např. o možnost dosazení jiných zařízení, přeprava nákladu či dosazení vyvažovacího balastu (viz kap. 4.2), při kterých může dojít ke změně rozložení hmotnosti na voze.

Zda dojde k odlehčení/přetížení kol u předního podvozku upraveného řídicího vozu vlivem dosazení dané komponenty lze ověřit dosazením do rovnice (45)

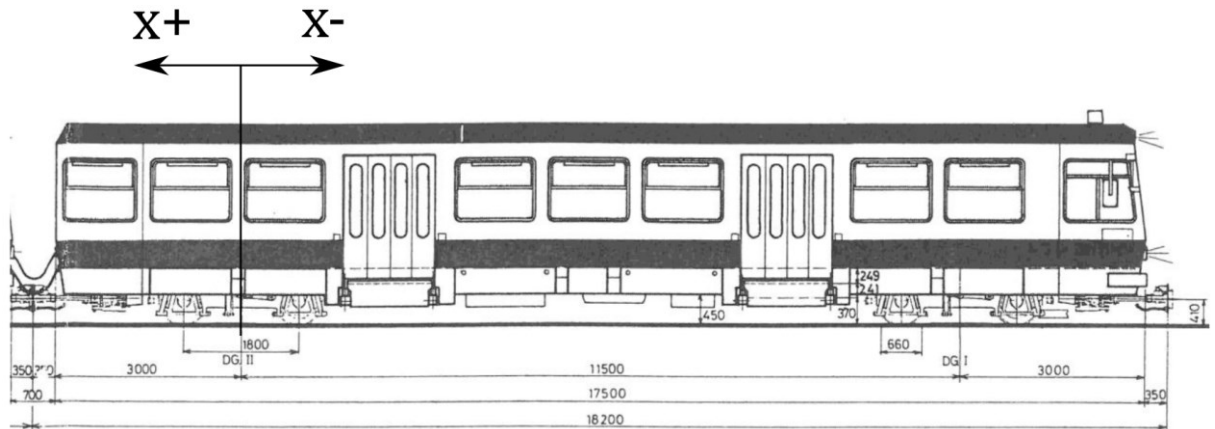
$$\Delta Q_D = \Delta Q_t - m_D \cdot g \cdot \frac{x_D}{2a^*}, \quad (45)$$

kde ΔQ_D je právě změna svislého zatížení vlivem dosazení dané komponenty, m_D je hmotnost dosazené komponenty v kilogramech a x_D je vzdálenost těžiště od zadní

nápravy v metrech. Pokud bude výsledné číslo záporné, resp. kladné, přední podvozek je odlehčen, resp. přitížen. Při dosazování je nutné respektovat orientaci souřadnicového systému (u vzdálenosti těžiště dané komponenty x_D), který je zaveden s počátkem ve středu otočné ložiskové torny zadního, přitíženého podvozku, a to v souladu s obr. 40.

Po dosazení známých hodnot se rovnice (45) zjednoduší na rovnici (46).

$$\Delta Q_D = 0,02 - 0,85 \cdot 10^{-3} \cdot m_D \cdot x_D \quad (46)$$



Obr. 40 – Zavedený souřadnicový systém na řídicím voze pro stanovení odlehčení/přítížení předního podvozku [3];
upraveno autorem

Pro porovnání vlivu dosazené komponenty s limitní hodnotu poměrného odlehčení kola 0,65, se musí rovnice (46) upravit do potřebného tvaru se zauvažováním změny svislé kolové síly vlivem jízdy po zborcené koleji a svislé statické kolové síly (viz rovnice (47)).

$$\frac{\Delta Q}{Q_0} = \frac{\Delta Q}{\frac{m_V}{n_{dv}} \cdot g + \Delta Q_t + \Delta Q_D} = \frac{12,65}{19,82 - 0,85 \cdot 10^{-3} \cdot m_D \cdot x_D} \quad (47)$$

Bude-li např. umístěn balast kvůli přitížení podvozku o hmotnosti m_D s těžištěm uprostřed předního, odlehčeného podvozku, do rovnice (47) bude dosazeno $x_D = -11,5$ m. Výsledný tvar bude

$$\frac{\Delta Q}{Q_0} = \frac{12,65}{19,82 + 9,78 \cdot 10^{-3} \cdot m_D} \quad (48)$$

5 Výpočtový model pro simulaci

Výpočtový model byl sestaven v simulačním softwaru Simpack verze 2017. Program umožňuje uživateli v příjemném prostředí sestavit virtuální model téměř jakékoliv vyšetřované dynamické soustavy. Jeho nástavbou je i modul *Rail* pro modelování kolejových vozidel. Tento princip analýzy dynamiky kolejových vozidel se také nazývá MBS (Multibody Simulation).

5.1 Simulace v programu Simpack

V programu je definován globální trojrozměrný souřadnicový systém *I_{sys}*, který je nepohyblivý a jsou k němu definovány ostatní prvky, souřadnicové systémy (tzv. *Markers*) atd. Tento systém je orientovaný svislou osou z kladným směrem dolů. Tíhové zrychlení je $g \doteq 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Důležitým prvkem pro modelování jízdy kolejového vozidla je vazba *General Rail Track Joint*, která je v Simpacku přístupná pouze s doplňkem *Rail*. Jedná se o vazbu, která definuje počet stupňů volnosti mezi dvěma souřadnicovými systémy s modifikovanou osou x . Této vazbě odpovídá následujících 6 stupňů volnosti:

- s – posuv v podélném směru podél osy koleje;
- y – posuv v příčném směru (bočení);
- z – posuv ve svislém směru (houpání);
- φ – natočení kolem osy s (kolébání);
- γ – natočení kolem osy y (kývání);
- ψ – natočení kolem osy z (vrtění) [18].

Souřadnicový systém se pak natáčí podle tečny k ose tratě, což je výhodné, protože je možné zaznamenávat příčné a svislé kinematické veličiny vozidla.

Tzv. *Bodies*, jsou hmotné prvky, kterým lze přiřadit mechanické vlastnosti reálného tělesa (hmotnost, pozice těžiště a momenty setrvačnosti). Tento prvek je potom vizuálně viditelný ve 3D, což usnadňuje sestavování modelu. Je možné měnit geometrii, což znamená změnu jejich vzhledu, na mechanické parametry to však nemá žádný vliv. K tělesům lze přiřadit souřadnicové systémy, ke kterým je možné definovat jiné prvky.

Ke každému tělesu je přiřazen jeden *Joint*. Tím se definuje počet stupňů volnosti mezi dvěma souřadnicovými systémy. Pro daný stupeň volnosti je možné přiřadit silový prvek, který definuje silovou vazbu (pružina, tlumič apod.).

Silové prvky (*Force Elements*) lze rozdělit na dva druhy – *Component* (Cmp) a *Point to point* (Ptp). Vždy se zadávají dva souřadnicové systémy, kterými jsou definovány dva body, mezi kterými působí daný element. Při použití prvku typu *Component* je vhodné zadávat jeho hodnoty na stejné pozici. Potom se zadávají veličiny odpovídající stupňům volnosti (typické použití pro pružiny). Element *Point to point* je definován pouze silovou

vazbou mezi dvěma markery, které musí být definovány na přesných místech uchycení daného silového prvku. Silové vazby jsou pak uskutečňovány pouze v ose, která je dána spojnicí obou markerů. (např. viskózní tlumič).

V program Simpack je možné použít tzv. *Substructures*. Tzn. že model je použit v jiném modelu jako tzv. submodel. Úpravou submodelu se upraví všechny stejné submodely v nadřazeném modelu. Tento princip byl použit při kompletaci modelu vozidla.

5.2 Topologie modelu vozidla

Pro sestavení kompletního modelu je nutné vymodelovat vozidlo, kterému je potom přidělena nadefinovaná trať (viz kap. 5.4). Vozidla byla vymodelována dvě – motorový vůz a řídicí vůz. Obě koncepce jsou do jisté míry totožné, liší se pouze parametry a doplněným ústrojím (viz kap. 2.1). Model vozidla obsahuje submodely podvozků a dvojkolí.

Hmotnostní rozvaha obou vozidel je uvedena v příloze č. 3, z ní byly stanoveny hmotnosti jednotlivých částí modelu. Rozměrové parametry byly převzaty z výkresové dokumentace vozidel [3].

5.2.1 Submodel – dvojkolí

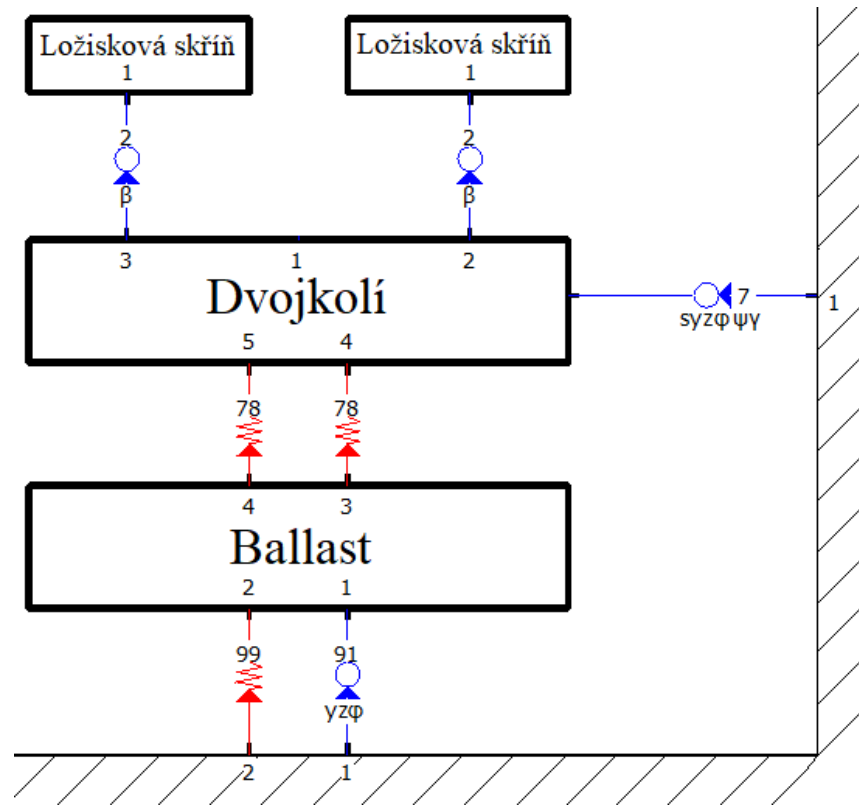
S doplňkem *Rail* je model dvojkolí včetně modelu koleje vygenerováno automaticky, pak už stačí nastavit dané vlastnosti modelu. Do této sestavy byly přidány ještě dvě tělesa (na každou stranu nápravy jedno) představující ložiskové skříně.

Topologie dvojkolí s ložiskovými skříněmi je zobrazena na obr. 41. Modře označené prvky jsou prvky typu *Joint* a červené typu *Force Elements*. Číslo u daného strukturního prvku udává jeho typ.



V této koncepci byly použity čtyři hmoty a následující strukturní prvky:

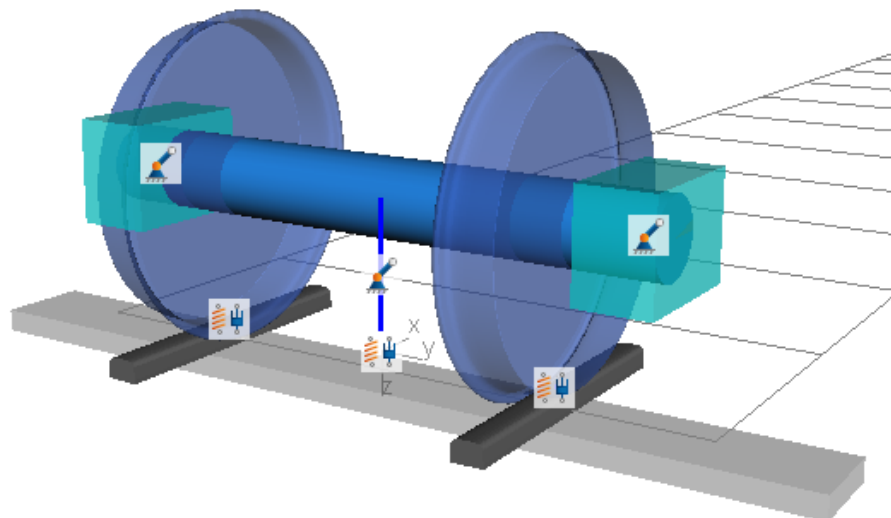
- 2: *Revolute Joint be*;
- 7: *General Rail Track Joint*;
- 78: *Rail-Wheel Interface*;
- 91: *Rail Track Sleeper*;
- 99: *Rail Track Ballast Cmp*.

Prvkem 99: *Rail Track Ballast Cmp* je možné definovat tuhost kolejového lože. 91: *Rail Track Sleeper* udává stupně volnosti pražcům a 78: *Rail-Wheel Interface* definuje kontakt mezi kolem a kolejnicí. Prvek 2: *Revolute Joint be* udává stupeň volnosti mezi nápravou a ložiskovou skříní.



Obr. 41 – Topologie submodelu dvojkolí

Výsledné dvojkolí v 3D vizualizaci je na obr. 42. V šedivých čtvercích jsou zobrazeny strukturální prvky –  *Joint* a  *Force Element*. Z hlediska topologie byla dvojkolí totožná pro motorový i hnací vůz.



Obr. 42 – Model dvojkolí

Uvažované parametry, které byly zadány do substruktury dvojkolí jsou v tab. 11.

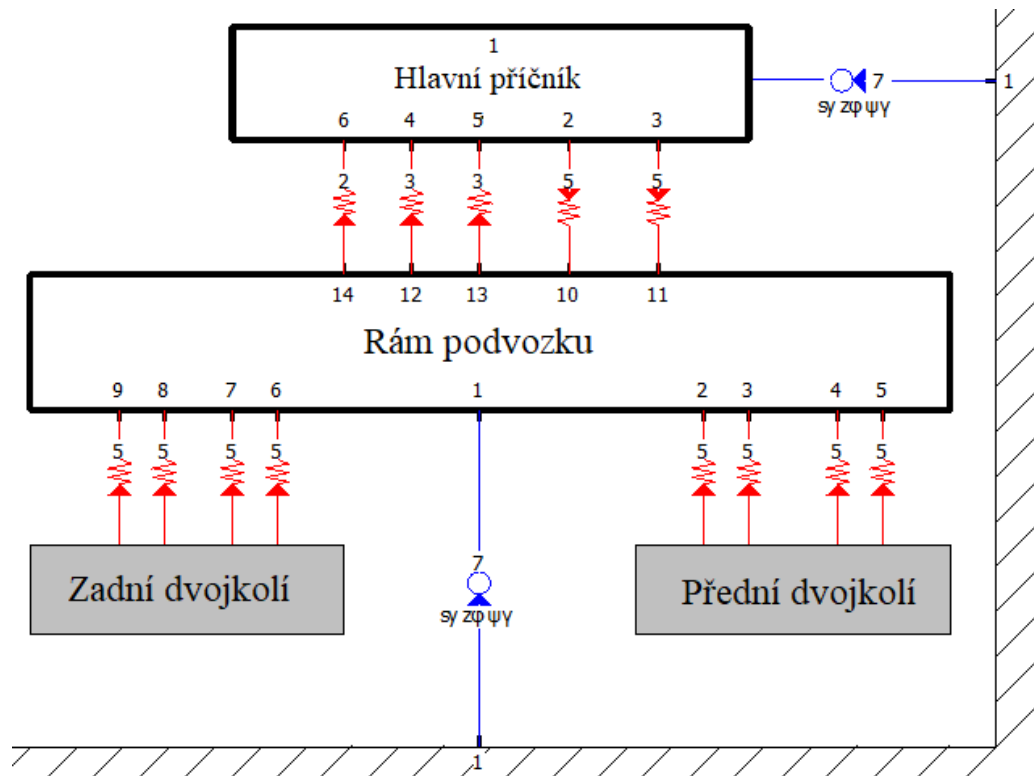
Tab. 11 – Uvažované parametry substruktury dvojkolí

Parametr		Motorový vůz	Řídicí vůz
Hmotnost dvojkolí	[kg]	547,5	520
Poloměr kol	[m]	0,33	0,33
Úklon kolejnic	[1]	1:40	1:40
Rozchod koleje	[m]	0,76	0,76
Vzdálenost roviny měření rozchodu pod TK	[m]	0,014	0,014
Vzdálenost středů ložiskových čepů	[m]	1,2	1,2
Moment setrvačnosti dvojkolí k ose x procházející těžištěm	[kg·m ²]	100	95
Moment setrvačnosti dvojkolí k ose y procházející těžištěm	[kg·m ²]	26	25
Moment setrvačnosti dvojkolí k ose z procházející těžištěm	[kg·m ²]	100	95
Hmotnost ložiskové skříně	[kg]	68	68
Moment setrvačnosti ložiskové skříně k ose x procházející těžištěm	[kg·m ²]	1	1
Moment setrvačnosti ložiskové skříně k ose y procházející těžištěm	[kg·m ²]	2	2
Moment setrvačnosti ložiskové skříně k ose z procházející těžištěm	[kg·m ²]	2	2
Výška těžiště středu ložiskové skříně nad osou nápravy	[m]	0.1	0.1

Momenty setrvačnosti dvojkolí byly vypočteny programem SolidWorks. Dvojkolí bylo zjednodušeně vymodelováno, byl přidělen materiál s odpovídající hustotou a vypočteny momenty setrvačnosti. Momenty setrvačnosti ložiskové skříně byly odhadem stanoveny z obecného vzorce pro výpočet momentů setrvačnosti kvádrů. U hnacího dvojkolí bylo ústrojí pro přenos výkonu (např. ojníčky) započteno do hmotnosti a momentů setrvačnosti.

5.2.2 Submodel – podvozek

Model podvozku je složen ze dvou těles (rám a hlavní příčník) a dvou submodelů (dvě dvojkolí). Topologie podvozku je na obr. 43. Šedivé obdélníky jsou submodely dvojkolí (viz kap. 5.2.1).

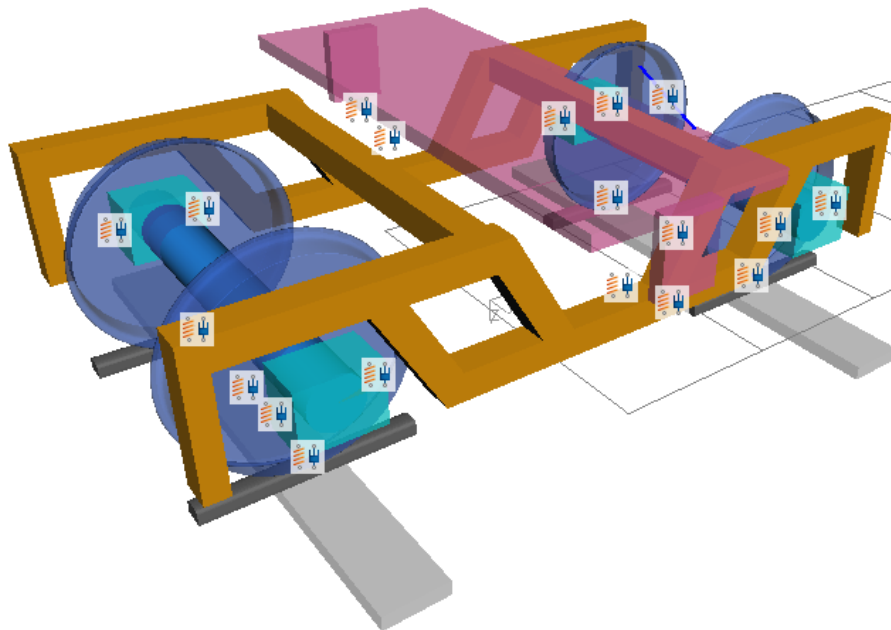


Obr. 43 – Topologie submodelu podvozku

Strukturní prvky mezi dvojkolím a rámem podvozku představují primární vypružení. Jedna červená značka odpovídá jedné pružině Megi. Mezi rámem podvozku a hlavním příčnickem jsou elementy odpovídající silovým prvkům sekundárního vypružení. V tomto submodelu jsou použity následující strukturní prvky:

- 2: *Linear Damper PtP*;
- 3: *Spring Cmp*;
- 5: *Spring-Damper Parallel Cmp*;
- 7: *General Rail Track Joint*.

Pro primární vypružení je použit element typu 5, který definuje spojení pomocí pružiny a paralelně řazeného tlumiče (jehož tlumení odpovídá vnitřnímu tlumení). Vinuté pružiny sekundárního vypružení jsou definovány též elementem č. 5. Paralelní tlumení v tomto případě představuje viskózní svislý tlumič, který je na podvozku vždy jeden pro jednu stranu sekundárního vypružení. Ojnice pro přenos podélných sil mezi příčnickem a rámem podvozku je ve skutečnosti uložena oboustranně v silentblocích. Z toho vyplývá, že nejvýznamnější vliv bude mít právě v podélném směru, ve kterém bude tuhost odpovídat pryžovým kloubům (za předpokladu dokonale tuhé ojnice). V ostatních směrech bude pryžový kloub klást pouze malý odpor proti natočení. Pro zjednodušení byl použit prvek č. 3, kterému byla definována pouze tuhost v podélném směru. Pro příčný tlumič byl použit element *Ptp*, resp. typ č. 2.



Obr. 44 – Submodel podvozku

Podvozek hnací a běžný je topologicky totožný, rozdílné jsou pouze dosazené parametry, které jsou uvedeny v tab. 12.

Tab. 12 – Uvažované parametry podvozku

Parametr		Motorový vůz	Řídicí vůz
Rozvor podvozku	[m]	1,8	1,8
Vzdálenost středů sekundárního vypružení	[m]	1,36	1,36
Hmotnost rámu podvozku	[kg]	2440	590
Výška těžiště rámu nad TK	[m]	0,35	0,35
Moment setrvačnosti rámu k ose x procházející těžištěm	[kg·m ²]	277	216
Moment setrvačnosti rámu k ose y procházející těžištěm	[kg·m ²]	1034	365
Moment setrvačnosti rámu k ose z procházející těžištěm	[kg·m ²]	1112	441
Vzdálenost pružiny Megi od osy nápravy ve směru x (jedna pružina Megi)	[m]	0,143	0,143
Vzdálenost pružiny Megi od osy nápravy ve směru z (jedna pružina Megi)	[m]	0,005	0,005
Tuhost jedné pružiny Megi v ose x	[N/m]	5 150 000	3 910 000

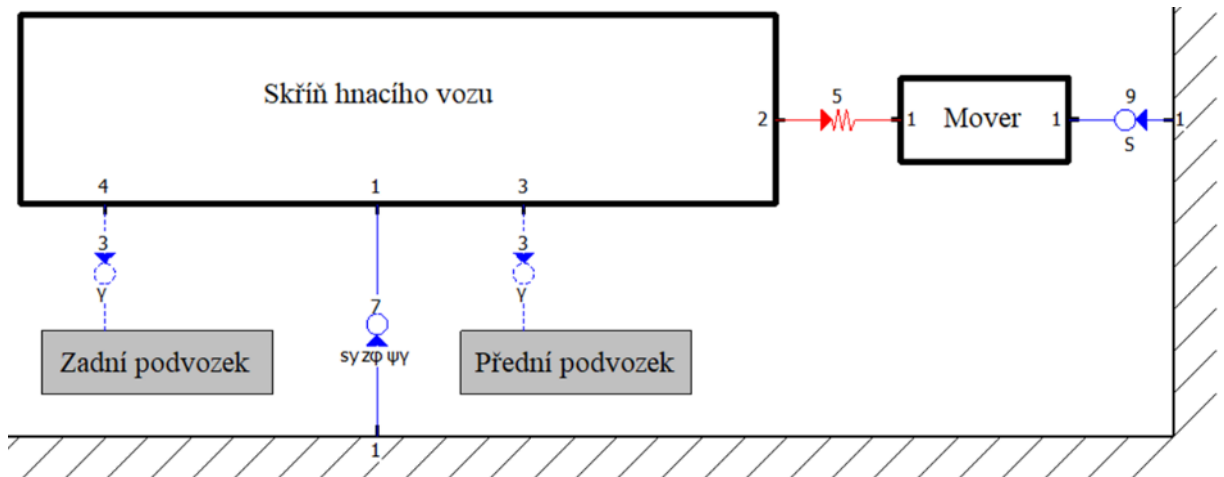
INTERAKCE VOZIDLO-KOLEJ V PODMÍNKÁCH ČEŽ

Tuhost jedné pružiny Megi v ose y	[N/m]	995 000	755 000
Tuhost jedné pružiny Megi v ose z	[N/m]	695 000	525 000
Tlumení jedné pružiny Megi v ose x	[N·s/m]	5 150	3 910
Tlumení jedné pružiny Megi v ose y	[N·s/m]	995	755
Tlumení jedné pružiny Megi v ose z	[N·s/m]	696	525
Tuhost sekundárního vypružení na jedné straně podvozku v ose x	[N/m]	324 000	312 000
Tuhost sekundárního vypružení na jedné straně podvozku v ose y	[N/m]	324 000	312 000
Tuhost sekundárního vypružení na jedné straně podvozku v ose z	[N/m]	515 000	412 000
Tlumení sekundárního vypružení na jedné straně podvozku v ose x	[N·s/m]	331	312
Tlumení sekundárního vypružení na jedné straně podvozku v ose y	[N·s/m]	331	312
Tlumení sekundárního vypružení na jedné straně podvozku v ose z (svislý viskózní tlumič)	[N·s/m]	17 500	17 500
Tuhost podélné ojnice	[N/m]	50 000 000	50 000 000
Vzdálenost ojnice od roviny xz	[m]	0,895	0,895
Hmotnost hlavního příčnicku	[kg]	470	470
Moment setrvačnosti příčnicku k ose x procházející těžištěm	[kg·m ²]	60	60
Moment setrvačnosti příčnicku k ose y procházející těžištěm	[kg·m ²]	20	20
Moment setrvačnosti příčnicku k ose z procházející těžištěm	[kg·m ²]	80	80
Výška těžiště příčnicku nad TK	[m]	0,6425	0,6425

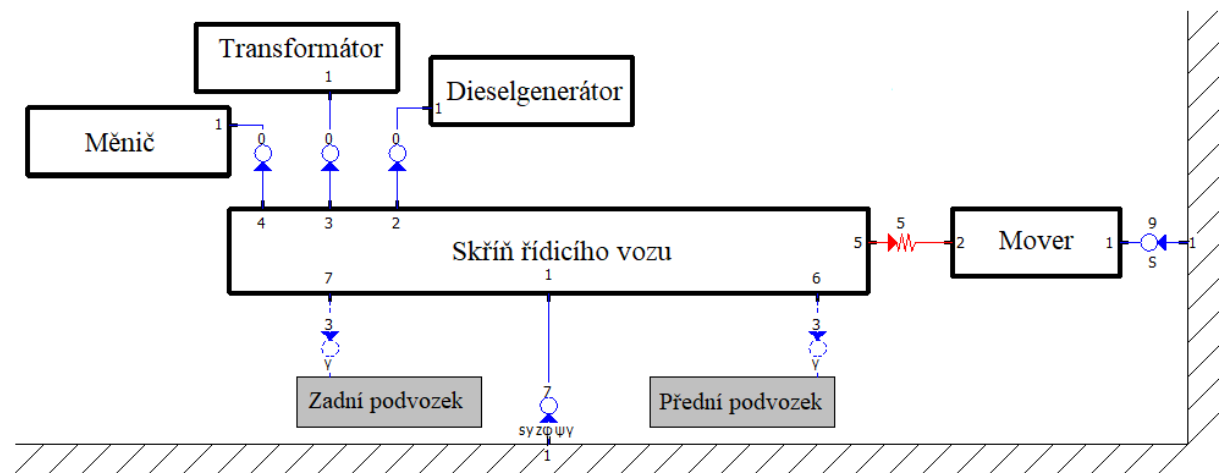
Celé hnací ústrojí, o které je doplněn hnací podvozek, bylo zauvažováno do hmotnosti rámu podvozku a do jeho momentů setrvačnosti (stejně tak všechny ostatní komponenty). Hmotnost byla stanovena dle přílohy č. 3, zatímco momenty setrvačnosti byly odhadnuty rozdělením rámu a jeho ostatních komponent na jednotlivé prvky, u kterých lze jednoduše vypočítat potřebné momenty. Ty potom byly dle Steinerovy věty přepočteny na těžiště celého podvozku. Obdobným způsobem superpozice byla stanovena i výška těžiště obou rámu.

5.2.3 Kompletní model vozidla

Při kompletování poslední části vozidla (skříně) bylo použito jedno těleso, které představovalo skříně. Zde již musel být finální model rozdílný pro motorový a řídicí vůz, aby bylo možné simulovat dosazení trakční výzbroje (motorgenerátoru s příslušenstvím). Topologie motorového, resp. řídicího vozu je zobrazena na obr. 45, resp. obr. 46.



Obr. 45 – Topologie hnacího vozu



Obr. 46 – Topologie řídicího vozu

Za všimnutí stojí u obou vozidel hmota s názvem *Mover*. Jedná se o hmotu zanedbatelných mechanických vlastností, která se může pohybovat dle zadaných průběhů kinematických veličin. Pokud by v modelu daná hmota nebyla, soustavě by byla udělena počáteční zadaná rychlost, při které by vlivem odporů vozidlo za určitou vzdálenost zastavilo. Prvek představuje jakýsi „pohon“, který je spojen se soustavou přes velice tuhou pružinu s tlumičem, aby nedocházelo ke zpoždění a mohl soustavu uvádět do pohybu (viz kap. 5.4).

Spojení submodelu podvozku se skříní je zajištěno pouze pomocí prvku typu *Joint*, který umožňuje pouze natočení podvozku vůči skříně okolo svislé osy z (simuluje kuličkovou

INTERAKCE VOZIDLO-KOLEJ V PODMÍNKÁCH ČEŽ

tornu). Výzbroj řídicího vozu je „přípevněna“ ke skříni pomocí prvku typu *Joint*, který zakazuje všechny stupně volnosti. Uvažované parametry obou vozů jsou v tab. 13.

Tab. 13 – Uvažované parametry modelu vozidla

Parametr		Motorový vůz	Řídicí vůz
Vzdálenost středu otočných čepů	[m]	11,5	11,5
Hmotnost skříně	[kg]	22 210	11 410
Moment setrvačnosti skříně k ose <i>x</i> procházející těžištěm	[kg·m ²]	37 540	15 310
Moment setrvačnosti skříně k ose <i>y</i> procházející těžištěm	[kg·m ²]	617 035	321 983
Moment setrvačnosti skříně k ose <i>z</i> procházející těžištěm	[kg·m ²]	604 067	319 661
Výška těžiště nad TK	[m]	1,55	1,35

Momenty setrvačnosti byly odhadnuty principem superpozice. Skříň byla rozdělena na bočnice, čelnice, střechu a podlahu, přičemž u každé byly stanoveny hodnoty, které byly převedeny přes Steinerovu větu na těžiště skříně. Parametry doplněné trakční výzbroje jsou uvedeny v tab. 14. Momenty setrvačnosti byly zjednodušeně stanoveny dle obecného vzorce pro výpočet momentů setrvačnosti kvádrů.

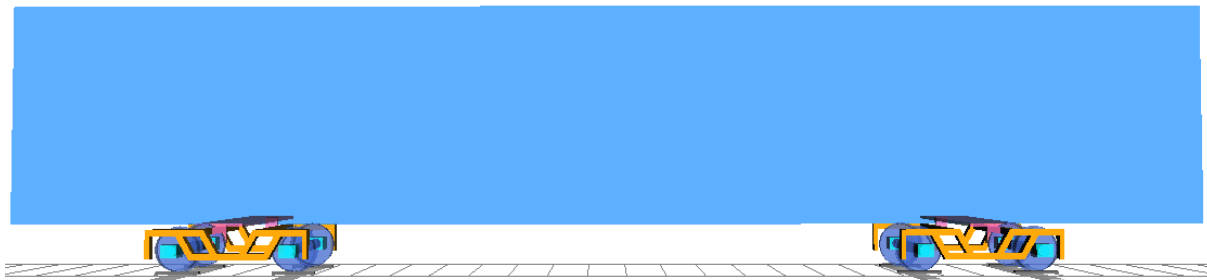
Tab. 14 – Uvažované parametry doplněné trakční výzbroje řídicího vozu

Parametr		Diesलगenerátor	Transformátor	Měnič
Hmotnost	[kg]	2 016	775	200
Podélná vzdálenost těžiště od středu skříně vozidla	[m]	4,94	7,25	7,75
Výška těžiště nad TK	[m]	1,66	1,46	1,5
Moment setrvačnosti v ose <i>x</i> procházející těžištěm	[kg·m ²]	765	150	97,5
Moment setrvačnosti v ose <i>y</i> procházející těžištěm	[kg·m ²]	2 631	75	79,5
Moment setrvačnosti v ose <i>z</i> procházející těžištěm	[kg·m ²]	2 296	95	30

Model kompletního hnacího, resp. řídicího vozidla je zobrazen na obr. 47, resp. obr. 48.

Modelování dorazů vypružení

Byly ověřeny svislé a příčné dorazy primárního a sekundárního vypružení. Důvodem je, že předpoklad lineárního vypružení platí pouze v určitém rozsahu deformací. Byly proto provedeny simulace s cílem ověřit, zda je tento předpoklad splněn.



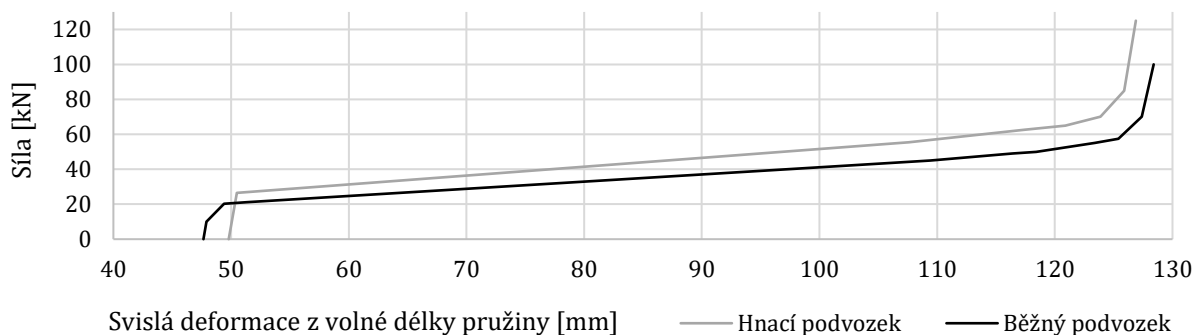
Obr. 47 – Kompletní model hnacího vozu



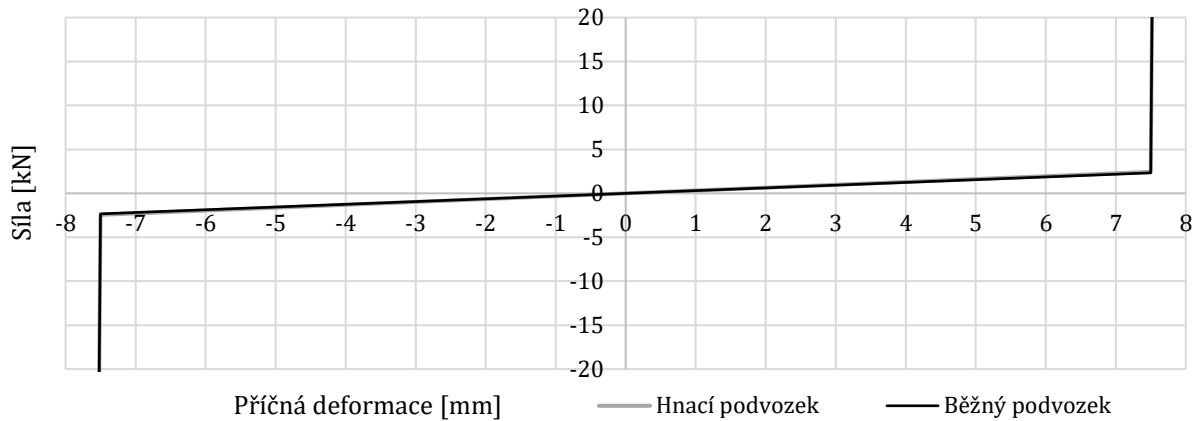
Obr. 48 – Kompletní model řídícího vozu

K zaznamenávání velikosti deformací prvků vypružení byl použit prvek typu *Sensors*. Jedná se o prvek, který umožňuje zaznamenávat kinematické veličiny mezi dvěma body. Sensory byly umístěny do míst uchycení pružícího elementu na přední pravé straně podvozku (pro primární vypružení na nabíhající kole). Deformace byly zaznamenány na úseku Čierny Balog – Chvatimech (viz kap. 5.4.2).

Z výsledků vyplynulo, že výchylky primárního vypružení nepřesahují definované meze ve svislém směru (v příčném nebyly definovány). Zatímco z deformace sekundárního vypružení bylo evidentní, že v některých částech tratě přesahuje maximální dovolenou deformaci ve svislém a příčném směru. Byla proto tedy tuhost sekundárního vypružení definována funkcí, která v krajních mezích nabývá velkých tuhostí simulující dorazy. Průběhy funkcí pro svislé dorazy jsou zobrazeny na obr. 49, jejichž skutečná charakteristika byla zjištěna z dokumentace k vozidlům. Na obr. 50 je funkce pro příčné dorazy, jejichž charakteristika nebyla zjištěna, byly proto zjednodušeny.



Obr. 49 – Průběh svislé síly v závislosti na výchylce sekundárního vypružení na jedné straně podvozku



Obr. 50 – Průběh příčné síly v závislosti na výchylce tuhosti sekundárního vypružení na jedné straně podvozku

Vozidla mají dorazy při velkém natočení hlavního příčnicku vůči skříni. Tyto pohyby byly opět zaznamenány pomocí sensorů v daných místech. Výchylky však nedosahují tak velkých hodnot, aby se skříň dotýkala dorazů instalovaných na hlavním příčnicku. Dorazy se v reálném provozu dají posunout.

5.3 Ověření výpočtového modelu vozidla

Po sestavení modelu vozidla je vhodné ověřit, zda získané výsledky odpovídají reálné situaci. V tomto případě nebyla dostupná žádná data z reálného provozu, bylo tedy ověření provedeno v porovnání s analytickým výpočtem.

Při ověřování byly posuzovány následující veličiny:

- součet svislých kolových sil $\sum Q_i$;
- součet vodicích sil $\sum Y_i$;
- vlastní frekvence.

Součet svislých kolových sil

Součet svislých kolových sil je definován rovnicí (49). V přímé koleji by mělo být zatížení všech kol stejné; v oblouku rozdílné, pokud je kolej převýšená.

$$\sum Q_i = \sum_{i=1}^{n_{dv}} \frac{m_V \cdot g}{2 \cdot n_i} \quad (49)$$

Součet vodicích sil

Součet vodicích sil se posuzuje především při jízdě obloukem. V přímé koleji působí příčná síla pouze důsledkem sklonu dotykové roviny kola s kolejnicí. Tato středící síla má za následek centrování dvojkolí. Při jízdě obloukem s nedostatkem převýšení působí příčná nevyrovnaná odstředivá síla v těžišti směrem od středu oblouku. Tato síla je zachytávána v ložiskové skříni, kde se přenáší na nápravu a následně na kolo. To je vedeno vnějším kolejnicovým pásem, kde na něj působí vodicí síly Y (viz kap. 3.4, obr. 34).

Součet všech vodicích sil musí být roven nule, pokud na vozidlo nepůsobí příčná nevyrovnaná síla. Příčné nevyrovnané zrychlení a_n lze analyticky vypočítat ze vzorce (50).

$$a_n = \frac{v^2}{R} - g \cdot \frac{p}{2s} \quad (50)$$

Příčná nevyrovnaná síla F_n je pak vypočtena jako

$$F_n = a_n \cdot m_{vl}, \quad (51)$$

kde m_{vl} je hmotnost vozu.

Výpočet vlastních frekvencí

Vlastní frekvence kmitání vozidla se posuzují kvůli komfortu cestujících, ale také kvůli bezpečnosti. Např. při vyšších rychlostech může dojít k samobuzenému příčnému kmitání, což může mít v extrémním případě za následek až vykolejení vozidla. Obecně má těleso tolik vlastních frekvencí, kolik má stupňů volnosti. Bude-li kolejové vozidlo zjednodušeno na dvou hmotovou soustavu (podvozek + skříň), bude mít taková soustava 12 stupňů volnosti, resp. 12 vlastních frekvencí. Každé frekvenci odpovídá určitý mód (tvar) kmitání a určité procento z celkové hmoty vozidla, která bude danou frekvencí kmitat. Proto je možné některé vlastní frekvence zanedbat; zkrátka mají tak malý podíl kmitající hmoty, že mají na stabilitu konstrukce zanedbatelný vliv.

Motorový vůz, s těžištěm uprostřed, je symetrický a lze jej tedy zjednodušit na dvou hmotovou soustavu. Při výpočtu vlastní frekvence houpání byla hmotnost obou podvozků vzhledem k hmotnosti skříně vozidla zanedbána. Ze soustavy vznikla jedna hmota uložená na dvou pružinách, u které lze snadno stanovit frekvence rovnicí (52).

$$f_{houp} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{8 \cdot k_{I,z} \cdot k_{II,z}}{m_s \cdot (2 \cdot k_{I,z} + k_{II,z})}} \quad (52)$$

Vlastní frekvence kývání vozidla (rotace okolo příčné osy) lze stanovit opět za zjednodušujícího předpokladu, kdy je hmotnost obou podvozků zanedbána.

$$f_{kyv} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{8 \cdot E_p^2 \cdot k_{I,z} \cdot k_{II,z}}{J_{s,y} \cdot (2 \cdot k_{I,z} + k_{II,z})}} \quad (53)$$

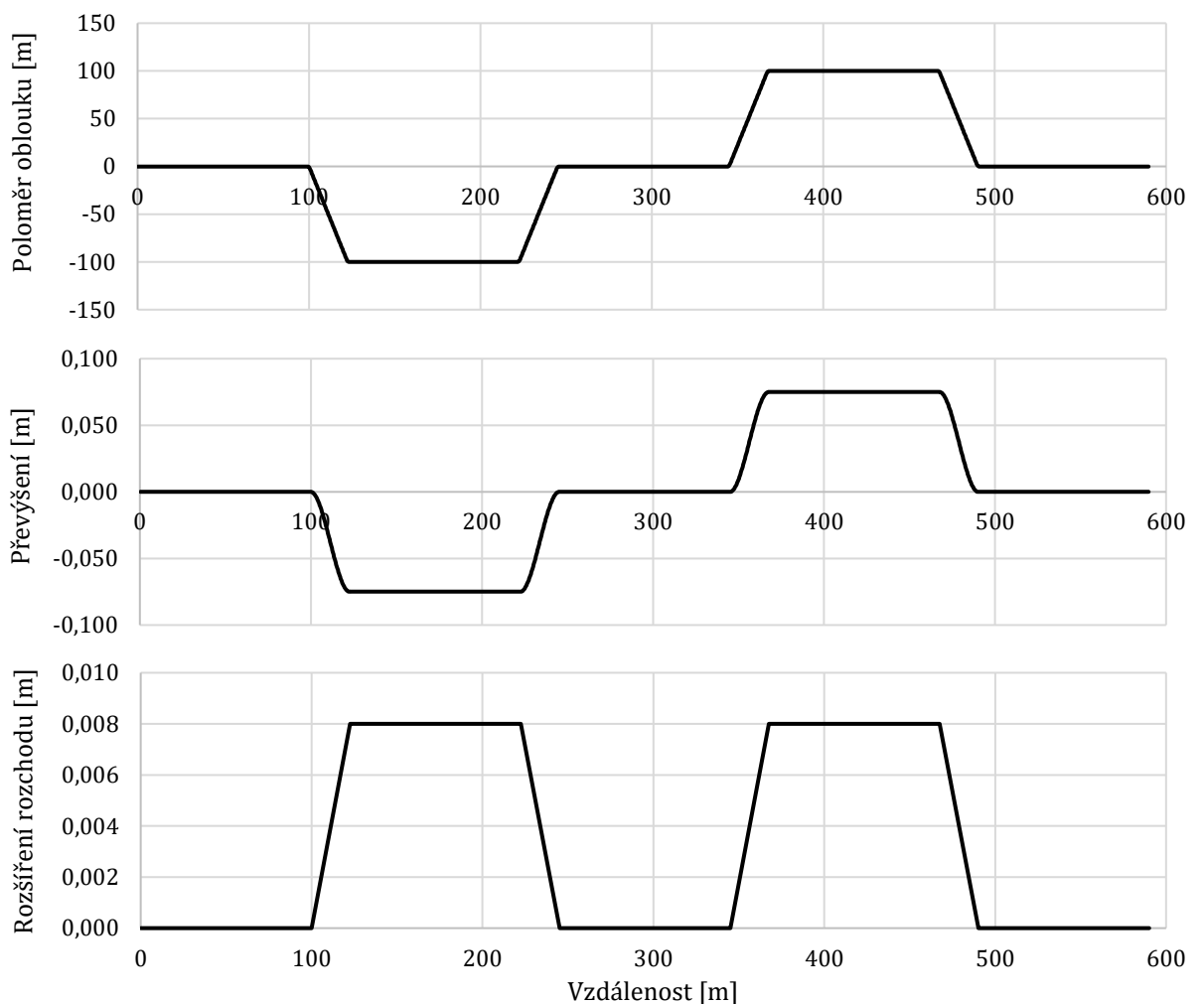
V programu Simpack slouží ke zjišťování vlastních frekvencí řešič s názvem *Eigenvalues (online)*. Před samotným výpočtem je nutné provést linearizaci modelu, která je blíže popsána v [18]. Vlastní frekvence vypočtené programem Simpack jsou uvedeny v tab. 15.

Tab. 15 – Vlastní frekvence vypočtené programem Simpack

Tvar kmitu [Hz]	Hnací vůz		Řídicí vůz	
	Tlumené	Netlumené	Tlumené	Netlumené
Bočení skříně	0,01	0,02	0,01	0,02
Kolébání skříně	0,38	0,39	0,55	0,59
Houpání skříně	1,42	1,43	1,46	1,48
Kývání skříně	1,48	1,49	1,78	1,81

Porovnávací simulace

Porovnávací simulace byla provedena na fiktivním úseku tratě, který se skládá ze dvou protisměrných oblouků o stejném poloměru 100 m s mezipřímou kolejí dlouhou 100 m. Uvažované parametry úseku, zobrazené na obr. 51, jsou v souladu s předpisem [5].



Obr. 51 – Uvažované parametry zkušebního úseku

Vypočtené hodnoty porovnané s hodnotami získanými ze simulace jsou uvedeny v tab. 16. Výsledná čísla dané simulace byla získána z ustáleného stavu, ve kterém byl vypočten průměr několika čísel.

Tab. 16 – Validační hodnoty motorového a řídicího vozu

Parametr	Motorový vůz			Řídicí vůz		
	Simpack		Výpočet	Simpack		Výpočet
	Přímá	Oblouk		Přímá	Oblouk	
Suma svislých kolových sil [kN]	302	304	302	188	189	188
Suma vodicích sil [kN]	0	±10,1	±10,5	0	±6,2	±6,4
Frekvence houpání skříně [Hz]	1,43		1,41	1,48		-
Frekvence kývání skříně [Hz]	1,49		1,54	1,81		-

V první fázi je nutné porovnat svislé kolové síly. Hodnoty získané ze simulačních výpočtů v přímé trati se v obou případech shodují s výpočtem. V oblouku jsou trochu jiné, důvodem je převýšení koleje, které způsobuje výchylky svislé kolové síly od svislice čímž vznikne větší kolová síla. Součet vodicích sil v přímé koleji je nulový. V oblouku je součet vodicích sil rozdílný s výpočtem pouze o zanedbatelnou odchylku.

Vlastní frekvence houpání skříně motorového vozu jsou téměř stejné. Při kývání jsou nepatrně odlišné, avšak dosti podobné, a to je důležité. U řídicího vozu nebyly frekvence hodnoceny (jedná se o problematiku s excentrickým těžištěm, jejíž výpočet není tématem této práce).

5.3.1 Stanovení součinitele náklonu

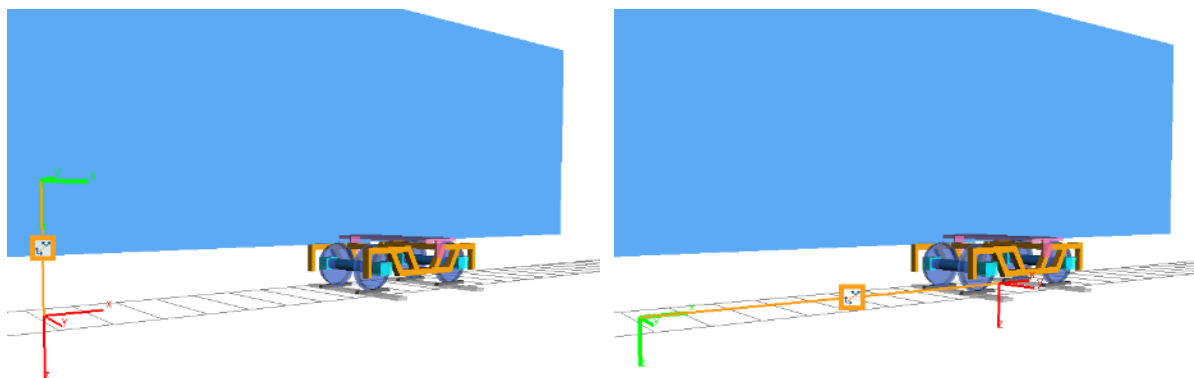
Pro stanovení součinitele náklonu nebyl vybrán úsek tratě vhodný, protože nedošlo k ustálenému stavu vozidla v oblouku. Byla proto tedy vytvořena přímá trať s převýšením 75 mm, na které byly odečteny pomocí sensorů jednotlivá natočení.

Bylo použito sekundární vypružení bez příčných dorazů. Součinitel náklonu je definován

$$\sigma_n = \frac{\xi}{\delta}, \quad (54)$$

kde σ_n – součinitel náklonu, ξ – náklon skříně vlivem deformace vypružení a δ – náklon vlivem jízdy po převýšené koleji. Součinitel náklonu vyjadřuje míru, o kolik bude skříně natočena vlivem deformace vypružení. Tento náklon nepřidává na jízdním komfortu, ba naopak je příčné zrychlení rovnoběžné s podlahou ještě větší než příčné nevyrovnané zrychlení rovnoběžné s TK.

Úhel náklonu tratě byl odečten ze sensoru, který snímal natočení roviny rovnoběžné s TK proti *General rail track joint* – simulované natočení δ bylo ověřeno analytickým výpočtem pomocí vzorce $\Delta p/2s$. Při snímání natočení skříně vůči rovině TK (úhel ξ) je nutné dodržet, aby umístěné sensory byly v jedné rovině, a to buď vertikální nebo horizontální. Oba způsoby jsou na obr. 52 a při jejich užití bylo dosaženo totožného výsledku. Výsledné hodnoty jsou uvedeny v tab. 17.



Obr. 52 – Zobrazení principu použití sensoru pro snímání náklonu skříně proti koleji;
(vlevo vertikální, vpravo horizontální)

Tab. 17 – Hodnoty součinitele náklonu

Parametr		Motorový vůz	Řídicí vůz
Náklon vlivem jízdy po zborcené koleji	δ [rad]	0,0919	0,0917
Náklon skříně vlivem deformace vypružení	ξ [rad]	0,0309	0,0302
Součinitel náklonu	σ_n [1]	0,336	0,329

Součinitel náklonu motorového vozu je nepatrně větší. To je způsobeno především hmotností vozidla, která je oproti řídicímu vozu několikrát větší, zatímco vypružení není ve stejném poměru tužší. Avšak svoji roli zde též hraje i vliv výšky těžiště skříně.

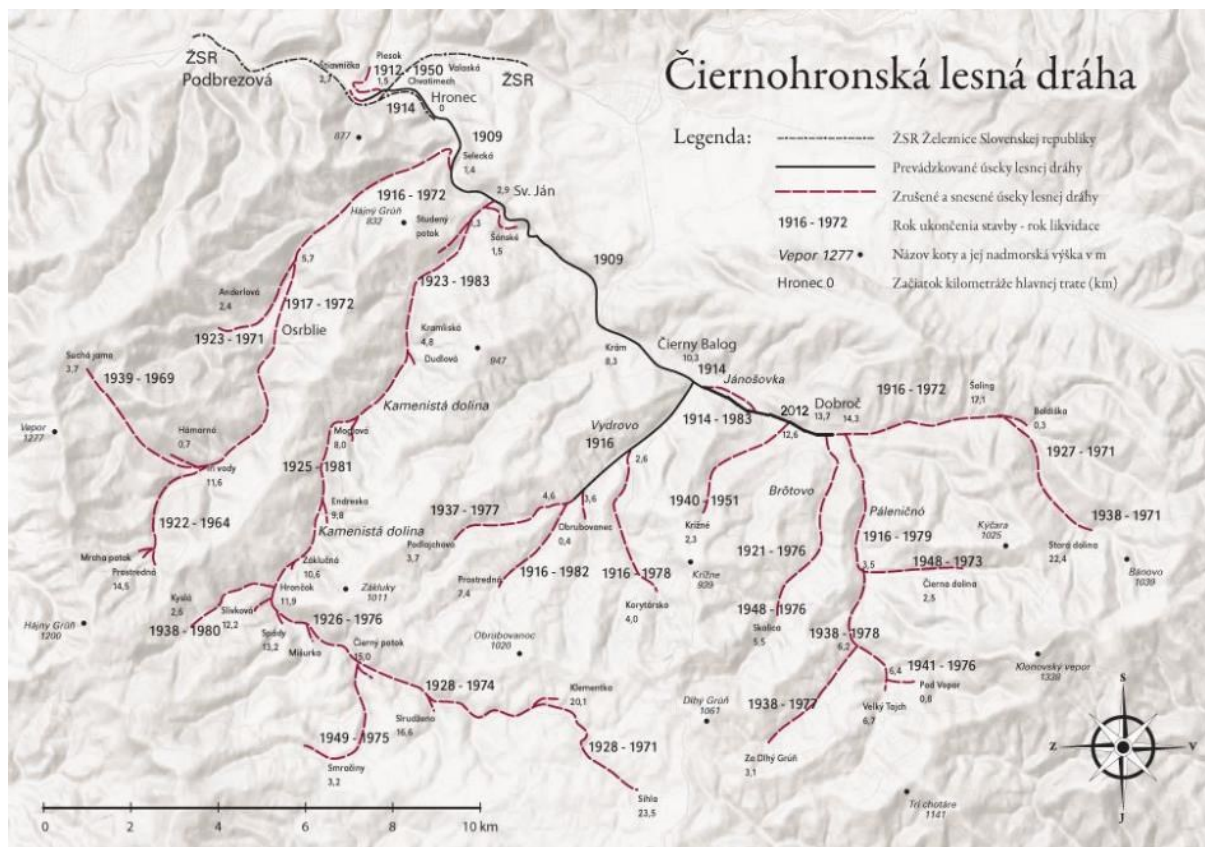
5.4 Popis simulované tratě

Porovnávací simulace byly provedeny na úseku Chvatimech – Dobroč, tj. na úseku, který má být modernizován. Některé simulace byly rozděleny do dvou úseků; Čierny Balog – Chvatimech a Čierny Balog – Dobroč. Reálná situace této dráhy je zobrazena na obr. 53.

Kompletní trať z Dobroče do Chvatimechu byla též sestavena i inverzně, tzn. že po dojetí do cílové stanice byla nahrána trať opačného směru, což umožňuje reálnější simulaci daného provozu (řešení „otáčení“ vozidel v cílové stanici je uvedeno v kap.6.4). Simulační data tratí byla převzata z neveřejné stavební dokumentace budoucí trati ČHEŽ.

5.4.1 Modelování traťových úseků v Simpacku

Program Simpack umožňuje definovat různé tratě, dle potřeb uživatele. K tomu slouží prvek *Tracks*, kde lze nadefinovat potřebnou trať, kterou pak stačí pouze aktivovat. Nastavení probíhalo formou čtení dat ze souborů, které byly vytvořeny v programu Microsoft Office – Excel.



Obr. 53 – Železniční schéma Čiernohronskej lesnej dráhy [1]

Nastavení parametrů tratě

Trať musí být obecně definována ve všech směrech odpovídajících trojrozměrnému souřadnicovému systému. Horizontální průběh je definován po jednotlivých úsecích, u kterých se nastavuje daný parametr. Jak už z toho vyplývá, kilometrická vzdálenost je zde daná relativně, nikoli absolutně od počátku tratě. Pro definici přímé tratě slouží typ *STR* a pro kružnicový oblouk *CIR*, u kterého lze zadat poloměr oblouku. Pro tvar přechodnice byl zvolen typ *CLO*, odpovídající tvaru klotoidy. Ten je nejvíce podobný kubické parabole, která má být na dané trati použita.

Dále se definuje tzv. *superelevation* neboli převýšení. Definice probíhá obdobným způsobem jako v horizontální rovině s tím rozdílem, že jsou zde použity jiné typy. Typ *CST* je použit při konstantním převýšení, tedy v přímé koleji nulové a v oblouku konstantní o nenulové velikosti. Vzhledem k předpisu [5] (viz kap. 3.1.2) byl použit typ vzestupnice *LIR* odpovídající lineární vzestupnici.

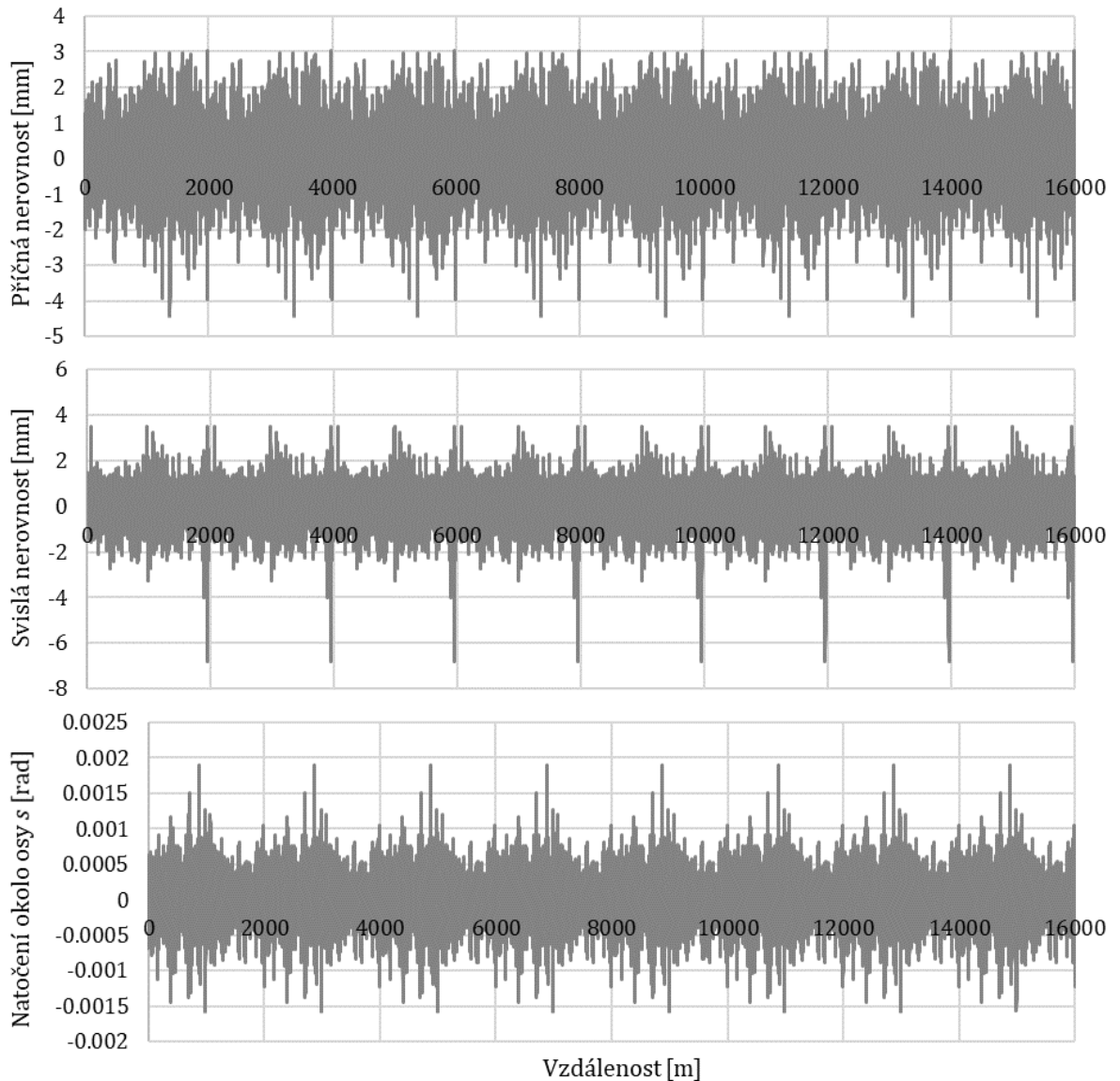
Simpack umožňuje nastavení i ve vertikální rovině. To však pro řešení této práce nebylo podstatné a nebylo to použito.

Co je však důležité, je rozšíření rozchodu koleje v oblouku, které zvětšuje volný kanál koleje, tím pádem i lepší přizpůsobení dvojkolí při jízdě tímto obloukem (má vliv na delta-r funkci). Rozšíření bylo definováno jako nerovnost rozchodu (*Track gauge*). Byla

INTERAKCE VOZIDLO-KOLEJ V PODMÍNKÁCH ČEŽ

vytvořena funkce, ve které byla v požadované vzdálenosti definována velikost rozšíření rozchodu. Rozšíření rozchodu bylo provedeno v souladu s předpisem [5] (viz kap. 3.1.2). Výchozí změna rozchodu byla uvažována 2 mm na 1 m délky.

V některých simulacích byly použity nerovnosti, které odpovídají reálným naměřeným datům (nikoli však na vyšetřované úzkorozchodné dráze). Tyto nerovnosti byly nahrány pro všechny směry – příčné, svislé a natočení okolo podélné osy s (tzv. *roll*). Průběhy použitých nerovností jsou na obr. 54 a byly získány od vedoucího práce.



Obr. 54 – Nerovnosti tratě použité pro simulace

Nastavení rychlostního profilu

Pro těleso *Mover* (viz kap. 5.2.3) musí být použit prvek *Joint* typu 9: *Rheonomic Rail Track Joint*. Ten umožňuje buď nastavit konstantní rychlost daného tělesa nebo proměnlivou rychlost. V simulacích byla použita proměnlivá rychlost, jejíž profil odpovídá maximálním

rychlostem, na které jsou konstruovány oblouky. Rychlostní profil byl definovaný přes *Excitations* typu 20: *Speed Profile Along Track*. Ten umožňuje nahrání rychlostního profilu přes vstupní funkci (*Input function*) v závislosti na ujeté vzdálenosti (absolutní kilometrská vzdálenost od počátku tratě). Tento element umožňuje vytvořit tzv. *u-Vector* včetně první a druhé derivace. Ty jsou vstupem pro pohybující se těleso.

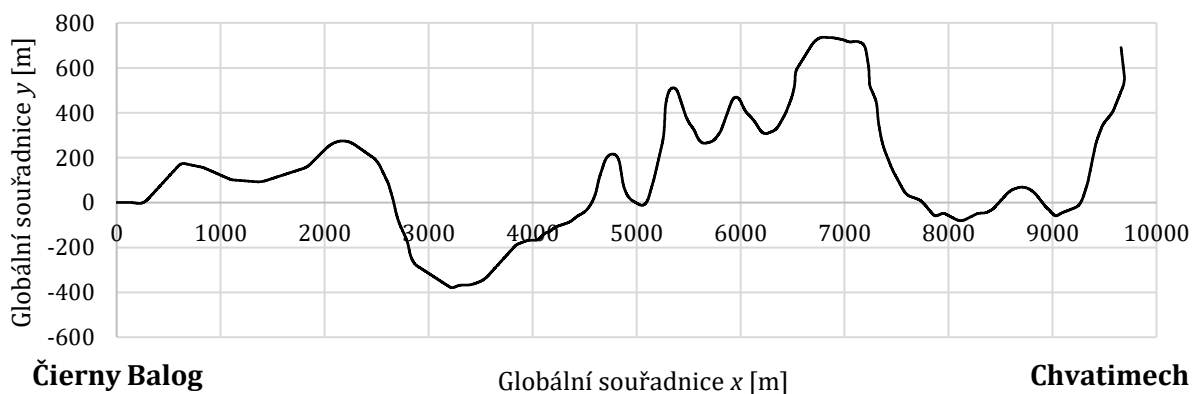
Při konstruování rychlostního profilu bylo počítáno se zrychlením, resp. odrychlením $0,7 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Při větších hodnotách pak docházelo k nežádoucímu kývání skříně.

Popis uvedených tratí (i simulace) byl proveden dle nového trasování, resp. plánů revitalizace ČHEŽ.

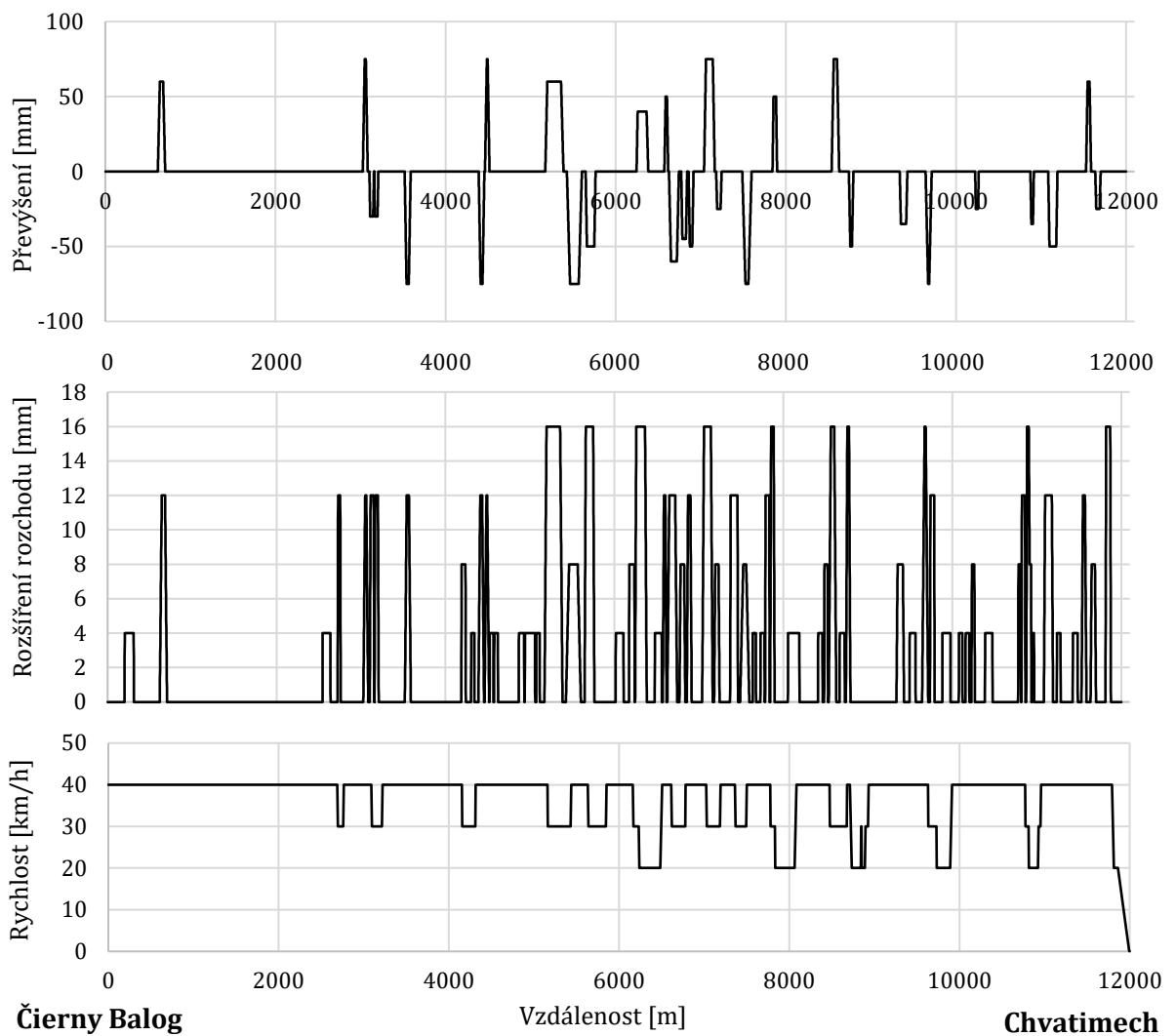
5.4.2 Čierny Balog – Chvatimech

Trat' začíná ve stanici Čierny Balog a vede až do stanice Chvatimech, kde lze přestoupit na tratě ŽSR (normální rozchod). Staničení vychází z Čierneho Balogu a celá trat' dosahuje délky 12 km. Trat' vede v údolí řeky Čierny Hron s několika slepými odbočkami, které dříve sloužily k těžebním účelům. Ve stanici Hronec dochází ke křížení s tratí o normálním rozchodu (s vlečkou), přičemž v poslední části tratě je trat' o normálním rozchodu podjížděna (hlavní trat' Banská Bystrica – Brezno).

Na trati se nachází celkem 89 oblouků, přičemž největší zastoupení mají oblouky o poloměru 200 m (18 oblouků). Nejmenší oblouk je o poloměru 40 m, které se na trati nachází dva těsně před koncem tratě. Maximální rychlost na této trati je 40 km/h a nejmenší 20 km/h. Použité profily jsou uvedeny na obr. 55 a obr. 56.



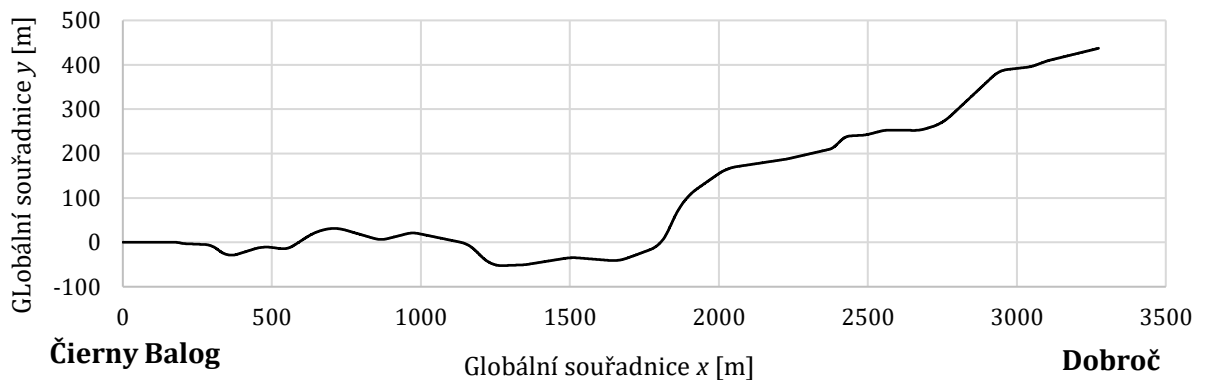
Obr. 55 – Horizontální pohled na trať z Čierneho Balogu do Chvatimechu



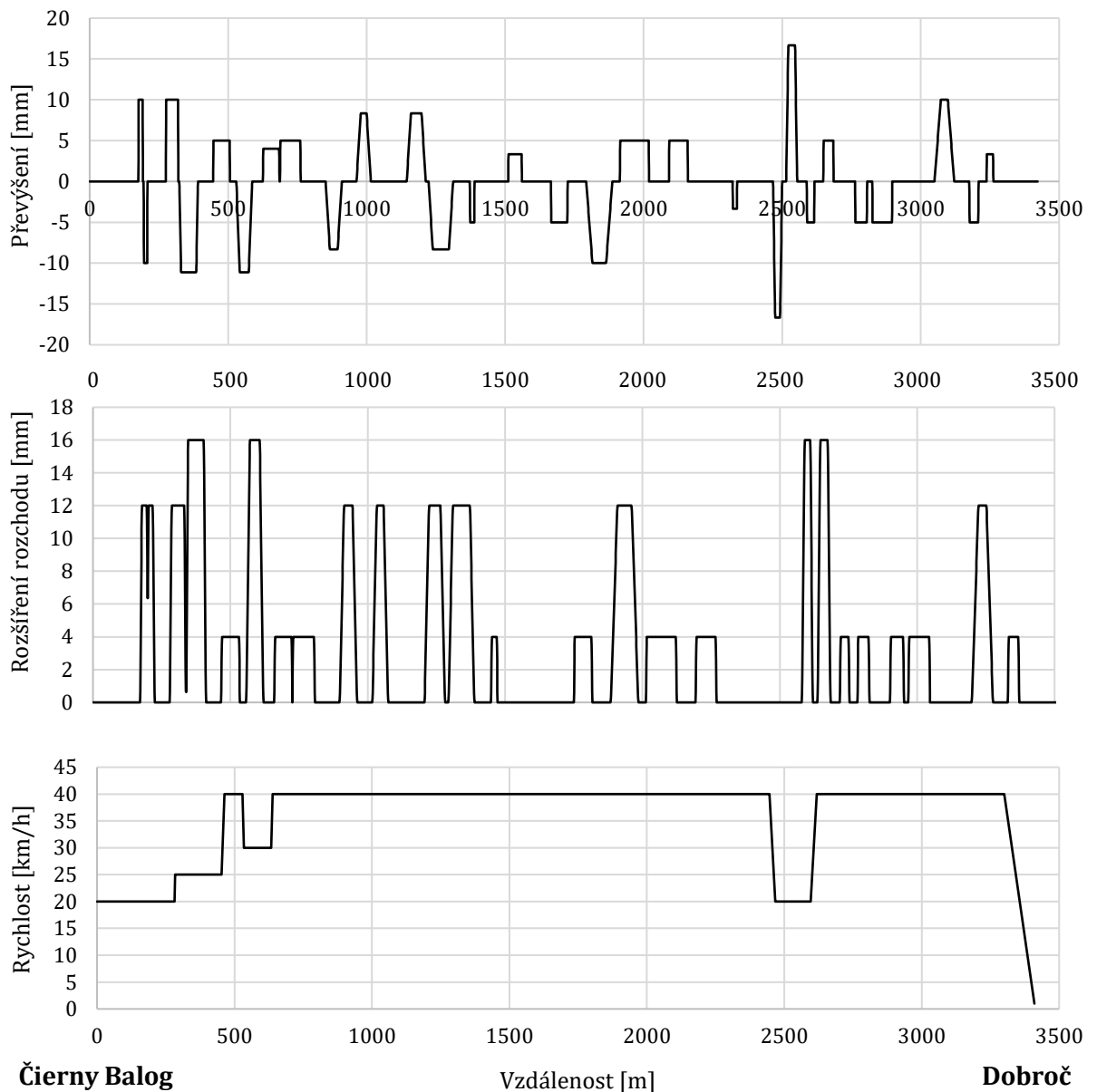
Obr. 56 - Parametry tratě z Čierneho Balogu do Chvatimechu včetně rychlostního profilu

5.4.3 Čierny Balog - Dobroč

Trat' vycházející z Čierneho Balogu do Dobroče dosahuje délky 3,4 km. Jedná se o trat' s 28 oblouky, maximální rychlostí 40 km/h a nejmenším poloměrem oblouku 60 m. Použité profily jsou zobrazeny na obr. 58 a obr. 57.



Obr. 57 - Horizontální pohled na trat' z Čierneho Balogu do Dobroče



Obr. 58 – Parametry tratě z Čierneho Balogu do Dobroče včetně rychlostního profilu

5.4.4 Dobroč – Chvatimech a zpět

Tato trať vznikla spojením obou předchozích tratí s tím, že jedno „rameno“ bylo vždy otočeno pro daný směr. Čili např. pro trať z Dobroče do Chvatimechu byla otočena trať Čierny Balog – Dobroč. Jízda přes nádraží v Čiernem Balogu nebyla brána v potaz. Ve skutečnosti na tomto místě budou nejpravděpodobněji vlaky zastavovat a na stanovení opotřebení kol to nemá významný vliv. Spojení tratí bylo učiněno přímo, bez jakékoli přímé koleje, oblouku nebo výhybky.

5.5 Teorie stanovení opotřebení mezi kolem a kolejnicí

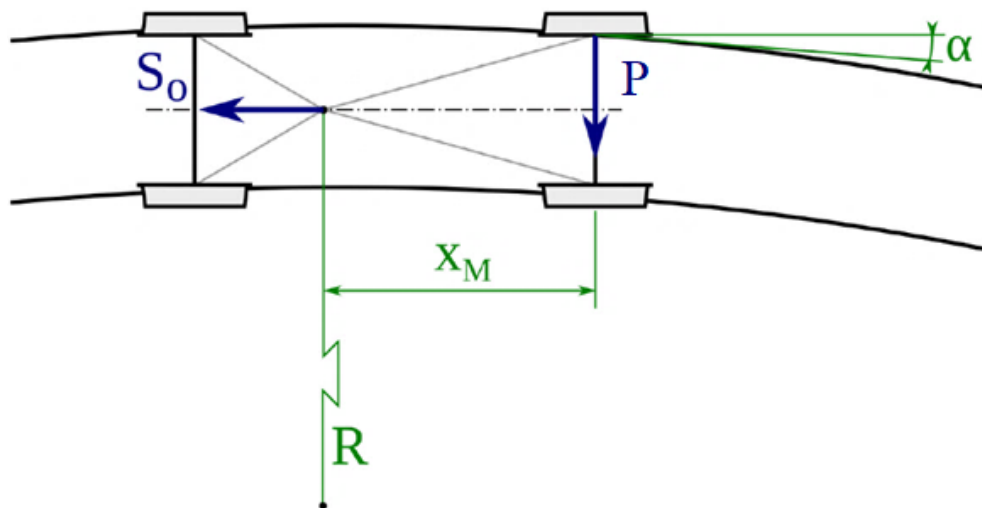
Pro stanovení opotřebení kola nebo kolejnic je třeba se zabývat kontaktem mezi kolem a kolejnicí. Z fyzikálního hlediska je pro úbytek materiálu nebo poškození kola nutné absorbovat určitou energii. Tato energie odpovídá ztrátě energie v kontaktu kola a kolejnice vlivem působení skluzových sil.

Pro různé koncepce vozidel bude zmařená energie rozdílná. Záleží na jízdních obrysech kol, profilech kolejnic, trasování tratě, typu vypružení, hmotnosti vozidla atd. Parametry lze optimalizovat takovým způsobem, aby skluzové síly byly co nejmenší.

Zda projede dvojkolí obloukem o daném poloměru bez skluzů, je definováno pomocí funkce delta-r (viz kap. 3.3.2). Pokud mají dvojkolí vozidla dostatečný rozdíl valivých poloměrů, může vozidlo projet obloukem bez skluzů. Při nedostatečném rozdílu valivých poloměrů vznikají v kontaktu kola a kolejnice podélné skluzové síly, které představují jízdní odpor působící proti směru jízdy vozidla.

Výpočet velikosti skluzových sil se zabývá Heumannova metoda, která stanovuje tzv. faktor opotřebení na základě řídicí síly P . Výpočet faktoru opotřebení lze stanovit pomocí rovnice (55), která vychází z obr. 59. Úhel náběhu α , je blíže popsán v kap. 3.2.1. [18]

$$S_o = P \cdot \frac{x_M}{R} = P \cdot \alpha \quad (55)$$



Obr. 59 – Určení skluzové síly z jízdy obloukem [18]; upraveno autorem

Vysvětlivky: S_o – síla představující jízdní odpor působící proti směru jízdy, x_M – vzdálenost středu otáčení od první nápravy, P – řídicí síla

Tzv. faktor opotřebení je definován právě součinem $P \cdot \alpha$. Opotřebení je tedy úměrné řídicí síle a úhlu náběhu. Tento princip hodnocení míry opotřebení jízdy dvojkolí obloukem předpokládá řadu zjednodušení (např. pevné vedení dvojkolí, válcový jízdní obrys atd.).

Nelze tedy tímto způsobem opotřebením hodnotit kvantitativně, ale lze jej porovnat s jinými koncepcemi. [18]

Norma EN 14363, příloha K se zabývá hodnocením parametru poškození povrchu kolejnice, tzv. RSD (*rail surface damage*). Nejvíce používaný parametr pro hodnocení opotřebením je T_y , někdy též jako číslo opotřebením (angl. *wear number*), který je součinem skluzových sil a relativních skluzů v kontaktu kolo–kolejnice. Číslo opotřebením lze zjistit pouze simulací jízdy vozidla (dnes se neměří). Často se vyjadřuje v jednotkách [Nm/m], příp. [J/m]. Bližší popis a validace modelu ve vztahu k opotřebením pro rozchod 1 435 mm je uveden v literatuře [15].

5.5.1 Definice „Wear Number“ v Simpacku

Simpack verze 2017 má již předdefinovaný výstup čísla opotřebením, tzv. *Wear Number* (popis byl převzat z dokumentace programu [19]). Toho lze využít pro jednodušší stanovením poškození kola. Dle dokumentace programu Simpack je *Wear Number* (program Simpack používá jednotky [N] – jsou proto všechny vyhodnocení uvedeny v těchto jednotkách; dále jako *WN*) definováno jako:

$$WN = |T_x v_x| + |T_y v_y| + |M_z \varphi_z|, \quad (56)$$

kde M_z je spinový moment a φ_z je spinový skluz. Většina řešičů však nepočítá se spinovým skluzem okolo svislé osy z . *WN* je tedy definováno pouze jako součin skluzových sil T_x a T_y v jednotlivých směrech vynásobené relativními skluzy v_x a v_y v daných směrech.

$$WN = |T_x v_x| + |T_y v_y| \quad (57)$$

Skluzy jsou definovány jako poměr skluzové rychlosti vůči referenční rychlosti. Nastavením referenční rychlosti existují tři typy:

- *Translational velocity of carrier Body along track* – dopředná rychlost vozidla převzata z *Body's Joint*. Nelze simulovat prokluz dvojkolí.
- *Circumferential velocity of wheel Body at local contact radius* – obvodová rychlost kola převzatá z rotace vybraného kola. Nelze simulovat smyk dvojkolí.
- *Mean value* – střední hodnota výše uvedených rychlostí. Doporučená metoda.

Ve výpočtech byl nastaven třetí typ výpočtu referenční rychlosti. Součinitel tření byl nastaven konstantní na hodnotu 0,3.

Jak vyplývá z definice, tímto způsobem nelze přímo stanovit úbytek materiálu kvantitativně. Jedná se o kvalitativní zobrazení, při kterém se dá především porovnat intenzita opotřebením.

5.5.2 Teorie o úbytku materiálu v kontaktu kolo–kolejnice v Simpacku

Program Simpack umožňuje počítat přímo úbytek materiálu na kole nebo kolejnici. K tomu slouží tzv. *Result element* typu 84: *Wheel Profile Wear* pro kola nebo 85: *Rail Profile Wear Sum* pro kolejnice. Popis těchto elementů včetně teorií opotřebení byl proveden na základě dokumentace programu Simpack [19].

Wheel Profile Wear

Jedná se o *Result Element*, který umožňuje vypočtení adhezního úbytku materiálu jednoho kola. Výsledkem je přímo úbytek materiálu na jízdním obrysu, původní jízdní obrys, ale i opotřebený jízdní obrys. *Wear profile z worn* neboli opotřebený jízdní obrys lze rovnou použít jako vstupní jízdní obrys do další simulace. Je tím získáno nového opotřebení z již opotřebeného jízdního obrysu, což má za následek získání reálnějších výsledků úbytku materiálu.

Opakování výpočtu lze nahradit tzv. *faktorem vzdálenosti*, který vypočtený úbytek materiálu vynásobí definovanou hodnotou, aby bylo dosaženo významné změny profilu. Lze tím zkrátit počet opakování, avšak reálnost výsledků je především ovlivněna počtem opakování simulací.

Rail Profile Wear Sum

Umožňuje vytvořit součet opotřebení u předem definovaných kol. V jednom elementu musí být všechna levá nebo pravá kola se stejným nastavením. Výsledek pak bude udávat úbytek materiálu na levé nebo pravé kolejnici (profil kolejnice musí být konstantní). Funkce a princip je obdobný jako u elementu *Wheel Profile Wear*.

Tento element dále umožňuje výpočet vícenásobné simulace, tzn. že jsou sčítána opotřebení z jednotlivých simulací. To má za následek přesnější a reálnější profil opotřebení než jen jedna simulace. Tento výpočet je časově daleko náročnější.

Princip opotřebení

Nastavení a volba teorie výpočtu opotřebení probíhá přímo v elementu *Wheel Profile Wear*. Lze vycházet ze dvou teorií – *Kraus/Poll* nebo *Archard*. Obě teorie se zabývají objemovým úbytkem materiálu s procesy, které působí v kontaktu kolo–kolejnice na základě skluzových pohybů. Oba principy výpočtu opotřebení aplikují 50 % opotřebení na kolo a zbývajících 50 % na kolejnici.

Obě metody pro výpočet používají tzv. koeficienty opotřebení, které jsou v určitých mezích konstantní. Existují však situace, kdy se používají velmi odlišné koeficienty opotřebení. Základní stavy opotřebení pro stanovení koeficientů:

- *Mírné opotřebení* – produktem opotřebení je hnědý prášek, který lze nalézt u tratě.
- *Silné opotřebení* – způsobuje odlupování malých kovových vloček ze základního materiálu.

- *Zablokování, „zadření“* – zcela zničí povrch materiálu.

K přechodům mezi těmito stavy dochází náhle, a to zásadně při změně určitých podmínek např. při změně relativní rychlosti nebo kontaktního tlaku nad/pod určitou hodnotu. Při změně tohoto stavu dojde i ke změně koeficientu opotřebení (viz popis jednotlivých metod uvedený níže).

Analýza pomocí metody Krause/Polla

Tato analýza vztahuje opotřebení materiálu k energii vzniklé třením v kontaktu kolo-kolejnice. Základní rovnice je definována (58).

$$V_K = \begin{cases} C_m \cdot W_f & \text{pro } \frac{P_f}{A} \leq 4 \text{ W/mm}^2 \\ C_s \cdot W_f & \end{cases} \quad (58)$$

Kde:

- V_K – objem opotřebovaného materiálu;
- C_m , resp. C_s – koeficient mírného, resp. silného opotřebení;
- W_f – energie vzniklá třením;
- P_f – třecí výkon;
- A – velikost dotykové plochy.

Třecí výkon je získán vynásobením WN a referenční rychlosti v_{ref} (viz kap. 5.5.1).

$$P_f = WN \cdot v_{ref} \quad (59)$$

Hranice mezi mírným a silným opotřebováním byla experimentálně nalezena. Typické hodnoty pro ocel jsou $C_m = 2,5 \cdot 10^{-10} \text{ m}^3/\text{J}$ a $C_s = 2,5 \cdot 10^{-9} \text{ m}^3/\text{J}$. [19]

Analýza pomocí Archardovy metody

Metoda vztahuje objem opotřebení ke kontaktní normálové síle a skluzové vzdálenosti. Princip je podobný jako u *Krause/Polla*, nikoli však totožný. Hlavní rovnice je z dokumentace programu Simpack [19].

$$V_A = \frac{N \cdot \Delta s}{H} \cdot \begin{cases} k_1 & \text{když } p > fH \\ k_2 & \text{když } p \leq fH \text{ a } v_s \leq v_1 \\ k_3 & \text{když } p \leq fH \text{ a } v_1 < v_s \leq v_2 \\ k_4 & \text{když } p \leq fH \text{ a } v_2 \leq v_s \end{cases} \quad \begin{array}{l} \text{Zablokování} \\ \text{Mírné 1} \\ \text{Silné} \\ \text{Mírné 2} \end{array} \quad (60)$$

Kde:

- V_A – objem opotřebovaného materiálu;
- N – kontaktní normálová síla;
- Δs – skluzová vzdálenost;
- H – tvrdost měkčího ze dvou materiálů;

- $k_{1...4}$ – koeficienty opotřebení pro jednotlivé stupně opotřebení;
- p – kontaktní tlak;
- f – zlomek tvrdosti H , nad kterým dojde k zablokování;
- v_s – relativní rychlost;
- v_1, v_2 – hraniční skluzové rychlosti, při kterých dochází ke změně režimu (koeficientu opotřebení). [19]

6 Výsledky simulačních výpočtů

Všechny simulace byly provedeny se vzorkovací frekvencí 100 Hz. Výsledná data byla zobrazována v programu *Simpack post*, který je k tomu určen. V programu je možné výsledná data zobrazovat graficky, numericky, data filtrovat atd. V záložce *Result* jsou uvedeny výsledky kontaktu mezi kolem a kolejnicí pro jednotlivá kola nebo dvojkolí.

Žádná data nebyla filtrována (mimo simulování BPV) z důvodů možné ztráty informace (obzvláště v kap. 6.3, kde ke každému *WN* byla přiřazena určitá hodnota, která by se mohla po aplikaci filtru změnit).

Výsledky simulací byly zaměřeny především na kontakt kolo–kolejnice, ze kterých byla vyčítána data pro stanovení BPV a opotřebení. Pro hodnocení opotřebení byly použity celkem tři metody – součet *WN*, rozložení *WN* po jízdním obryse a využití modulu *Wheel Profile Wear* v programu *Simpack*. Každá z těchto metod umožňuje jiný „pohled“ na opotřebení kola. Díky více variantám hodnocení je možné přesněji definovat a hodnotit míru opotřebení kol.

6.1 Ověření BPV řídicího vozu poměrem Y/Q

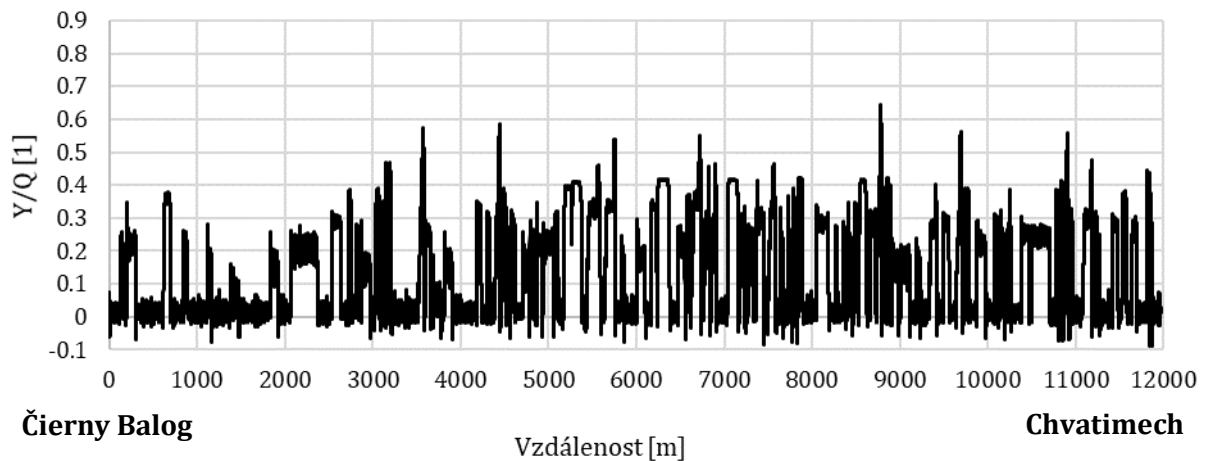
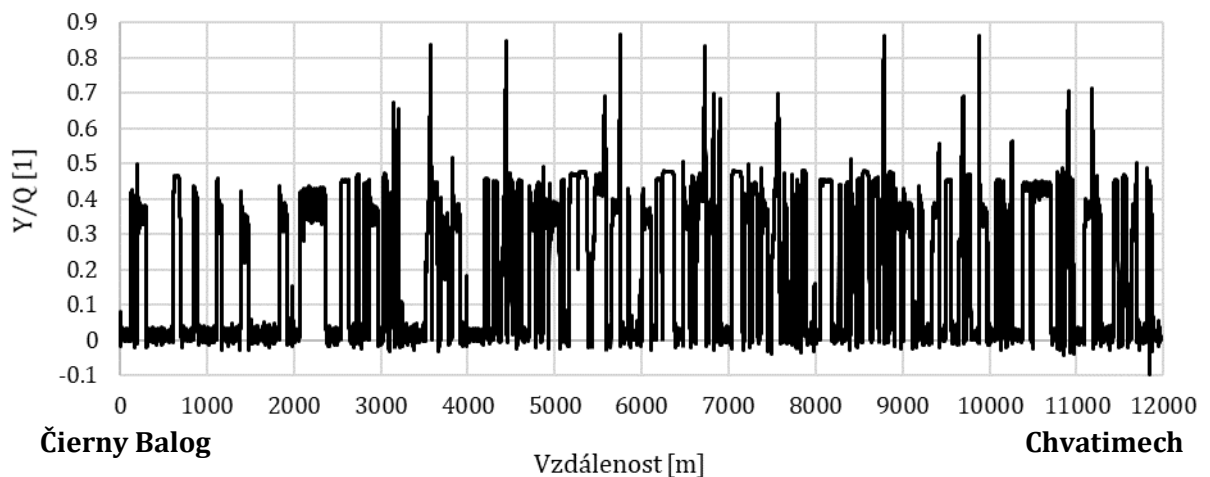
Bezpečnost proti vykolejení lze hodnotit též dle poměru vodicí a svislé kolové síly (během jízdních zkoušek, resp. při jízdě vozidla). Limitní hodnotu poměru Y/Q lze vypočítat pomocí tzv. Nadalova kritéria, které je uvedeno vzorcem (61):

$$\left(\frac{Y}{Q}\right)_{lim} = \frac{\tan \beta_{max} - \mu}{1 + \mu \cdot \tan \beta_{max}}, \quad (61)$$

kde μ je součinitel tření. V normě EN 14363 je uvedeno, že by mělo být počítáno se součinitelem tření $\mu = 0,36$. To plyne ze statistického šetření, při kterém bylo zjištěno, že kritická hodnota poměru vodicí a svislé síly odpovídá 1,2. To je shodné s Nadalovým kritériem, při použití úhlu okolku 70° a součinitele tření 0,36. V normě je tento vzorec uveden za účelem přepočtu limitní hodnoty pro jiné úhly okolku. Pro účely vyšetření bezpečnosti vykolejení při šplhání okolku na hlavu kolejnice byl tento vzorec použit při stanovení limitní hodnoty, které může poměr maximálně nabývat. Při simulačních výpočtech byl uvažován součinitel tření 0,36. Výsledky stanovené Nadalovým kritériem včetně uvedení maximálních hodnot z obr. 60 a obr. 61 jsou uvedeny v tab. 18.

Tab. 18 – Limitní hodnoty pro BPV

Parametr	„Švýcarský“ j. o.	„Slovenský“ j. o.
Max. úhel okolku	75°	61°
Max. hodnota Y/Q získaná ze simulace	0,65	0,87
Limitní hodnota Y/Q	1,44	0,88

Obr. 60 – Poměr Y/Q na trati pravého nabíhajícího kola řídicího vozu se „švýcarským“ jízdním obrysemObr. 61 – Poměr Y/Q na trati pravého nabíhajícího kola řídicího vozu se „slovenským“ jízdním obrysem

Na oba záznamy byl výjimečně aplikován dolnoproustný filtr typu Butterworth s frekvencí 10 Hz z důvodů, že při tak krátkém čase nehrozí vyšplhání okolku na hlavu kolejnice (tento filtr neměl zásadní vliv na dosahované hodnoty; zde bylo inspirováno literaturou [15]). Z obr. 60 je patrné, že žádná z hodnot „švýcarského“ jízdního obrysu nepřesahuje a ani se nepřibližuje limitní hodnotě. Za daných podmínek u „švýcarského“ jízdního obrysu tedy k vyšplhání okolku na hlavu kolejnice nedojde. U obr. 61 se v některých místech hodnota blíží limitní hodnotě 0,88, avšak v žádném místě nedojde k jejímu překročení. V tomto případě to je způsobeno použitím „slovenského“ jízdního obrysu na elektrické jednotky.

Lze tedy konstatovat, že použití „švýcarského“ jízdního obrysu na elektrických jednotkách se z hlediska BPV jeví jako bezpečnější, protože dosahované hodnoty Y/Q při použití jízdního obrysu se sklonem okolku 61° se v některých místech přibližují limitní hodnotě.

6.2 Porovnání součtů *WN* jednotlivých simulovaných variant

Stanovení čísla opotřebení bylo provedeno pro různé kombinace simulačních scénářů. Byly provedeny simulace pro všechny kombinace motorového vozu a řídicího vozu, „švýcarský“ jízdní obrys a „slovenský“ jízdní obrys, s nerovnostmi a bez nerovností na tratích z Čierneho Balogu do Chvatimechu a do Dobroče. Bylo tedy provedeno celkem 16 simulačních výpočtů.

V každém úseku byly sečteny všechny hodnoty *WN* pro jednotlivá kola. Suma *WN* vyjadřuje celkové poškozující účinky na dané kolo; jedná se o číslo, u kterého lze předpokládat, že vyjadřuje míru opotřebení kola. Tato metoda vyhodnocení je ze všech třech metod hodnocení nejméně přesná, protože nebere v potaz místo působení na jízdním obrysu. Jak již bylo zmíněno v kap. 5.5.1, jedná se pouze o kvalitativní vyhodnocení. Touto metodou nelze stanovit úbytek materiálu.

Výsledky těchto součtů pro jednotlivá kola a varianty simulačních výpočtů jsou uvedeny v tab. 19 pro simulace bez nerovností a v tab. 20 simulace s nerovnostmi. Barevné škály daných tabulek jsou použity vždy pro konkrétní trať (nelze tedy barevné škály porovnávat mezi jednotlivými tratěmi). Pro lepší přehled výsledných dat je zde uveden jeden graf pro variantu jízdy motorového vozu do Chvatimechu na obr. 62.

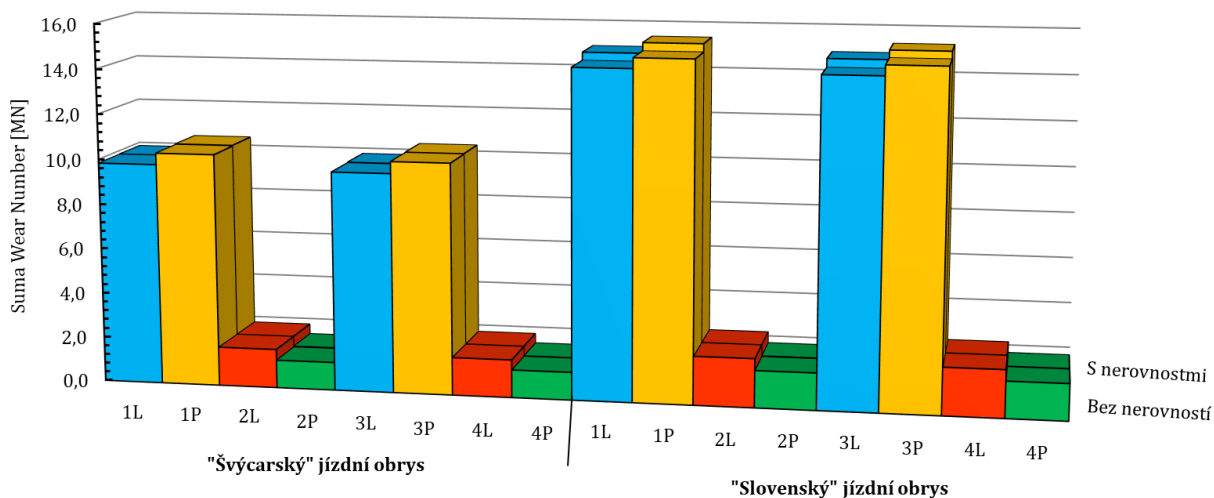
Tab. 19 – Výsledky získané součtem *WN* pro simulace bez nerovností

Dobroč ← Č. Balog Chvatimech ← Č. Balog pravá 1 2 3 4 levá		simulace bez nerovností [MN]							
		Čierny Balog – Chvatimech				Čierny Balog – Dobroč			
		"švýcarský"		"slovenský"		"švýcarský"		"slovenský"	
		levé kolo	pravé kolo	levé kolo	pravé kolo	levé kolo	pravé kolo	levé kolo	pravé kolo
motorový vůz	1. dvojkolí	9,828	10,337	14,495	14,955	2,111	2,240	3,609	3,634
	2. dvojkolí	1,724	1,240	2,160	1,641	0,313	0,265	0,411	0,372
	3. dvojkolí	9,717	10,245	14,403	14,863	2,078	2,211	3,559	3,611
	4. dvojkolí	1,677	1,232	2,113	1,622	0,308	0,256	0,404	0,366
řídicí vůz	1. dvojkolí	5,263	5,525	7,451	7,914	1,210	1,280	1,951	1,972
	2. dvojkolí	0,990	0,721	1,256	0,972	0,201	0,164	0,244	0,223
	3. dvojkolí	7,030	7,378	9,999	10,561	1,599	1,689	2,587	2,623
	4. dvojkolí	1,244	0,928	1,583	1,228	0,247	0,218	0,309	0,286

INTERAKCE VOZIDLO-KOLEJ V PODMÍNKÁCH ČHEŽ

Tab. 20 – Výsledky získané součtem *WN* pro simulace s nerovnostmi

Dobroč ← Č. Balog Chvatimech ← Č. Balog pravá 1 2 3 4 levá		simulace s nerovnostmi [MN]							
		Čierny Balog - Chvatimech				Čierny Balog - Dobroč			
		"švýcarský"		"slovenský"		"švýcarský"		"slovenský"	
		levé kolo	pravé kolo	levé kolo	pravé kolo	levé kolo	pravé kolo	levé kolo	pravé kolo
motorový vůz	1. dvojkolí	9,842	10,370	14,855	15,320	2,234	2,364	3,603	3,646
	2. dvojkolí	1,731	1,281	2,172	1,679	0,339	0,299	0,410	0,378
	3. dvojkolí	9,747	10,266	14,788	15,198	2,203	2,330	3,561	3,616
	4. dvojkolí	1,690	1,258	2,130	1,649	0,338	0,283	0,407	0,369
řídící vůz	1. dvojkolí	5,275	5,556	7,967	8,265	1,221	1,299	1,948	1,982
	2. dvojkolí	0,991	0,740	1,259	0,998	0,202	0,174	0,244	0,230
	3. dvojkolí	7,085	7,435	10,714	11,000	1,615	1,706	2,589	2,626
	4. dvojkolí	1,257	0,939	1,598	1,253	0,253	0,221	0,310	0,288



Obr. 62 – Výsledky získané součtem čísla opotřebení *WN* pro motorový vůz na trati z Čierneho Balogu do Chvatimechu

6.2.1 Vliv nerovností na míru opotřebení jízdního obrysu

Ze získaných výsledků je patrné, že vliv simulovaných nerovností na míru opotřebení kola nemá zásadní vliv, hodnoty jsou většinou podobné. Jedná se však pouze o simulaci jedné jízdy na krátkém úseku, což je zanedbatelné s celou životností kola.

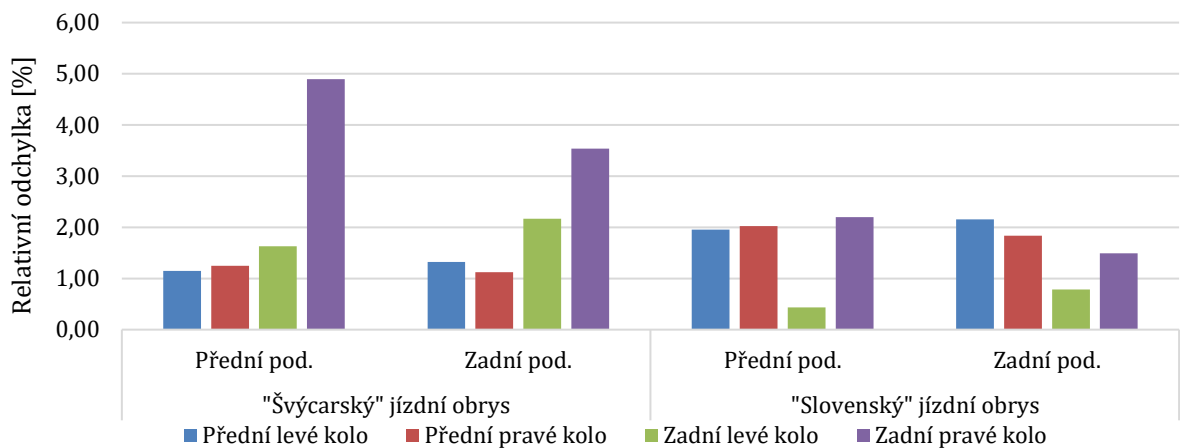
Pro přesnější analýzu byl proveden součet *WN* čísel na jednotlivých tratích. Sečtena byla vždy kola na stejné pozici vzhledem ke směrovosti tratě čili např. pravé kolo prvního dvojkolí při jízdě do Chvatimechu bylo přičteno k pravému kolu prvního dvojkolí při jízdě do Dobroče. Důvodem je zachování charakteru kola (tzn. aby nabíhající „zůstalo“

INTERAKCE VOZIDLO-KOLEJ V PODMÍNKÁCH ČEŽ

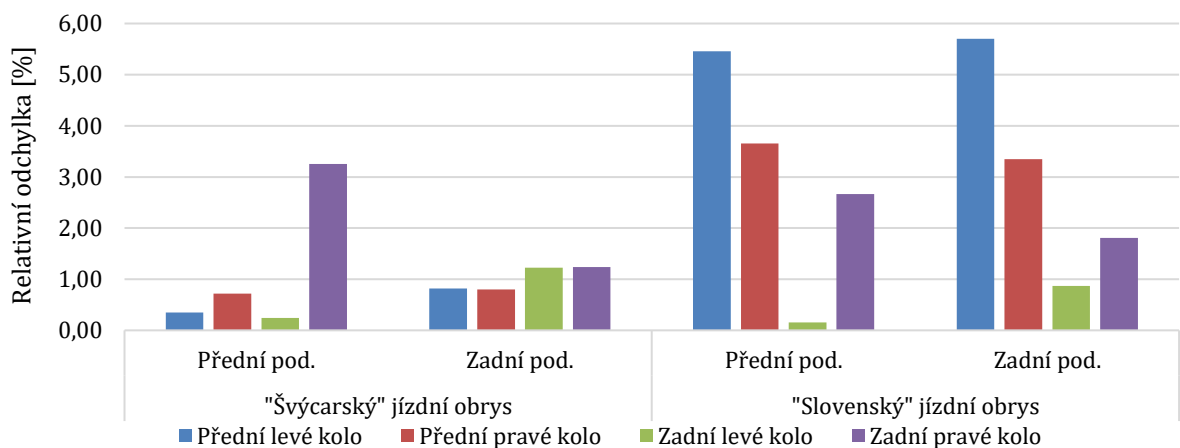
nabíhající). Tím byly dva traťové úseky zredukovány na jeden, přičemž nelze stanovit směr jízdy. Dále byl proveden výpočet relativních odchylek pomocí vzorce (62)

$$\varepsilon_{rel} = \frac{\sum WN_{ner} - \sum WN}{\sum WN} \cdot 100, \quad (62)$$

kde ε_{rel} je relativní odchylka v [%], $\sum WN_{ner}$ je součet všech WN čísel pro danou koncepci na daném kole pro tratě s nerovnostmi a obdobně $\sum WN$ pro tratě bez nerovností. Výsledky jsou zobrazeny na obr. 63 pro motorový vůz a na obr. 64 pro řídicí vůz (přední kola jsou nabíhající a zadní kola jsou běžná).



Obr. 63 – Relativní odchylka vlivu nerovností pro motorový vůz



Obr. 64 – Relativní odchylka vlivu nerovností pro řídicí vůz; zadní podvozek je přitížen dosazením trakčního ústrojí

„Švýcarský“ jízdní obrys elektrických jednotek

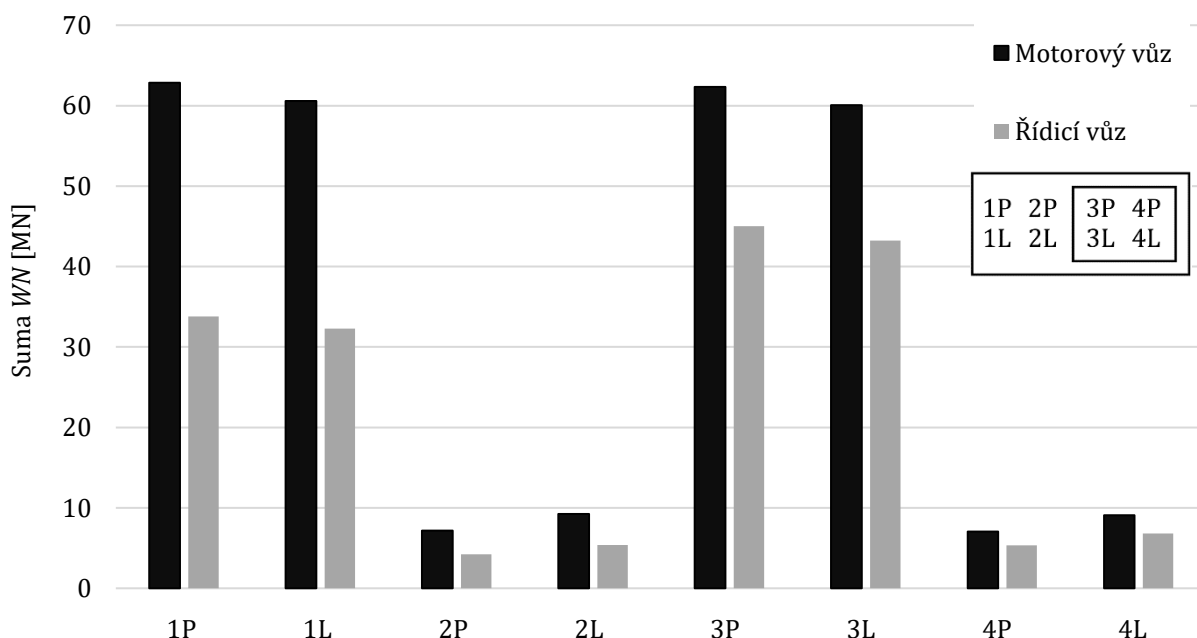
Z výsledků je patrné, že na nerovnosti je nejvíce náchylné zadní pravé kolo. Tento fakt dokazuje zvýšená relativní odchylka zadního dvojkolí motorového vozu, u kterého jsou všechny dvojkolí stejně zatížena. U řídicího vozu, kde je přední podvozek nejvíce odlehčený, je zadní pravé kolo též nejvíce ovlivněno nerovnostmi tratě.

„Slovenský“ jízdní obrys

Zde je největší vliv nerovností na nabíhající dvojkolí jak u předního, tak u zadního podvozku. Je patrné, že větší vliv je u řídicího vozu. Zde stojí za povšimnutí, že velikost nápravového zatížení evidentně není rozhodujícím parametrem, protože přední a zadní podvozek má podobné hodnoty.

6.2.2 Rozdíl součtů WN mezi motorovým vozem a řídicím vozem

Rozdíl mezi vozy je především v hmotnosti a pozici těžiště. Na obr. 65 je uvedeno porovnání mezi motorovým vozem a řídicím vozem. Hodnoty byly získány součtem obou směrů včetně simulací s nerovnostmi a bez nerovností (obdobně jako v analýze vlivu nerovností uvedené v kap. 6.2.1). V tomto případě není důležitý směr jízdy (nelze jej ani stanovit), je však důležité si uvědomit, že třetí a čtvrtá náprava řídicího vozu je přitížena dosazením trakčního ústrojí.

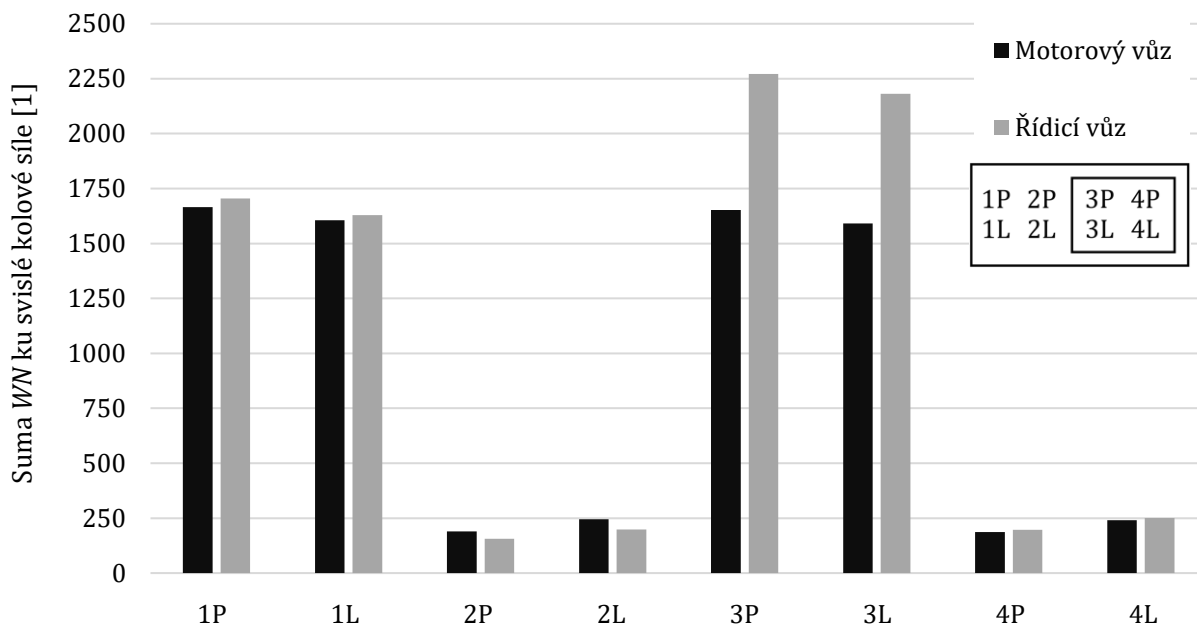


Obr. 65 – Porovnání součtů WN mezi jednotlivými vozy

Suma WN předního a zadního podvozku u motorového vozu je velice podobná. To je způsobeno stejným zatížením obou podvozků. Mezi podvozky není žádný spojovací prvek (tzv. příčná vazba) a skříň s podvozkem je spojena přes axiální ložisko s jedním stupněm volnosti.

Pro lepší analýzu byly součty uvedené na obr. 65 poděleny svíslou kolovou silou připadající na dané kolo. Tím byla získána měrná veličina, která eliminuje vliv hmotnosti. Výsledky jsou zobrazeny na obr. 66.

INTERAKCE VOZIDLO-KOLEJ V PODMÍNKÁCH ČEŽ

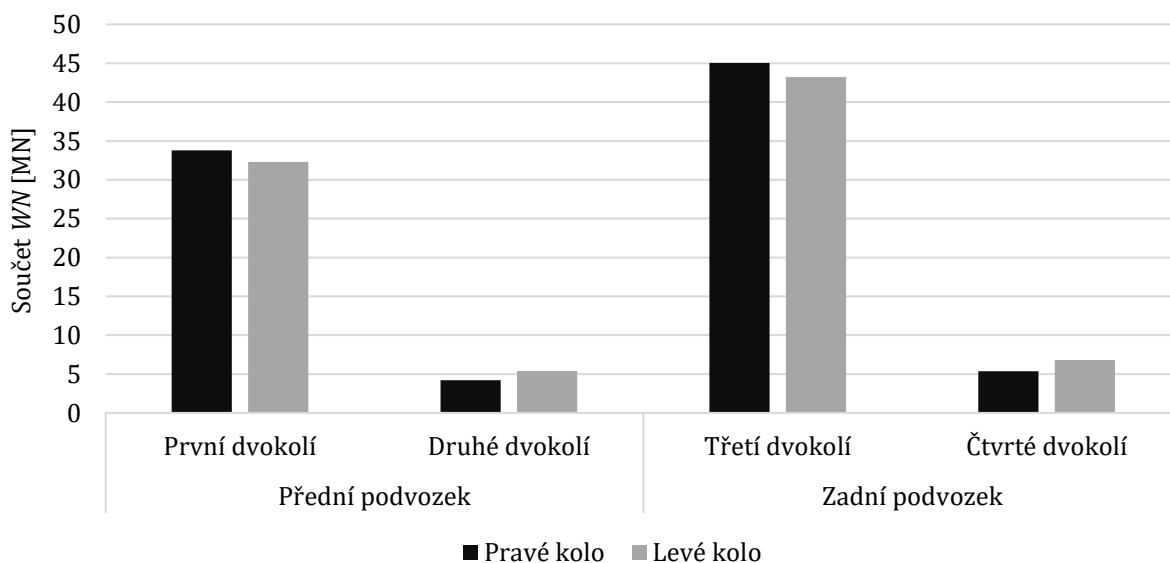


Obr. 66 – Porovnání opotřebení motorového a řídicího vozu s vylimitovanou svislou kolovou silou

Z obr. 66 patrné, že po redukci svislé kolové síly je míra opotřebení prvního, druhého a čtvrtého dvojkolí u obou vozů téměř stejná. U motorového vozu, který má těžiště uprostřed, má třetí dvojkolí podobnou míru opotřebení jako první dvojkolí. U řídicího vozu je patrná větší míra opotřebení třetího dvojkolí, které je k těžišti nejbližší.

6.2.3 Míra opotřebení upraveného řídicího vozu

Pro tuto analýzu byl proveden součet všech dat pro řídicí vůz obdobným principem jako v předchozí kapitole 6.2.2. Výsledná data jsou zobrazena na obr. 67. Nelze tedy určit směr jízdy vozu, avšak pro princip analýzy to není důležité.



Obr. 67 – Opotřebení jednotlivých kol u řídicího vozu; zadní podvozek je přitížen dosazeným ústrojím

U řídicího vozu je dvojkolí předního podvozku méně svisle zatížené než dvojkolí zadního podvozku o **25 %**. Dle obr. 67 dosahuje přední podvozek hodnot WN o **27 %** menších než na podvozku zadním.

Dle výsledků simulací je též patrné, že první dvojkolí má větší číslo opotřebení než čtvrté dvojkolí. Rozdíl WN mezi prvním a druhým dvojkolím (nabíhajícím a běžným) je větší, než mezi prvním a třetím (nepřítíženým a přetíženým). Z toho lze usuzovat, že pozice dvojkolí z hlediska, zda je nabíhající či není, má na míru opotřebení větší vliv než svislé přetížení vlivem dosazení trakčního ústrojí.

6.3 Stanovení WN v závislosti na příčné poloze dotykového bodu

Tato metoda se zaměřuje na vyhodnocení *Wear Number* v závislosti na y_w , což je souřadnice v příčném směru vyjadřující aktuální polohu dotykového bodu na daném kole ve svislé rovině procházející osou dvojkolí. Tato metoda je oproti předchozí přesnější, protože bere v potaz místo působení WN .

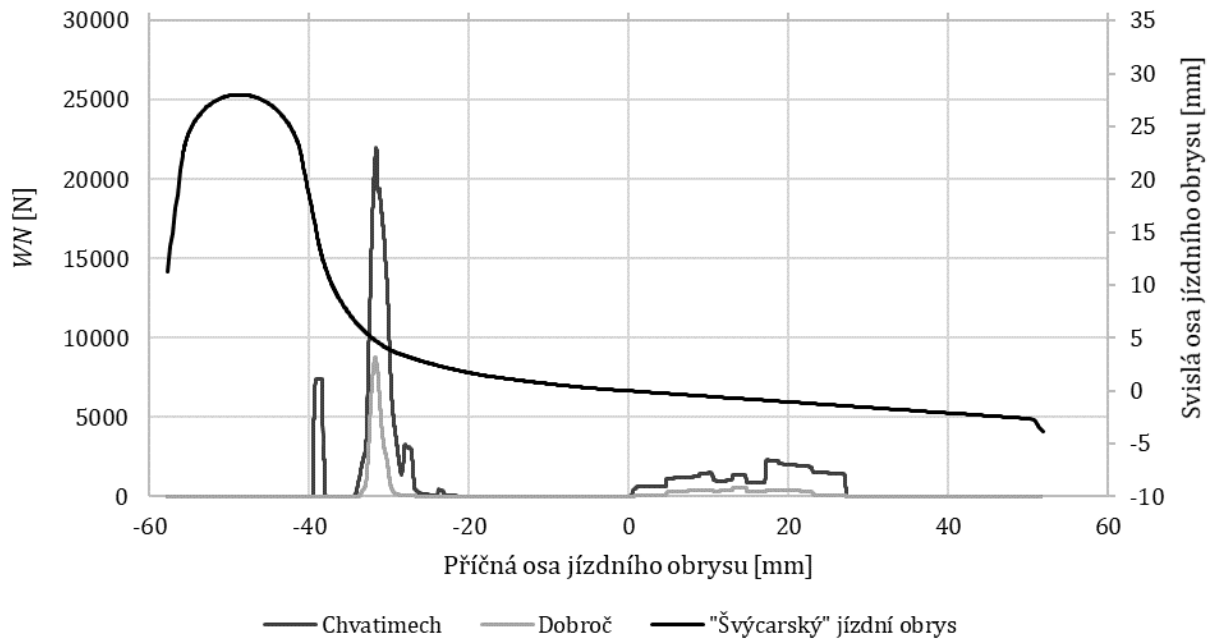
Vzhledem k možnosti existence dvoubodového kontaktu byla vyexportována data WN a y_w pro oba kontakty zvlášť a pro každé kolo zvlášť. Dále byly provedeny součty WN v celé šířce jízdního obrysu s přesností na setinu milimetru. Tzn. že pro každou souřadnici y_w na jízdním obrysu byl stanoven součet WN v celém simulovaném úseku. Na tento výpočet byl sestaven jednoduchý algoritmus v programu Labview, jehož kód je uveden v příloze č. 4.

Existence dvoubodového kontaktu byla zahrnuta do opotřebení na jízdním obrysu. Dotyková plocha mezi kolem a kolejnicí má ve skutečnosti větší plochu než uvažovaná přesnost na setinu milimetru. Byl proto na výsledná data WN aplikován klouzavý průměr s šířkou okna 10 mm na jízdní ploše. V oblasti okolku byla šířka okna 1,2 mm, protože v tomto místě je půdorys dotykové plochy menší.

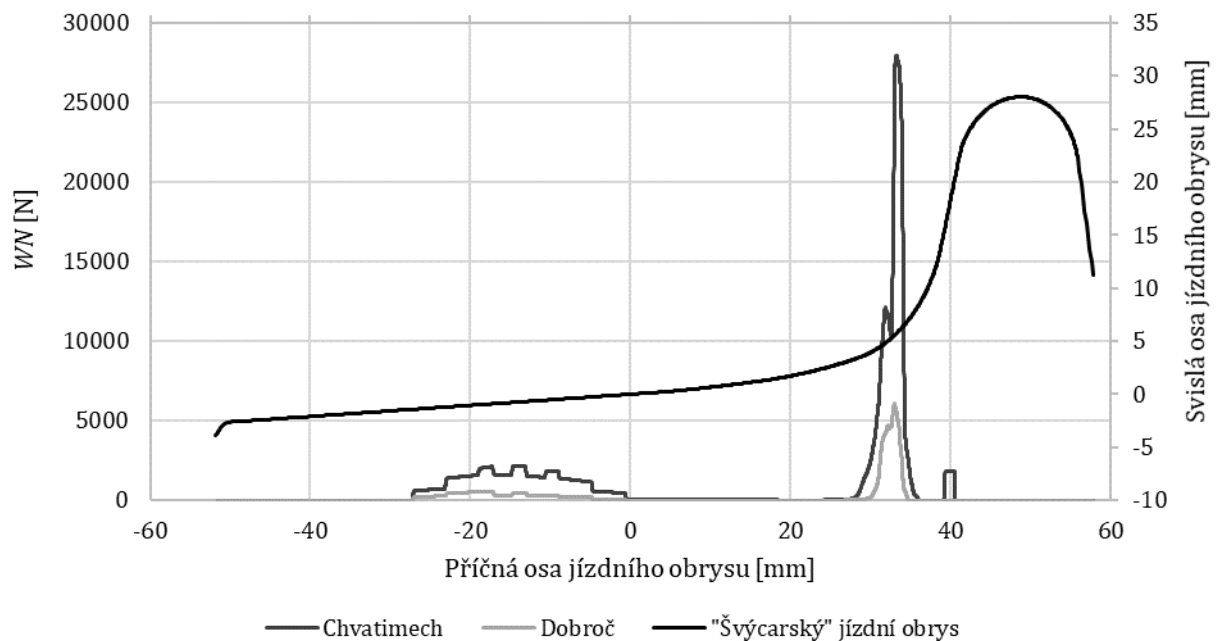
Úplný přehled všech součtů WN s rozložením na jízdním obrysu získaných simulacemi je v příloze č. 5 pro motorový vůz a v příloze č. 6 pro řídicí vůz. Vliv nerovností na opotřebení jízdního obrysu při takto málo simulovaných kilometrů zanedbatelný vliv. Tyto závěry byly zjištěny již v kap. 6.2.1 a jsou potvrzeny i při vykreslení součtů WN na jízdním obrysu. Dále jsou již všechny výsledky uvedeny pouze s nerovnostmi, pokud není uvedeno jinak.

6.3.1 Vliv obloukovitosti tratě

Obloukovitost tratě je důležitá především u vozidel, která často jezdí na stejném úseku bez možnosti otočení. Tento případ se týká právě i vozidel ČHEŽ, která budou jezdit úvrat'ově na stejné trati bez možnosti otočení vozidla. Vyhodnocení bylo provedeno pro „švýcarské“ jízdní obrysy, které jsou na jednotkách použity.



Obr. 68 – Rozložení *WN* po „švýcarském“ jízdním obrysu pro pravé kolo nabíhajícího dvojkolí motorového vozu



Obr. 69 – Rozložení *WN* po „švýcarském“ jízdním obrysu pro levé kolo nabíhajícího dvojkolí motorového vozu

Použití metody rozložení *WN* po jízdním obrysu je vhodné, protože záleží na rozložení čísla opotřebení na jízdním obrysu. Porovnání pravého a levého kola první nápravy motorového vozu při jízdě z Čierneho Balogu do Chvatimechu a z Čierneho Balogu do Dobroče lze při porovnání obr. 68 (pro pravé) a obr. 69 (pro levé).

Při porovnání obr. 68 s obr. 69 je patrné, že jsou maximální dosahované hodnoty *WN* větší u levého kola než u pravého. Z toho tedy vyplývá převaha pravotočivých oblouků (nikoli v četnosti, ale v účincích na opotřebení). Za všimnutí stojí i „výstupek“ nejbliže k okolku,

který je naopak největší u pravého kola. Kontakt do těchto míst se dostane při jízdě obloukem o velice malém poloměru. Lze tedy tvrdit, že převaha oblouků o malém poloměru bude na straně levotočivých oblouků. Toto tvrzení je dokázáno v kap. 6.3.4.

Při jízdě z Čierneho Balogu do Dobroče je maximální hodnota WN u pravého kola čili převládají levotočivé oblouky. Důležité je ale podotknout, že jízda po trati z Čierneho Balogu do Dobroče je jinak orientována – z toho tedy vyplývá, že pojedě-li souprava např. z Dobroče do Chvatimechu, bude mít nejvyšší míru opotřebení kolo na levé straně. V tomto případě nebyl prokázán vliv oblouků o malých poloměrech.

Obloukovitost tratě lze též stanovit z horizontálních parametrů (i když je opotřebení ovlivněno dalšími parametry, jako je např. převýšení). Data jsou uvedena v tab. 21.

Tab. 21 – Obloukovitost tratě stanovená z horizontální roviny

	Čierny Balog - Chvatimech	Čierny Balog - Dobroč
Celková jízda levotočivými oblouky	2 778 m	701 m
Vážený průměr poloměrů levotočivých oblouků	262 m	198 m
Celková jízda pravotočivými oblouky	1 937 m	765 m
Vážený průměr poloměrů pravotočivých oblouků	238 m	227 m

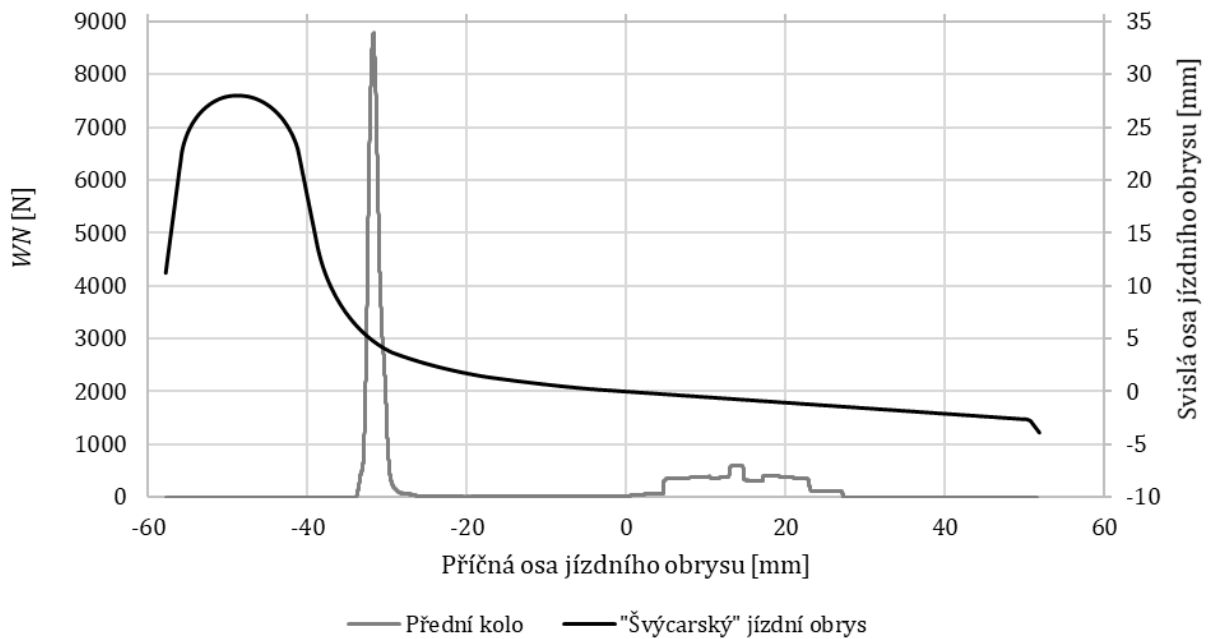
Z literatury [18] vyplývá, že číslo opotřebení roste se zmenšujícím se projížděným poloměrem oblouku. Z váženého průměru poloměrů oblouků přes jejich délku je zřejmé, že do Chvatimechu bude mít větší pravděpodobnost na opotřebení kolo levé (menší výsledný průměr poloměrů oblouků) a do Dobroče to bude kolo pravé (čili při jízdě z Dobroče do Chvatimechu to bude stejné, a to kolo levé).

Při zavedení předpokladu, že stejnou mírou účinku, jakým je poškozeno kolo, bude poškozena i kolejnice, bude mít největší míru poškození kolejnice dál od staniční budovy v Čiernem Balogu (pravá kolejnice při jízdě z Chvatimechu do Dobroče).

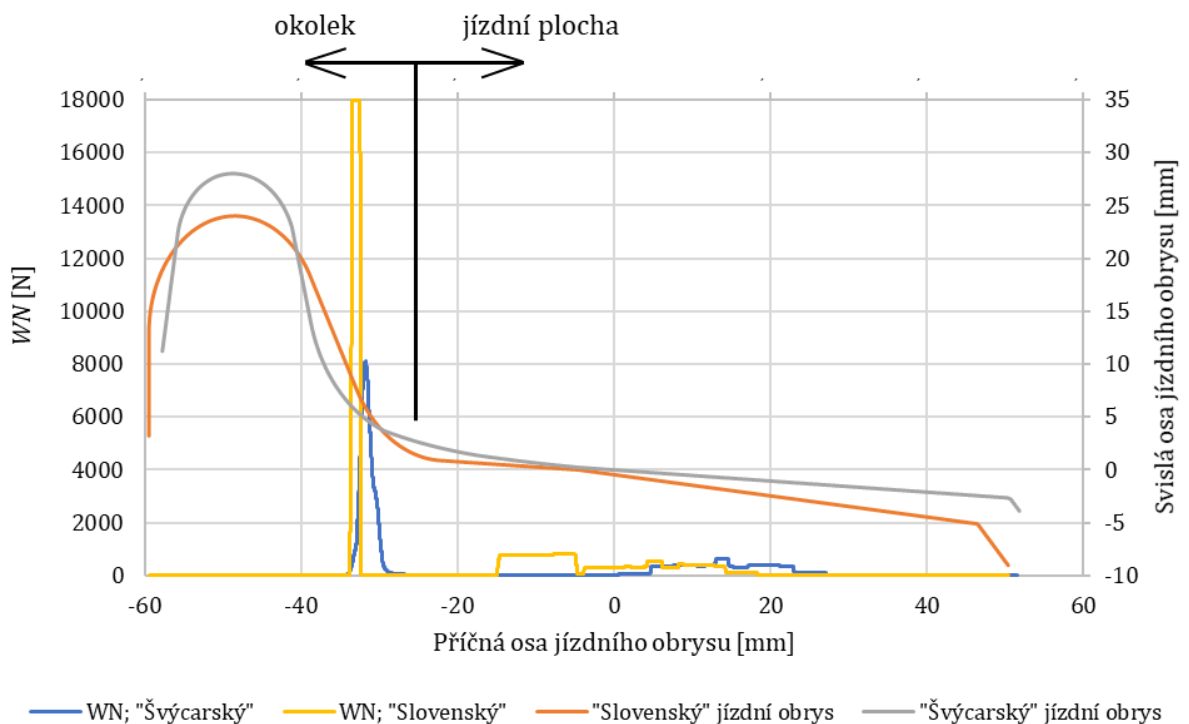
6.3.2 Porovnání „slovenského“ a „švýcarského“ jízdního obrysu

Z obr. 70 je patrné, že kolo se „švýcarským“ jízdním obrysem je nejvíce namáháno na přechodu z jízdní plochy do okolku. Je to evidentní, protože trať je velice obloukovitá (oblouky tvoří přibližně 43 % délky tratě) a navíc se jedná o úzkorozchodné vozidlo jezdící oblouky extrémně malých poloměrů. Pokud vozidlo vjede do oblouku, je dvojkolí vedeno vnějším kolejnicovým pásem někde v oblasti okolku. Při nedostatečném rozdílu valivých poloměrů se bude dvojkolí odvalovat se skluzu, což vede k vyššímu úbytku materiálu kol a kolejnic.

INTERAKCE VOZIDLO-KOLEJ V PODMÍNKÁCH ČEŽ



Obr. 70 – Součet čísla opotřebení na jízdni obrysu; přední pravé kolo motorového vozu; Čierny Balog – Dobroč



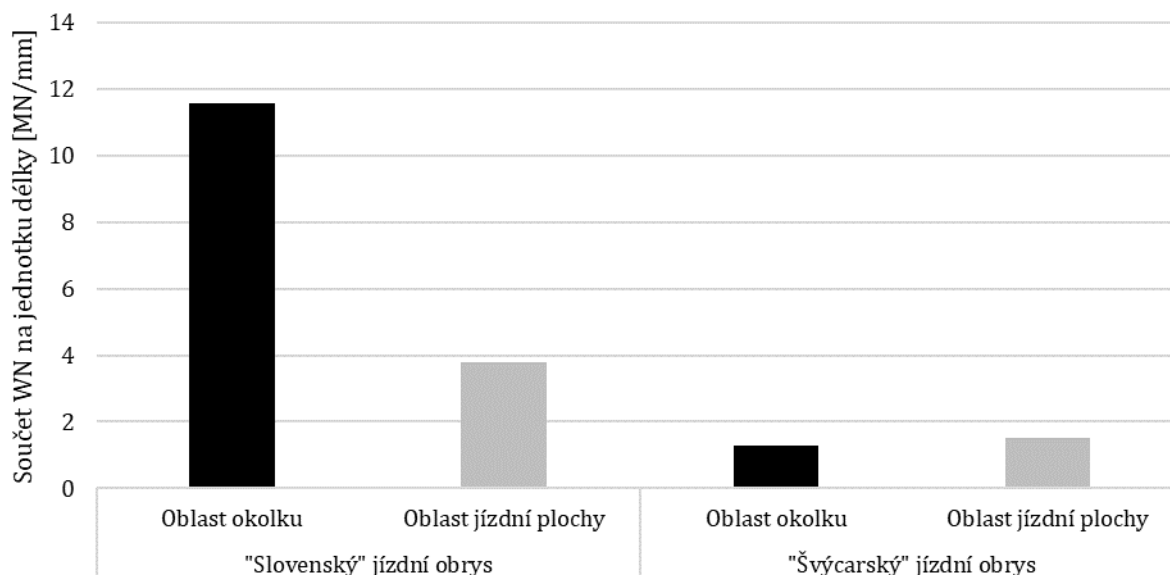
Obr. 71 – Porovnání čísel opotřebení na obou jízdni obrysech; přední pravé kolo motor. vozu; Čierny Balog – Dobroč

Na obr. 71 jsou oba jízdni obrysy zarovnané podle poloviční vzdálenosti rozkolí od střední osy dvojkolí. Vzhledem k největší dosažené míře opotřebení u „slovenského“ jízdni obrysu lze předpokládat největší opotřebení přímo na okolku. To je způsobeno především okolkem, který je v tomto případě širší a má menší úhel. Širší okolek způsobuje i menší delta-r funkci, proto je v této oblasti dosahováno přibližně dvojnásobných hodnot WN než u „švýcarského“ jízdni obrysu. Rozdělení *okolek* a *jízdni plocha* na obr. 71 bylo provedeno pro účely analýzy uvedené v kap. 6.3.3.

6.3.3 Porovnání opotřebení do jízdní plochy a do okolku

Vzhledem k významnému opotřebení v části okolku zůstává otázkou, zda lze zanedbat opotřebení na jízdní ploše. Záleží, jak často a kdy dochází k tak razantnímu nárůstu WN v oblasti okolku (ačkoli u „švýcarského“ jízdního obrysu se jedná o oblast přechodu, bude to řešeno obdobně jako kdyby se jednalo o opotřebení v oblasti okolku).

Prvně byly provedeny součty WN v oblasti jízdní plochy a okolku (pro všechna vozidla a tratě), aby bylo možné tyto dvě oblasti mezi sebou porovnat. Rozdělení bylo provedeno v souladu s obr. 71 pro všechna vyšetřovaná kola. U „slovenského“, resp. „švýcarského“ jízdního obrysu činí součet WN do jízdní plochy přibližně **47 %**, resp. **43 %** z celého součtu WN .



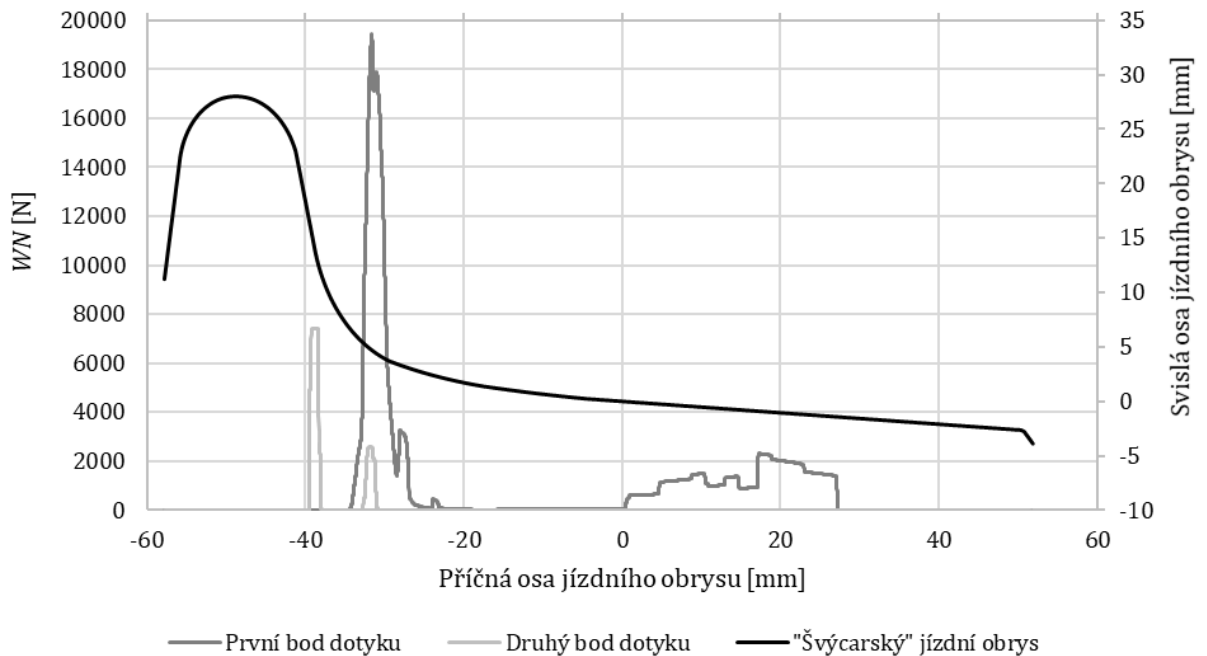
Obr. 72 – Porovnání součtů WN na jednotku délky v oblastech okolku a jízdní plochy jízdních obrysů

Obě oblasti jsou však velikostí odlišné (jízdní plocha je širší než okolek), byly proto hodnoty součtů WN poděleny délkou, na které je číslo opotřebení WN nenulové. Pro eliminaci vlivu klouzavého průměru (avšak se zachováním určité velikosti dotykové plochy) byla délka působení WN na okolku vynásobena 10/1,2 (což vyjadřuje poměr aplikovaného klouzavého průměru, viz začátek kap. 6.3). Výsledky jsou zobrazeny na obr. 72.

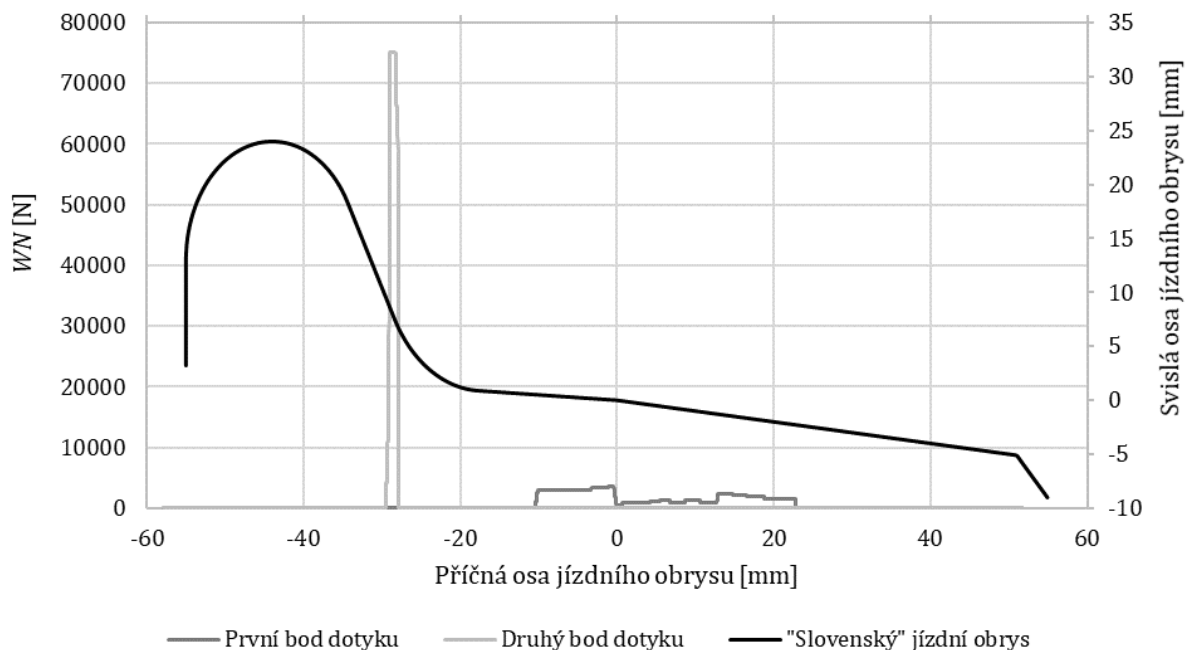
Procentuální podíl pro oblast jízdní plochy z celého součtu potom připadá pro „slovenský“, resp. „švýcarský“ jízdní obrys **25 %**, resp. **54 %**. Z toho lze soudit, že „slovenský“ jízdní obrys má trojnásobně vyšší míru opotřebení okolku. Zatímco u „švýcarského“ jízdního obrysu se to jeví jako poměrně vyvážené.

6.3.4 Analýza dvoubodového kontaktu

Ve většině případů je výskyt dvoubodového kontaktu při dotyku kola s kolejnicí doprovázen třecími silami, které mají za následek větší míru opotřebení. Otázkou tedy zůstává, kdy ke vzniku dvoubodového kontaktu dochází.



Obr. 73 – Porovnání výskytu jednobodového a dvoubodového kontaktu na jízdní ploše „švýcarského“ jízdního obrysu

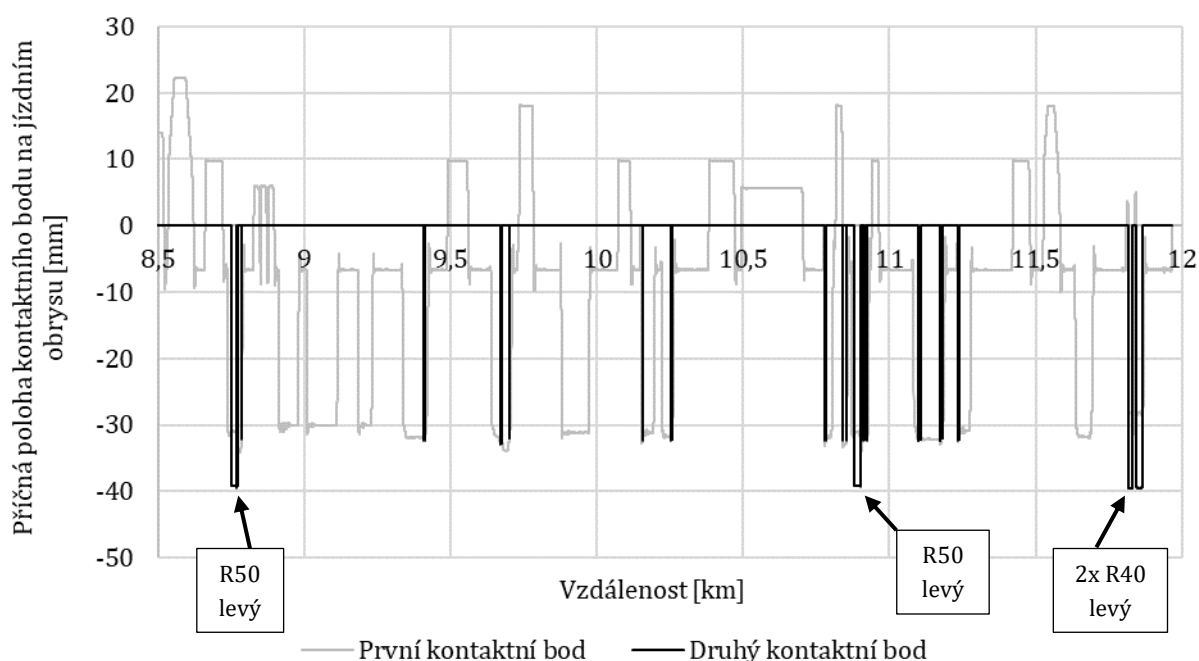


Obr. 74 – Porovnání výskytu jednobodového a dvoubodového kontaktu na jízdní ploše „slovenského“ jízdního obrysu

Porovnání jednobodového a dvoubodového kontaktu je na obr. 73 pro „švýcarský“ jízdní obrys a na obr. 74 pro „slovenský“ jízdní obrys. Jedná se o pravé kolo prvního dvojkolí na

trati Čierny Balog – Chvatimech, protože je zde rozdíl dvoubodového kontaktu patrnější než na trati do Dobroče (lze porovnat s obr. 71). Z toho vyplývá, že u „slovenského“ jízdního obrysu dochází k druhému dotykovému bodu vždy na hraně okolku. U „švýcarského“ jízdního obrysu dochází ke vzniku druhého kontaktního bodu na dvou místech, přičemž významnější je právě místo blíže k okolku – toto místo bylo již zmíněno v kap. 6.3.1 ve vztahu k obloukovitosti tratě.

Kdy dochází ke vzniku dvoubodového kontaktu je možné zjistit z průběhu y_w v závislosti na ujeté dráze. Pro názornost je zde uveden obr. 75, na kterém je vykreslena poloha kontaktních bodů předního pravého kola motorového vozu se „švýcarským“ jízdním obrysem při jízdě do Chvatimechu. Při náhledu na tento graf je však důležité podotknout, že pokud se křivka druhého kontaktního bodu nachází v nule, jedná se pouze o jednobodový kontakt (nikoli o dvoubodový).



Obr. 75 – Pozice kontaktních bodů na nabíhajícím pravém kole motorového vozu při jízdě do Chvatimechu; „švýcarský“ jízdní obrys

Obr. 75 dokazuje, že ke vzniku významného druhého kontaktního bodu nejbližší k okolku dochází skutečně v obloucích extrémně malých poloměrů, což potvrzuje zjištění o vlivu obloukovitosti tratě uvedené v kap. 6.3.1. Ke vzniku méně významného druhého kontaktního bodu dále od okolku dochází pouze v přechodových dějích. Ačkoli je četnost výskytu tohoto kontaktu častější, není jeho vliv tolik významný.

Velikost součtu WN u dvoubodového kontaktu odpovídá přibližně 10 % součtu WN jednobodového kontaktu. Jedná se tedy pouze o málo časté výskyty dvoubodového kontaktu, avšak nelze toto opotřebení zanedbat. Četnosti výskytu jednobodového a dvoubodového kontaktu jsou uvedeny v tab. 22.

Tab. 22 – Porovnání četností výskytu jednobodového a dvoubodového kontaktu obou jízdních obrysů

	procentuální podíl výskytu jednobodového kontaktu		procentuální podíl výskytu dvoubodového kontaktu	
	levé nabíhající kolo	pravé nabíhající kolo	levé nabíhající kolo	pravé nabíhající kolo
„švýcarský“ obrys	98,9 %	96,9 %	1,1 %	3,1 %
„slovenský“ obrys	69,7 %	64,2 %	30,3 %	35,8 %

U „slovenského“ jízdního obrysu dochází k výskytu dvoubodového kontaktu daleko častěji než u „švýcarského“ (to však nic nevyovídá o jejich intenzitě). Nic méně to dokazuje fakt, že „slovenský“ jízdní obrys je více náchylný na průjezd menšími poloměry oblouků.

Při bližší analýze „švýcarského“ jízdního obrysu, kdy byla vyhodnocována poloha druhého kontaktního bodu v závislosti na charakteru tratě (přímá nebo oblouk), bylo zjištěno, že významný druhý kontaktní bod blíže k okolku vznikne při jízdě obloukem o poloměru 50 m a menším (viz obr. 75). Naopak u „slovenského“ jízdního obrysu dochází ke dvoubodovému kontaktu vždy při průjezdu obloukem (největší poloměr je 500 m).

Provedená analýza byla stanovena pouze pro nová neojetá kola. Jejich rozměry čili i charakter opotřebení se budou v průběhu měnit.

6.4 Výpočet opotřebení pomocí Archardovy teorie v Simpacku

Jak již bylo zmíněno v kap. 5.5.2, program Simpack umožňuje stanovit opotřebení pomocí elementu *Wheel Profile Wear*. Tento *Result Element* byl definován do submodelu dvojkolí pro obě kola. Byla zvolena metoda Archardova, která definuje objem opotřebovaného materiálu dle rovnice (60) – viz kap. 5.5.2. Nastavení Archardovy metody vyžaduje níže uvedené veličiny (tučně; nastaveno).

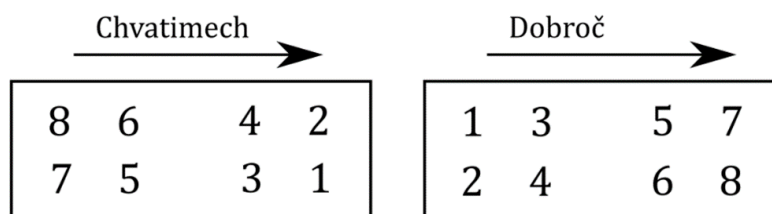
- koeficient mírného opotřebení 1 (**0,0005**)
- koeficient mírného opotřebení 2 (**0,0005**)
- koeficient silného opotřebení (**0,0035**)
- koeficient zablokování (**0,035**)
- tvrdost měkkího z materiálů kontaktu kolo–kolejnice (**3 000 MPa**)
- relativní (skluzová) rychlost limitující přechod z prvního mírného opotřebení do silného (**0,3 m/s**)
- relativní (skluzová) rychlost limitující přechod ze silného opotřebení do druhého mírného (**0,8 m/s**)
- poměr tvrdosti měkkího materiálu a mezního tlaku, při kterém dojde k zablokování kola (**0,8**)
- faktor vzdálenosti (**10**)

Vzhledem k nedostupnosti skutečné skluzové charakteristiky a tvrdosti kola byly použity veličiny doporučené programem Simpack – jsou uvedeny v závorce. Kromě hodnot relativní skluzové rychlosti, které byly zvýšeny oproti doporučeným o 0,1 m/s, z důvodů simulace na úzkorozchodné dráze, kde lze předpokládat větší skluzy, vzhledem k extrémně malým poloměřům oblouků. Tyto hodnoty byly též použity v [20].

Velikost faktoru vzdálenosti byla odhadnuta z porovnávacích simulací. Při menším faktoru nedocházelo k výraznému opotřebení, zatímco při větším faktoru byly výsledky až příliš zkreslené a docházelo k numerickým nestabilitám či dokonce úplné deformaci jízdního obrysu.

Simulace byly provedeny na celé trati z Dobroče do Chvatimechu a zpět po „inverzní“ trati. Vždy po zastavení v koncové stanici byly nahrány opotřebené jízdní obrysy. Vzhledem k tomu, že program Simpack neumožňuje otočení vozu ani jízdu „dozadu“, bylo nutné k tomu vůz přizpůsobit. Vzhledem k symetričnosti motorového vozu stačilo prohodit jízdní obrysy v pořadí, jak je zobrazeno na obr. 76. U řídicího vozu bylo nutné ještě navíc umístit doplněné trakční ústrojí do druhé části vozu, aby bylo zaručeno, že při jízdě zpět do Dobroče bude nabíhající dvojkolí zatíženo těžší stranou.

Simulace byly provedeny pouze pro „švýcarský“ jízdní obrys na tratích s nerovnostmi. Bylo celkem provedeno osm simulací (2x do Chvatimechu a zpět oběma vozidly). Tyto simulace byly zaměřeny na výpočet opotřebení při dlouhodobém opotřebování jízdního obrysu.



Obr. 76 – Prohození jízdních obrysů; nalevo při jízdě do Chvatimechu a napravo do Dobroče

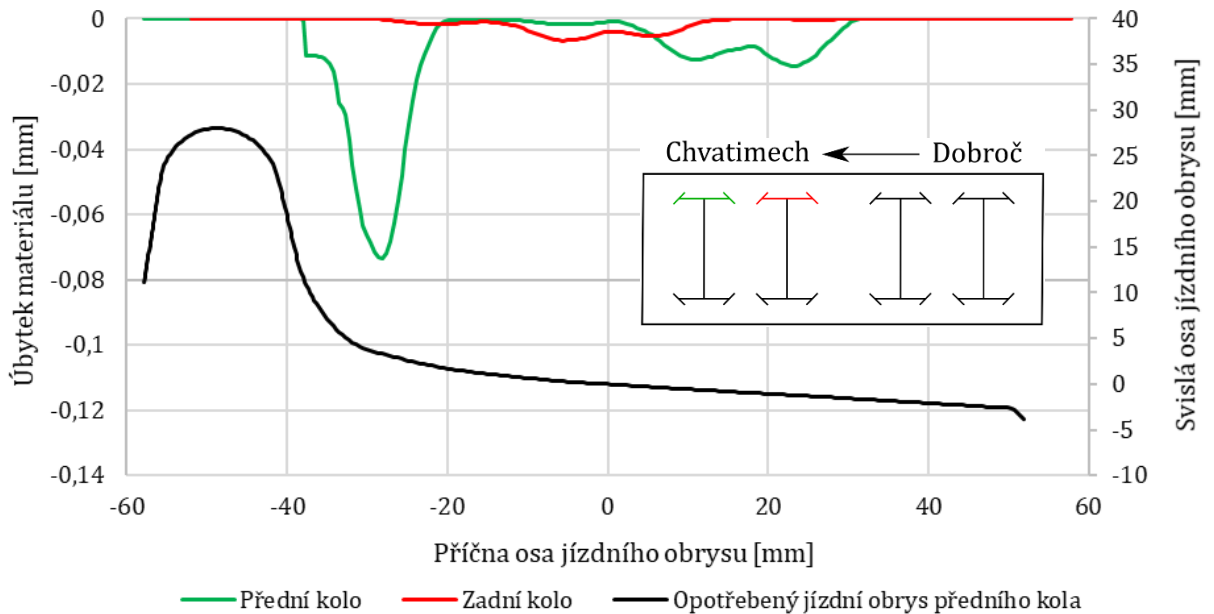
6.4.1 Vyhodnocení opotřebení při jednom simulačním obratu soupravy

Délka tratě v tomto případě činí 15,4 km, což lze pro případy vyhodnocení opotřebení zaokrouhlit na 15 km. Při použití faktoru vzdálenosti 10, odpovídá jedna simulace najetí 150 km, avšak za předpokladu vždy stejného, aktuálně nastaveného, simulačního jízdního obrysu (to vyplývá z principu popsaného v kap. 5.5.2). Při takto nastaveném faktoru dojde k úbytku materiálu, který je nezanedbatelný, ale zároveň nemá zásadní vliv na jízdní vlastnosti vozidla.

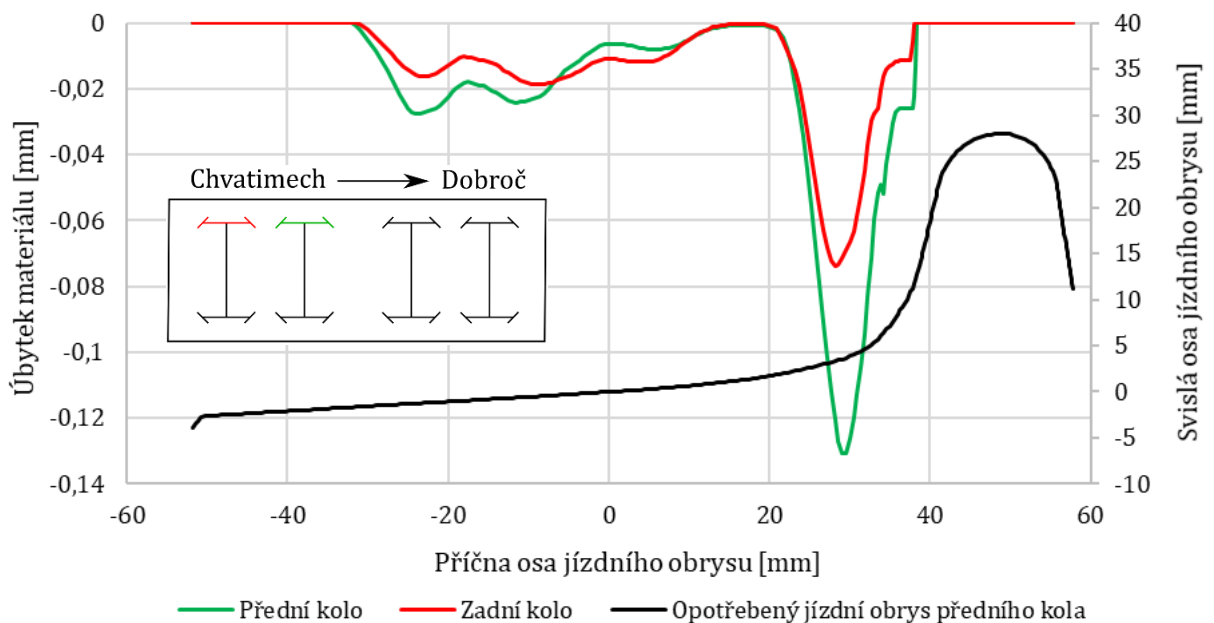
Na výsledná data úbytku materiálu na jízdním obryse získaná ze simulace, byl aplikován klouzavý průměr o velikosti okna 1,5 mm.

Motorový vůz

Porovnání opotřebení předního nabíhajícího pravého kola se zadním pravým kolem téhož podvozku na trati z Dobroče do Chvatimechu (s faktorem vzdálenosti odpovídá 150 km) je zobrazeno na obr. 77. Úbytek materiálu na všech kolech je v příloze č. 7.



Obr. 77 – Úbytek materiálu na pravé straně předního podvozku motorového vozu při najetí 150 km; (v pořadí první simulace Dobroč – Chvatimech)



Obr. 78 – Úbytek materiálu na levé straně zadního podvozku motorového vozu při najetí 300 km; (v pořadí druhá simulace Chvatimech – Dobroč)

Dle obr. 77 je patrný rozdíl v úbytku materiálu pravého nabíhajícího a běžného kola. Kdyby jednotka jezdila pořád jedním směrem, brzy by došlo k značnému opotřebení prvního dvojkolí oproti druhému. Vzhledem k obratu dané soupravy v hlavové stanici se stávají

INTERAKCE VOZIDLO-KOLEJ V PODMÍNKÁCH ČHEŽ

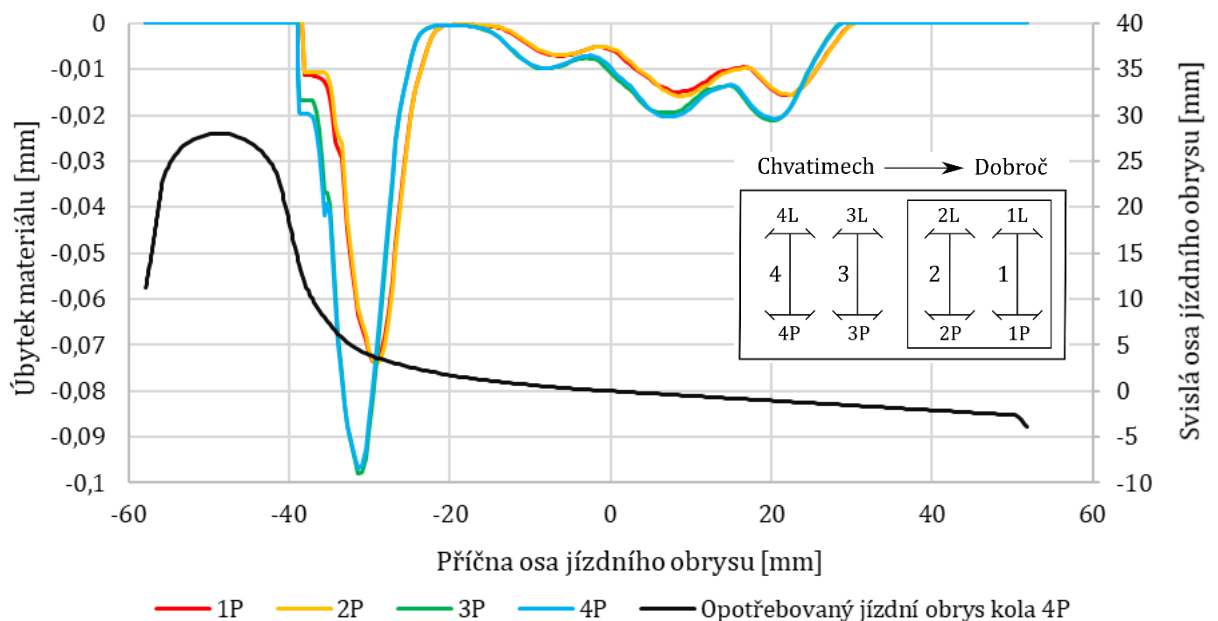
běžná kola nabíhajícími a naopak. To je výhodné, protože jak dokazuje obr. 78, při jízdě zpět se více opotřebí méně opotřebované kolo (pohled na úbytek materiálu stejných kol).

Přední kolo je opotřebováno méně než zadní. V ideálním případě by obě kola musela být opotřebována stejně. To však neplatí, protože do druhé simulace (jízda z Chvatimechu do Čierneho Balogu) vstupují opotřebované jízdní obrysy z první simulace, které mají vliv na charakteristiky kontaktní geometrie, a navíc se zde uplatňuje vliv obloukovitosti tratě. Při porovnání zadního kola z obr. 77 a předního kola z obr. 78 (ve skutečnosti je to stejné kolo) je patrný skoro dvojnásobný nárůst opotřebování v oblasti přechodu jízdní plochy do okolku. Z toho tedy vyplývá, že nabíhající kolo je více citlivé na opotřebovaný jízdní obrys než kolo běžné.

Na obr. 78 je patrný úbytek materiálu vlivem dvoubodového kontaktu v oblasti okolku. Vytváří zde „schod“, který přechází do největšího místa úbytku materiálu.

Řídicí vůz

U řídicího vozu bude především zajímavé si zobrazit rozdíl mezi podvozky. Opotřebování kol na pravé straně řídicího vozu při najetí 300 km je zobrazeno na obr. 79. Úbytek materiálu na všech kolech je v příloze č. 8.



Obr. 79 – Úbytek materiálu kol na pravé straně řídicího vozu při najetí 300 km; (v pořadí druhá simulace Chvatimech – Dobroč)

Z obr. 79 je patrný rozdíl opotřebování kol předního a zadního podvozku. Kvantitativní úbytky materiálu byly stanoveny součtem diskretních hodnot obdélníkovou metodou z ještě neprůměrovaných dat. Výsledky pro všechna kola po najetí 300 km jsou uvedeny v tab. 23, ze které je evidentní menší opotřebování méně zatíženého podvozku v průměru o 27 % oproti více zatíženému, což se shoduje s hodnotou uvedenou v kap. 6.2.3.

Tab. 23 – Úbytek materiálu po ujetí 300 km řídicího vozu; značení v souladu s obr. 79

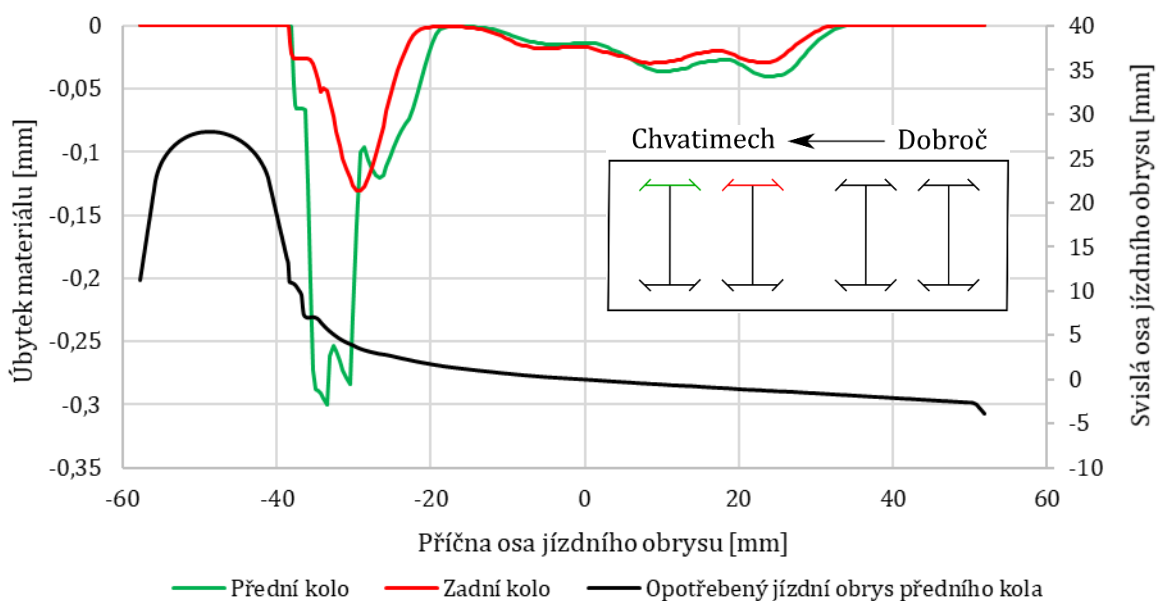
Ujetá vzdálenost	Jednotky	1P	1L	2P	2L	3P	3L	4P	4L
300 km	[mm ²]	0,95	1,05	0,94	1,02	1,28	1,42	1,28	1,43

6.4.2 Vyhodnocení opotřebení při dvou simulačních obrazech soupravy

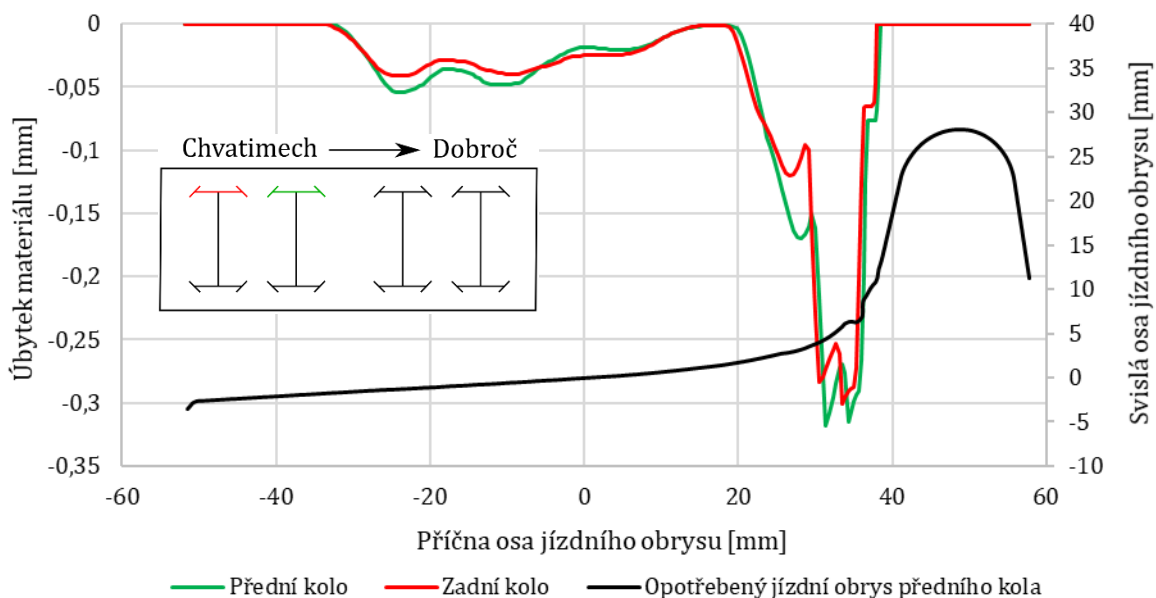
Postup simulace uvedený v kap. 6.4.1 byl zopakován s opotřebenými jízdními obrysy, tedy nájezd celkem 600 km.

Motorový vůz

Nájezd 450 km (cílovou stanicí je Chvatimech) je zobrazena na obr. 80. Nájezd 600 km (cílovou stanicí je Dobroč) je zobrazena na obr. 81.



Obr. 80 – Úbytek materiálu na pravé straně předního podvozku motorového vozu při najetí 450 km

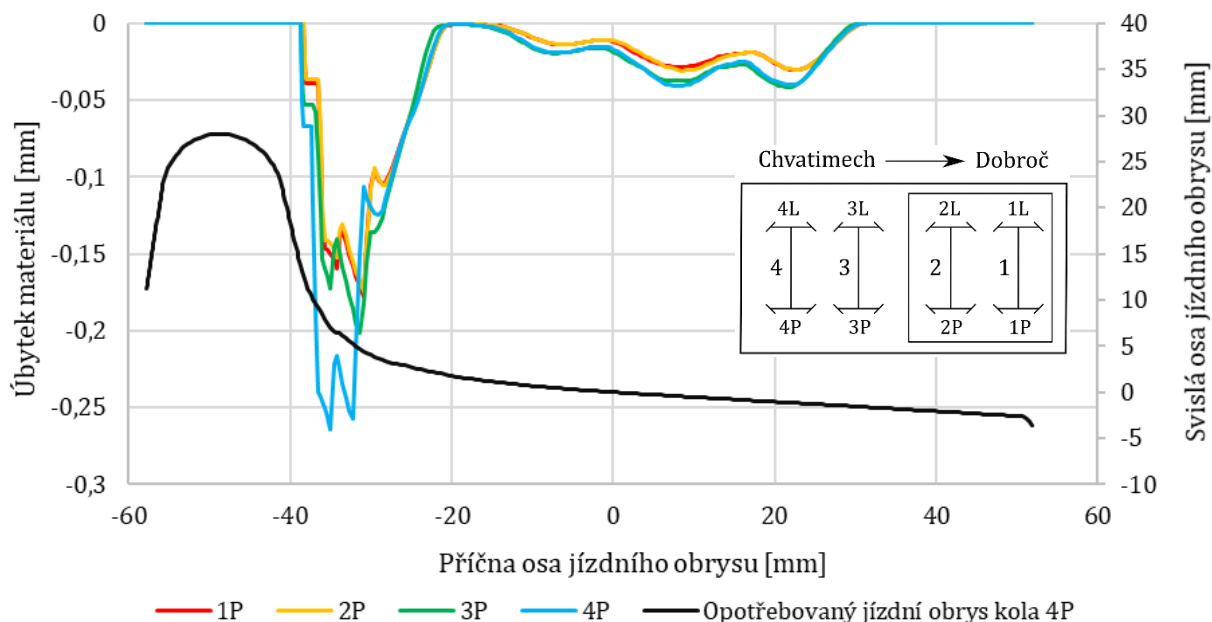


Obr. 81 – Úbytek materiálu na pravé straně předního podvozku motorového vozu při najetí 600 km

Dle křivek úbytku materiálu na obr. 80 a obr. 81 je pravděpodobné, že při simulaci více kilometrů by byl rozdíl mezi předním a zadním kolem téměř zanedbatelný. Na opotřebeném jízdním obryse jsou patrné vyjeté drážky. Tento jízdní obrys byl přímo vyexportován z programu Simpack. Je však nemožné, aby takto opotřebený jízdní obrys nastal ve skutečném provozu. Tuto nepravidelnost lze přičíst výpočetním chybám. Důvodem může být zvýšené kontaktní napětí nebo vliv skluzové rychlosti v obloucích tratě, kde může docházet ke změně koeficientu opotřebení. Drážky jsou tedy způsobeny charakterem výpočtu Archardovy metody. Blíže je to popsáno v literatuře [20].

Řídicí vůz

Opotřebení všech kol na pravé straně vozu při nájezdu 600 km je na obr. 82. Velký úbytek materiálu zadního pravého kola je způsoben citlivostí nabíhajícího dvojkolí na jízdu s opotřebeným jízdním obrysem, příp. možnou nepřesností Archardovy metody. Velikost opotřebeného materiálu při nájezdu 600 km je uveden v tab. 24.



Obr. 82 – Úbytek materiálu kol na pravé straně řídicího vozu při najetí 600 km

Tab. 24 – Úbytek materiálu po ujetí 600 km řídicího vozu; v souladu s obr. 82

Ujetá vzdálenost	Jednotky	1P	1L	2P	2L	3P	3L	4P	4L
600 km	[mm ²]	2,25	2,46	2,23	2,43	2,79	3,21	3,18	3,25

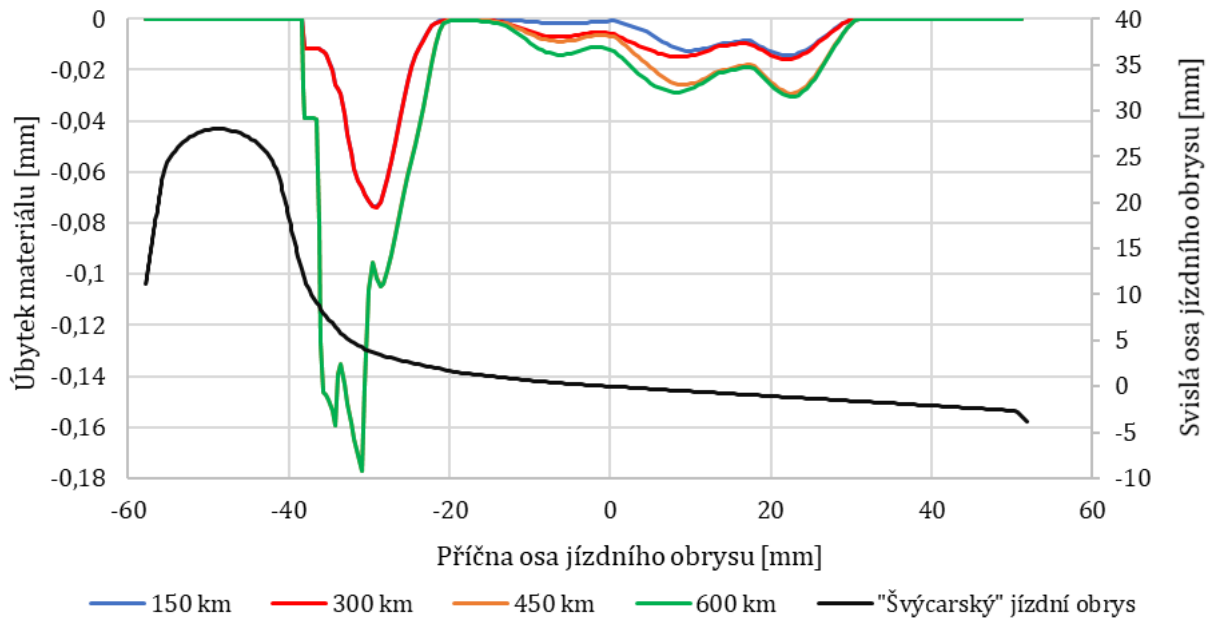
Z tab. 24 vyplývá, že kola byla více opotřebena na levé straně vozu než na pravé. Po najetí 600 km jsou kola méně zatíženého podvozku opotřebena o **23 %** méně než přetíženého.

6.4.3 Předpoklad trendu opotřebení kola

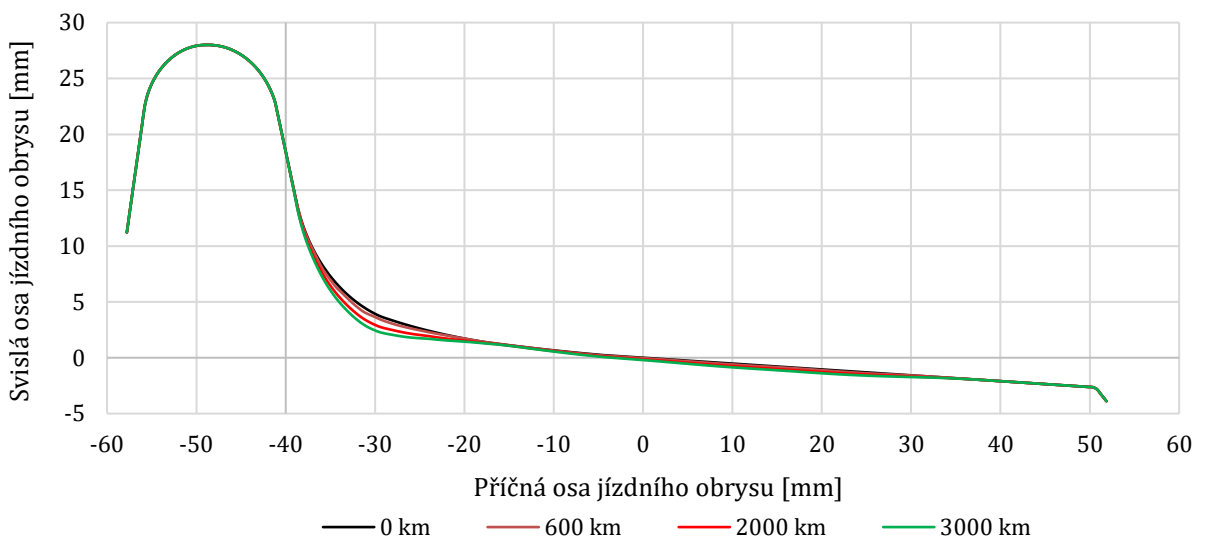
Z výše uvedené analýzy vyplývá, že kola prvního a druhého (resp. třetího a čtvrtého) dvojkolí budou téměř stejně opotřebena. Na obr. 83 je zobrazen trend opotřebení ze

INTERAKCE VOZIDLO-KOLEJ V PODMÍNKÁCH ČHEŽ

simulací pravého kola první nápravy (orientace z Dobroče do Chvatimechu). V oblasti přechodu z jízdní plochy do okolku se křivky 150 km a 300 km, resp. 450 km a 600 km překrývají. Z toho vyplývá, že pokud je kolo běžné, není opotřebováváno významným způsobem v této oblasti – významný úbytek materiálu je na jízdní ploše.



Obr. 83 – Trend opotřebení kola motorového vozu; přední pravé kolo při orientace z Dobroče do Chvatimechu



Obr. 84 – Předpoklad opotřebení kola

Opotřebení bylo dále zkoumáno s předpokladem lineárního nárůstu opotřebení. Aby se předešlo „drážkám“ na jízdním obrysu, byl na křivku úbytku materiálu při nájezdu 600 km aplikován klouzavý průměr, který zajistil hladší průběh. Hodnoty potom byly odečteny od nového jízdního obrysu. Další vývoj opotřebení byl předpokládán jako lineární do nájezdu 2 000 km a 3 000 km a je zobrazen na obr. 84.

Z dlouhodobého předpokladu lineárního trendu opotřebení je patrný vznik „zlomu“ na souřadnici přibližně -19 mm příčné osy. To může mít za následek ztrátu kontaktního místa s kolejnicí, které vznikne na jiném místě. Lineární předpoklad je tedy možné aplikovat pouze do nájezdu přibližně 1 500 km (odhadem z obr. 84), kdy přestává být dané místo významnou kontaktní plochou.

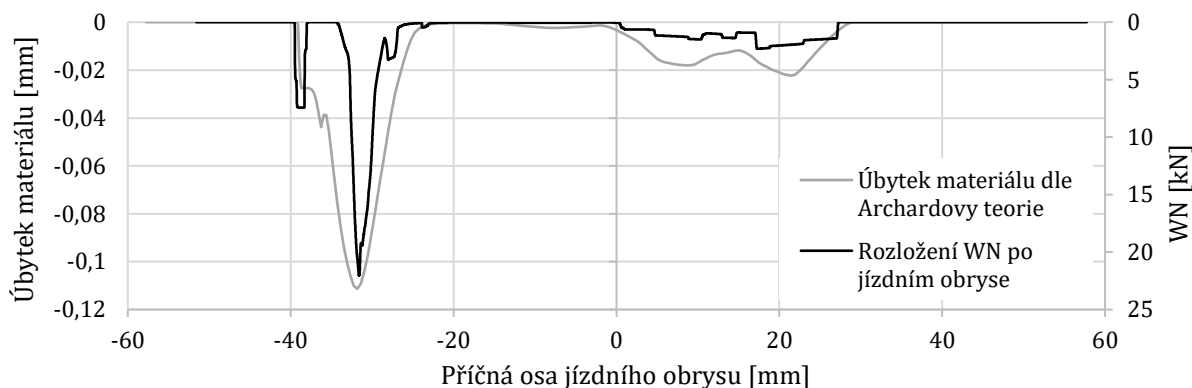
6.5 Porovnání použitých metod

První metoda je založena na součtu WN . Tato metoda je nejméně přesná; nelze ji použít ve vztahu s jízdním obrysem. Není možné stanovit přesný úbytek materiálu, pouze poškozující účinky na dané kolo, příp. trať. Použití metody je rychlé a není nutné žádné dodatečné nastavení v programu. Díky této metodě je získán základní náhled na danou situaci, ale je nutné ji porovnat s jinou variantou.

Druhá metoda je založena na rozložení WN na jízdním obryse v závislosti na příčné poloze kontaktní plochy. To umožňuje stanovení místa na jízdním obrysu s největší kumulací WN , kde lze předpokládat největší míru opotřebení. Výsledná příčná poloha dotyku kola s kolejnicí je uvažována jako bod, což s sebou přináší jisté nepřenosti. Použití této metody ke stanovení míry opotřebení je oproti předchozí přesnější, avšak časově daleko náročnější (výpočet rozložení WN na y_w ze simulace traťového úseku Čierny Balog – Chvatimech trvá přibližně 30 minut pro jedno vozidlo).

Třetí metoda využívá modulu *Wheel Profile Wear*, což umožňuje výpočet úbytku materiálu na jízdním obrysu pomocí Archardovy (nebo Krause/Pollovy) teorie opotřebení. Přesnost úbytku materiálu je stanovena přesností nastavení každé metody. Vyhodnocení je potom velice rychlé, jelikož program umožňuje vykreslit křivku úbytku materiálu i opotřebený jízdní obrys.

Porovnání druhé a třetí metody je zobrazeno na obr. 85. Křivky vznikly jízdou z Čierneho Balogu do Chvatimechu. Téměř stejný charakter obou křivek dokazuje fakt, že WN vyjadřuje míru opotřebení, které je největší při největším WN .



Obr. 85 – Porovnání Archardovy metody úbytku materiálu s rozložením WN po jízdním obryse; přední pravé kolo na trati Čierny Balog – Chvatimech

7 Závěr

V diplomové práci byla řešena interakce vozidlo–kolej v podmínkách ČHEŽ. V práci je uveden popis vyšetřovaných úzkorozchodných vozidel včetně problematiky týkající se dosazení motorgenerátoru do řídicího vozu a přechodnosti vozidla s ohledem na rozchod koleje. V dané souvislosti byl řešen průjezd dvojkolí jednoduchou výhybkou s cílem ověřit přechodnost vozidel. Byla analyticky stanovena mezní hodnota poměrného odlehčení kola s uvažováním specifik úzkého rozchodu, pomocí které byla následně posouzena kvazistatická bezpečnost proti vykolejení upraveného vozidla. V programu Simpack byly sestaveny modely vozidel, jejichž simulace byly provedeny na úsecích odpovídající modernizované trati Chvatimech – Dobroč za účelem stanovení opotřebení v kontaktu kolo–kolejnice. Byly použity celkem tři metody hodnocení opotřebení. První metoda je založena na součtu WN ; je nejméně přesná a nelze graficky prezentovat na jízdním obrysu. Druhá metoda je založena na rozložení WN na jízdním obrysu v závislosti na příčné poloze dotykové plochy. V poslední metodě byla pro výpočet úbytku materiálu použita Archardova teorie.

Provoz upraveného řídicího vozidla s dosazeným motorgenerátorem

Z provedených analýz vyplývá, že při dosazení motorgenerátoru do řídicího vozu nedošlo ke snížení bezpečnosti proti vykolejení. Tento fakt dokazuje poměrné odlehčení kola (viz kap. 4.1), které nepřesahuje mezní hodnotu pro „švýcarský“ jízdní obrys definovanou v kap. 3.4. Ačkoli poměrné odlehčení vyšlo blízko mezní hodnotě (viz kap. 4.2), bylo tvrzení ověřeno simulací, díky které bylo možné posoudit Y/Q s Nadalovým kritériem přepočteným pro daný jízdní obrys (viz kap. 6.1). Poměr Y/Q u „švýcarského“ jízdního obrysu v tomto případě nedosahuje ani polovinu mezní hodnoty. Zatím co poměrné odlehčení kola bylo posuzováno pro předpokládaný extrémní případ postavení vozidla na zborcené koleji, tak nasimulované Y/Q bylo získáno pro „běžné provozní podmínky“.

Před zahájením pravidelného provozu doporučuji provést zkušební jízdy se zaměřením na ověření bezpečnosti proti vykolejení řídicího vozu, příp. ověřit zatížení předního podvozku zpřesněným výpočtem nebo vážením vozidla (viz kap. 4.2). Při této příležitosti doporučuji u obou vozidel zkontrolovat správné nastavení dorazů na hlavním příčniku, které limitují natočení podvozku pod skříní. Při vhodném nastavení nesmí dotyková plocha doléhat na skřín vozidla při průjezdu obloukem o nejmenším poloměru, kterým bude vozidlo projíždět. V opačném případě by mohlo dojít k zablokování natočení podvozku.

Z hlediska opotřebení bylo zjištěno, že kola předního podvozku (pod stanovištěm) jsou přibližně o čtvrtinu méně opotřebovávána než kola zadního přitíženého podvozku. Při dlouhodobém provozu se s měnícím jízdním obrysem může poměr opotřebení předního a zadního podvozku měnit.

Výběr jízdního obrysu

Z analýzy BPV bylo zjištěno, že úhel sklonu okolku 61°, který odpovídá „slovenskému“ jízdnímu obrysu, je kritický pro použití na elektrických jednotkách; nebyla prokázána dostatečná BPV. Dle předpokládaného opotřebení „švýcarského“ jízdního obrysu v jakési „úvodní fázi“ nemá opotřebení zásadní vliv na úhel sklonu okolku. Vzhledem k takto obloukovité trati lze ale očekávat, že bude docházet spíše ke zvětšování úhlu sklonu okolku s patřičně pozitivním dopadem na BPV.

K největší míře opotřebení „švýcarského“ jízdního obrysu dochází v přechodu z jízdní plochy do okolku. U „slovenského“ jízdního obrysu dochází k častému dvoubodovému kontaktu, což má za následek největší míru opotřebení v oblasti okolku. Ve vztahu k funkci delta-r je „švýcarské“ dvojkolí schopno projet oblouky menších poloměrů bez větších skluzů než „slovenský“ jízdní obrys. „Švýcarský“ jízdní obrys je tedy i příznivější z hlediska účinků na trať.

Doporučuji tedy ponechat aktuální „švýcarský“ jízdní obrys na elektrických jednotkách se sklonem okolku 75°, a to z hlediska BPV, charakteristik kontaktní geometrie a opotřebení. „Slovenský“ jízdní obrys nedoporučuji k použití na elektrických jednotkách z důvodů nedostatečného prokázání BPV. U tohoto jízdního obrysu byla navíc zjištěna až trojnásobná míra opotřebení okolku.

Přechodnost vozidel s ohledem na rozchod koleje

Elektrické jednotky byly určeny pro provoz na drahách s rozchodem kolejí 750 mm. Úzkorozchodná dráha v Čiernem Balogu má však rozchod 760 mm. Této problematiky se dotýká kapitola 3.2, která se zabývá průjezdem dvojkolí výhybkou ve vztahu k rozměrovým parametrům srdcovky.

Při porovnání dvojkolí uvedených v kap. 3.1.1 bylo zjištěno, že „švýcarská“ dvojkolí elektrických jednotek mají větší hodnotu rozkolí, avšak díky rozchodu koleje 760 mm (a menší šířce okolku) má větší volný kanál koleje než dvojkolí „slovenského“ typu, která jsou použita na aktuálně provozovaných vozidlech ČHŽ (květen 2023). Pro oba typy dvojkolí byly navrženy jednotné rozměrové parametry srdcovky, u které bylo zjištěno, že je v souladu s předpisem [5], podle kterého jsou výhybky v podmínkách ČHEŽ navrženy. Nebyly tedy shledány žádné problémy s přechodností vozidel.

Opotřebení vzhledem k obloukovitosti tratě

Dle analýzy uvedené v kap. 6.3.1 byla zjištěna určitá obloukovitost tratě, která se může projevit v dlouhodobém provozu. Maximální dosahovaná hodnota WN byla zjištěna u levého nabíhajícího kola a byla způsobena převažujícím vlivem pravotočivých oblouků (orientace směru z Dobroče do Chvatimechu). Toto zjištění bylo potvrzeno i výpočtem pomocí Archardovy metody, kde bylo zjištěno největší opotřebení na stejné straně vozu.

Je však nutné si uvědomit, že simulace byly provedeny pouze na „krátkých“ úsecích a v průběhu životnosti kol bude docházet ke změnám jízdního obrysu, které budou mít vliv na charakter opotřebení. Nemusí se tedy vliv obloukovitosti projevit významným způsobem. Toto tvrzení je doprovázeno faktem, že oblouky o nejmenších poloměrech jsou orientovány opačným směrem.

Doporučení k dalšímu studiu

V návaznosti na provedené analýzy by bylo zajímavé sledovat skutečný úbytek materiálu na kolech a kolejnicích v přímém provozu. Bylo by možné již vzniklý simulační model validovat a porovnat skutečné úbytky s vypočtenými. Tím by se dala stanovit přesnost Archardovy metody nebo korelace mezi *Wear Number* a Archardovou metodou. Vhodné by též bylo stanovit vztah pro výpočet úbytku materiálu z *WN*, příp. lépe analyzovat metodu Krause/Polla, která se tímto přepočtem do určité míry zabývá.

Literatura

- [1] Čiernohronská železnica [online]. Čierny Balog: TRAVELIN, 2018 [cit. 2023-04-09]. Dostupné z: <https://www.chz.sk/>
- [2] TS 22-03. *Projekt napájania súpravy električiek BDe 4/4 z dieselgenerátora*. Technická zpráva NES Nová Dubnica s. r. o.
- [3] Technická a výkresová dokumentace výrobce k elektrické jednotce. (SIG)
- [4] Vypočítejte sílu pružiny. *Gutekunst Federn* [online]. 2023, 2018 [cit. 2023-04-09]. Dostupné z: <https://blog.federnshop.com/cs/vypocitejte-silu-pruziny/>
- [5] ŽSR TS 3-10: ŽELEZNIČNÝ ZVRŠOK KOLAJÍ ROZCHODU 760 mm a 1 000 mm. In: . Bratislava: Gestorský útvar, Odbor 430 GR ŽSR, 2018, 01042/2018/0430.
- [6] ČSN EN 13674-1+A1. *Železniční aplikace - Kolej - Kolejnice: Část 1: Vignolovy železniční kolejnice o hmotnosti 46 kg/m a větší*. 2018.
- [7] FRIDRICH, Karel. VÝHYBKY A ZHLAVÍ ŽELEZNIČNÍ STANICE. In: *DocPlayer* [online]. 2007 [cit. 2023-01-04]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/106112903-Vyhybky-a-zhlavi-zeleznicni-stanice.html>
- [8] KREJČIŘÍKOVÁ, Hana. *Železniční stavby 2*. V Praze: České vysoké učení technické, 2011. ISBN isbn978-80-01-04889-4.
- [9] ČD S 3/3: *Železniční svršek úzkorozchodných drah*. In: . Praha, 2003, 58 691/2002-013.
- [10] ČSN EN 13674-3+A1. *Železniční aplikace - Kolej - Kolejnice: Část 3: Přídržné kolejnice*. 2011.
- [11] ČSN EN 73 6360-2. *Konstrukční a geometrické uspořádání koleje železničních drah a její prostorová poloha: Část 2: Stavba a přejímka, provoz a údržba*. 2009.
- [12] ZELENKA, Jaromír a Tomáš MICHÁLEK. *Teorie vozidel: studijní opora*. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2013. ISBN 978-80-7395-652-3.
- [13] STASKIEWICZ, Tomasz a Bartosz FIRLIK. Influence of tram wheel profile geometry on wear intensity. *TRANSCOM 2017: International scientific conference on sustainable, modern and safe transport* [online]. 2017 [cit. 2023-04-09]. Dostupné z: www.sciencedirect.com
- [14] ZELENKA, Jaromír a Martin KOHOUT. Možnosti jízdních a vodicích vlastností kolejových vozidel parametry dopravní cesty. 16. konference „Železniční dopravní cesta 2010“ [online]. 25.3.2010, 8 [cit. 2023-05-05]. Dostupné z: <https://www.spravazeleznice.cz/documents/50004227/50159407/10sb.pdf>

- [15] ČSN EN 14363+A2: *Železniční aplikace - Zkoušení a simulace pro schvalování železničních vozidel z hlediska jízdních vlastností - Jízdní chování a stacionární zkoušky*. 2023.
- [16] IZER, J. *Kolejové vozy*. Bratislava: ALFA, 1986.
- [17] TILLMETZ, Karl a Martin CICHON. SAFETY AGAINST DERAILMENT OF COG RAILWAY VEHICLES WITH SPECIAL CONSIDERATION OF HELIX TWIST OF TRACK. In: SZABÓ, András. *Department of Rolling Stock of the SSME* [online]. Budapešť, 2022, s. 79-93 [cit. 2023-04-10]. ISBN 978-963-9058-46-0.
- [18] ŠLAPÁK, Jiří. *Dynamické vlastnosti vozidla s podvozky s vnitřním rámem*. Pardubice, 2018. Diplomová práce. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera. Vedoucí práce Ing. Tomáš Michálek, Ph.D.
- [19] SIMPACK Documentation, SIMPACK Release 2017.
- [20] SMETANKA, Lukáš & Hrcek, Slavomir & Šťastniak, Pavol. (2019). Investigation of railway wheelset profile wear by using computer simulation. MATEC Web of Conferences. 254. 02041. 10.1051/mateconf/201925402041.
- [21] LICHTBERGER. Verschleissprofil ORE 1002. In: *Wikipedie* [online]. 2008 [cit. 2023-01-04]. Dostupné z:
https://cs.wikipedia.org/wiki/Soubor:Verschleissprofil_ORE_1002.jpg

Přílohy

Příloha č. 1 – Převýšení v kružnicovém oblouku pro koleje rozchodu 760 mm [5]

Příloha č. 2 – Analýza rozchodu 1 435 mm pro stanovení rozměrů srdcovky

Příloha č. 3 – Hmotnostní rozvaha vozidla

Příloha č. 4 – Program v Labview na rozdělení *WN* po jízdním obrysu

Příloha č. 5 – Průběh *WN* na jízdním obryse motorového vozu

Příloha č. 6 – Průběh *WN* na jízdním obryse řídicího vozu

Příloha č. 7 – Průběh úbytku materiálu na jízdním obryse motorového vozu

Příloha č. 8 – Průběh úbytku materiálu na jízdním obryse řídicího vozu

Příloha č. 1 – Převýšení v kružnicovém oblouku pro koleje rozchodu 760 mm [5]

Polomer oblúka r [m]	Rýchlosť [km.h ⁻¹]						
	10	15	20	25	30	35	40
	Prevýšenie p [mm]						
40	16	35	63				
50	13	28	50				
60	10	24	42	66			
70		20	36	56			
80		18	31	50	71		
90		16	28	44	63		
100		14	25	39	57		
110		13	23	36	51	70	
120		12	21	33	47	64	
130		11	19	30	44	60	
140		10	18	28	40	55	72
150			17	26	38	51	67
160			16	25	35	48	63
170			15	23	33	45	59
180			14	22	31	43	56
190			13	21	30	41	53
200			12	20	28	39	50
220			11	18	26	35	46
240			10	16	24	32	42
250			10	16	23	31	40
260				15	22	30	39
280				14	20	28	36
300				13	19	26	34
350				11	16	22	29
400					14	19	25
450					13	17	22
500					11	15	20
600						13	17
800						10	13
1000							10

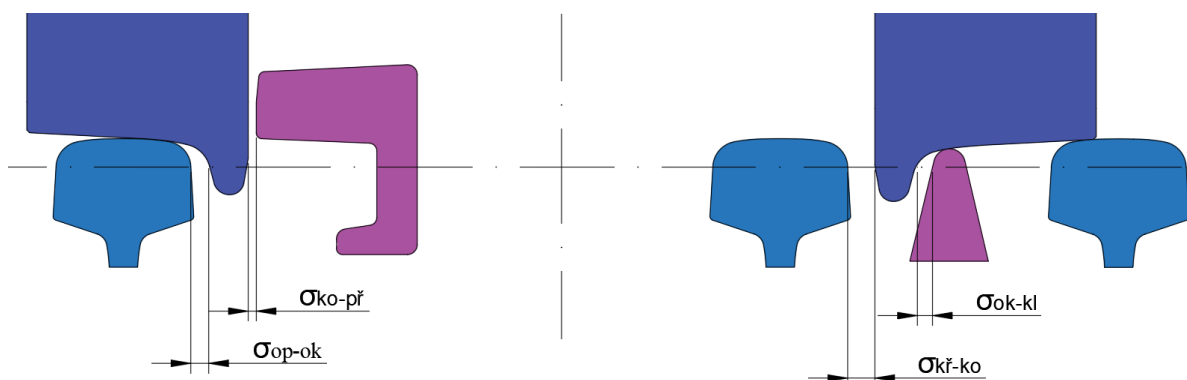
Nejmenší hodnoty převýšení v oblouku pro koleje o rozchodu 760 mm

Polomer oblúka r [m]	Rýchlosť [km.h ⁻¹]						
	10	15	20	25	30	35	40
	Najmenšie prevýšenie p _{min.} [mm]						
40	10	20	48				
50		11	33	61			
60		10	22	46	75		
70			14	34	59		
80			10	24	46	71	
90			10	16	36	58	
100				10	27	47	71
110				10	19	38	59
120					12	29	49
130					10	22	40
140					10	15	32
150						10	25
160						10	18
170							12
180							10
190							10
200							

Příloha č. 2 – Analýza rozchodu 1 435 mm pro stanovení rozměrů srdcovky

Při analýze srdcovkové části bylo vycházeno z obecné polohy dvojkolí ve výhybce. V tomto postavení lze zakótovat čtyři parametry, které představují vůle v srdcovce, pro plynulý průjezd. V jednoduché srdcovce lze nalézt tyto typy (viz obr. I):

- σ_{op-ok} – vůle mezi kolem a kolejnicí k přídržnici;
- $\sigma_{ko-př}$ – vůle mezi kolem a přídržnicí;
- $\sigma_{kř-ko}$ – vůle mezi křídlovou kolejnicí a vnitřní stranou kola;
- σ_{ok-kl} – vůle mezi okolkem a klínem srdcovky.



Obr. I – Vůle v jednoduché srdcovce při průjezdu dvojkolí

Pro tyto vůle byly stanoveny vztahy vycházející z rozměrů koleje a dvojkolí. Vztahy nezohledňují jiné měřicí roviny pro šířku žlábků a šířku okolku.

$$\sigma_{op-ok} = z_p - S_d - \sigma_{ko-př} \quad (I)$$

$$\sigma_{ko-př} = z_p - S_d - \sigma_{op-ok} \quad (II)$$

$$\sigma_{kř-ko} = A_R - A - \sigma_{ko-př} \quad (III)$$

$$\sigma_{ok-kl} = L - A - S_d - \sigma_{kř-ko} \quad (IV)$$

Dosadí-li se rovnice (II) do (III), vznikne rovnice (V).

$$\sigma_{kř-ko} = A_R - A - z_p + S_d + \sigma_{op-ok} \quad (V)$$

Rovnice (V) je dosazena do (IV), čímž je vyjádřeno σ_{ok-kl} v závislosti na σ_{op-ok} (rovnice VI).

$$\sigma_{ok-kl} = L - 2S_d - A_R + z_p - \sigma_{op-ok} \quad (VI)$$

1. Vymezení vůle $\sigma_{ko-př} = 0$ mm

V tomto případě je kolo vedeno přídržnicí a vůle mezi vnitřní stranou kola a přídržnicí je vymezena. Z obecných vztahů lze jednotlivé vůle určit následovně:

$$\sigma_{op-ok} = z_p - S_d; \quad (VII)$$

$$\sigma_{ko-př} = 0; \quad (VIII)$$

$$\sigma_{kř-ko} = A_R - A; \quad (IX)$$

$$\sigma_{ok-kl} = L - S_d - A_R. \quad (X)$$

Z toho vyplývají parametry výhybkové konstrukce:

$$z_p = \sigma_{op-ok} + S_d; \quad (XI)$$

$$A = A_R - \sigma_{kř-ko}; \quad (XII)$$

$$L = \sigma_{ok-kl} + S_d + A_R. \quad (XIII)$$

2. Vymezení vůle $\sigma_{op-ok} = 0$ mm

V tomto případě je kolo vedeno kolejnicí k přídržnici, je tedy vymezena vůle mezi kolejnicí k přídržnici a okolkem kola. Postup je obdobný jako při vymezení předchozí vůle.

$$\sigma_{op-ok} = 0; \quad (XIV)$$

$$\sigma_{ko-př} = z_p - S_d; \quad (XV)$$

$$\sigma_{kř-ko} = A_R - A - z_p + S_d; \quad (XVI)$$

$$\sigma_{ok-kl} = L - 2S_d - A_R + z_p. \quad (XVII)$$

Pro parametry výhybkové konstrukce:

$$z_p = \sigma_{ko-př} + S_d; \quad (XVIII)$$

$$A = A_R - \sigma_{kř-ko} - z_p + S_d; \quad (XIX)$$

$$L = \sigma_{ok-kl} + 2S_d + A_R - z_p. \quad (XX)$$

Takto však vyjádření jednotlivých parametrů nestačí. Jednotlivé kanály a vůle musí mít svá maxima. Ty lze určit z podmínky rozchodu koleje, který nám škálu možností vymezuje. Taková podmínka vypadá následovně:

$$G = z_p + A + z_s. \quad (XXI)$$

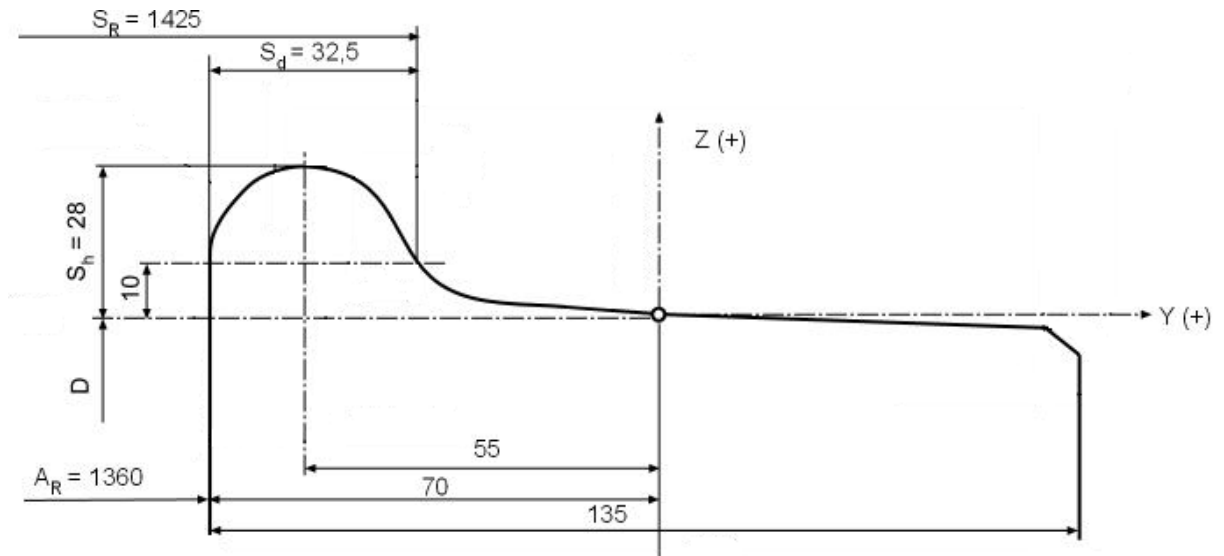
Vlivem podmínky (XXI) je nutné stanovit parametr z_s takovým způsobem, aby rozchod koleje vyhovoval tolerancím, a aby platila následující podmínka:

$$z_s = L - A. \quad (XXII)$$

Z výpočtů vplynulo, že kolo s jízdním obrysem S1002 (dvojkolí normálního rozchodu) ve výjimečných případech najíždí na křídlovou kolejnici. Lze to dokázat dosazením mezních hodnot do rovnice (XVI).

$$\sigma_{kř-ko} = A_{R,min} - A_{max} - z_{p,min} + S_{d,min} = 1357 - 1356 - 38 + 32,5 = -4,5 \text{ mm} \quad (XXIII)$$

Minimální hodnota šířky okolku pro jízdní obrys S1002 nebyla stanovena, byla tedy použita nominální. Uvažovaný jízdní obrys S1002 je zobrazen na obr. II.

Obr. II - Jízdní profil S1002 pro rozchod 1435 mm [21]; *upraveno autorem*

Vzhledem k záporné vůli vypočtené rovnicí (XXIII) není bezpečně zaručeno, že bude dvojkolí vedeno kolejnicí k přídržnici. Ve výjimečných případech bude docházet k vedení kola křídlovou kolejnicí. Bude-li tento fakt brán v potaz, potom tvar rovnice (XVI) a (XVII) přejde do následující podoby:

$$\sigma_{kř-ko} = A_R - A; \quad (XXIV)$$

$$\sigma_{ok-kl} = L - S_d - A_R. \quad (XXV)$$

Tyto rovnice jsou identické s rovnicemi pro první kritický stav uvedený rovnicemi (IX) a (X). Vzhledem k tomu, že vztah (XV) lze srovnat se vztahem (VII), jsou výpočty pro vůle v prvním kritickém vztahu stejné jako v druhém kritickém stavu.

Lze tedy konstatovat, že podmínky dostačující k navržení výhybky, za těchto podmínek, stačí splnit následující:

$$A_{R,min} - A_{max} > 0; \quad (XXVI)$$

$$L_{min} - V_{R,max} > 0; \quad (XXVII)$$

$$z_{s,min} - S_{d,max} > 0; \quad (XXVIII)$$

$$z_{p,min} - S_{d,max} > 0. \quad (XXIX)$$

Příloha č. 3 – Hmotnostní rozvaha vozidla

Prvek pojezdu	Hmotnost jednoho kusu [kg]	Četnost	
		Hnací pod.	Řídicí pod.
Dvojkolí	520	2x	2x
Ložisková skříň	56	4x	4x
Megi pružina	6	8x	8x
Ojničky pro přenos výkonu na kole	27,5	2x	0x
Hmotnost nevypružených hmot [kg]		1370	1310
Ojničky pro přenos výkonu na převodovce	27,5	2x	0x
Převodovka	313	2x	0x
Spojka mezi motorem a převodovkou	110	2x	0x
Rám podvozku	420	1x	1x
Trakční motor	915	1x	0x
Brzdový závěs	9	2x	2x
Brzdové špalíky	4	4x	4x
Pluh	48	1x	1x
Spojovací díly (hadice, potrubí atd.)	6	2x	1x
Miska pod sekundární pružinou	3	2x	2x
Velká vinutá pružina	30	2x	2x
Malá vinutá pružina	15	2x	0x
½ ojnice pro přenos podélných sil	4,25	2x	2x
½ tlumiče	2,5	3x	3x
Hmotnost prvně vypružených hmot [kg]		2440	590
½ ojnice pro přenos podélných sil	4,25	2x	2x
½ tlumiče	2,5	3x	3x
Miska mezi sekundární pružinou a příčnickem	5	2x	2x
Hlavní příčník	380	1x	1x
Ložisková torna	65	1x	1x
Hmotnost druhotně vypružených hmot [kg]		470	470
Celková hmotnost podvozku [kg]		4280	2370

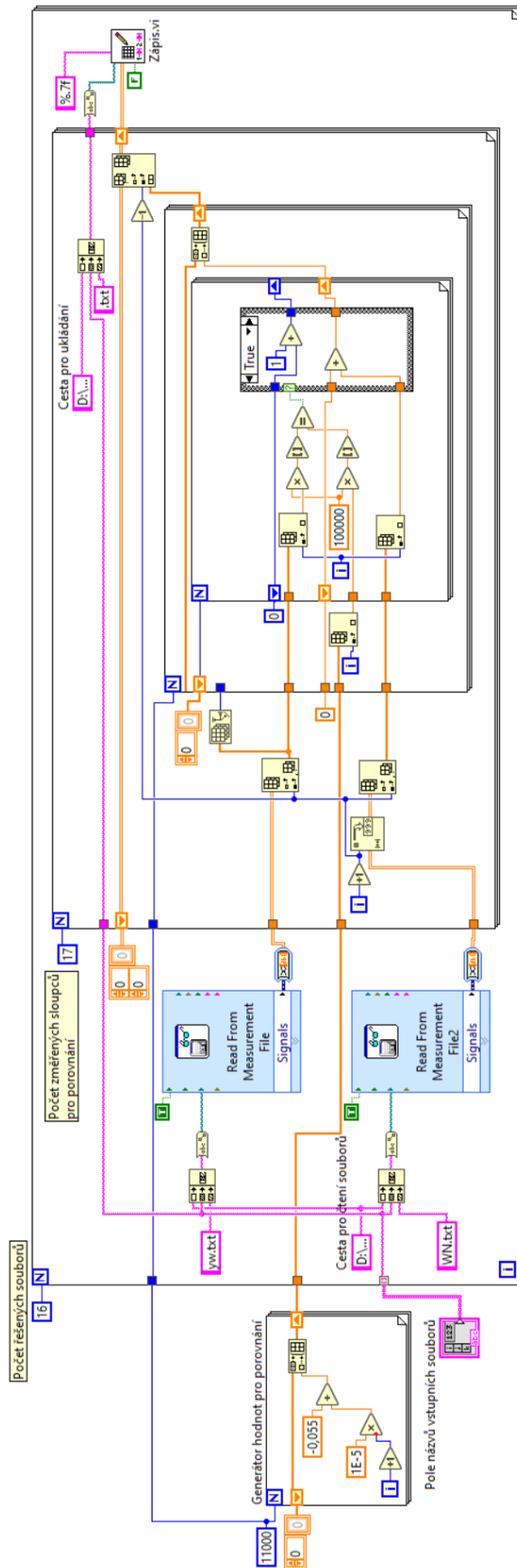
Hmotnost skříňe řídicího vozu (prázdná/obsazená): 11 410 / 18 410 kg

Hmotnost skříňe hnacího vozu (prázdná/obsazená): 15 210 / 22 210 kg

Hmotnost celého řídicího vozu (prázdná/obsazená): 16 150 / 23 150 kg

Hmotnost celého hnacího vozu (prázdná/obsazená): 23 770 / 30 770 kg

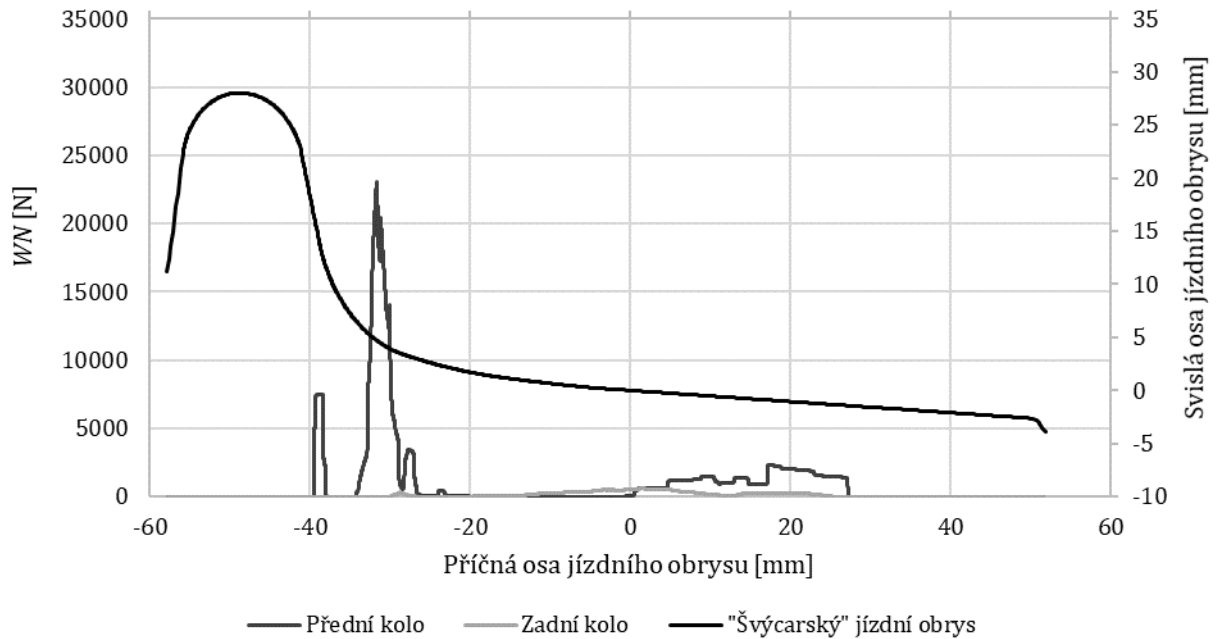
Příloha č. 4 – Program v Labview na rozdělení WN po jízdním obrysu



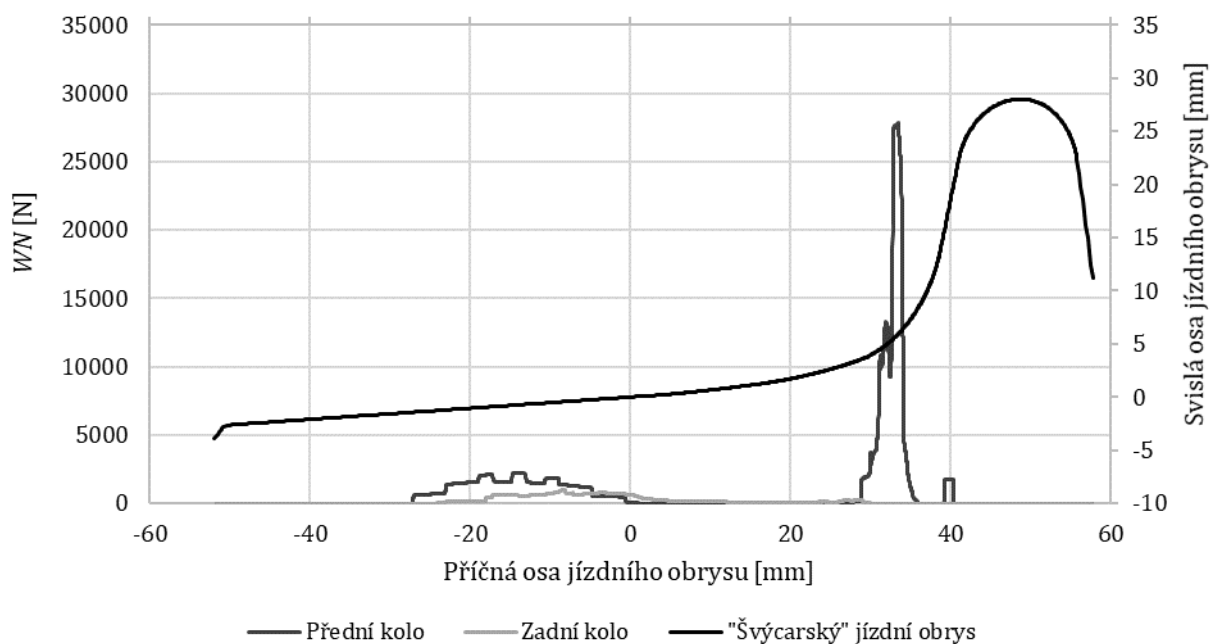
Příloha č. 5 – Průběh WN na jízdním obryse motorového vozu

Trat' Čierny Balog – Chvatimech; bez nerovností

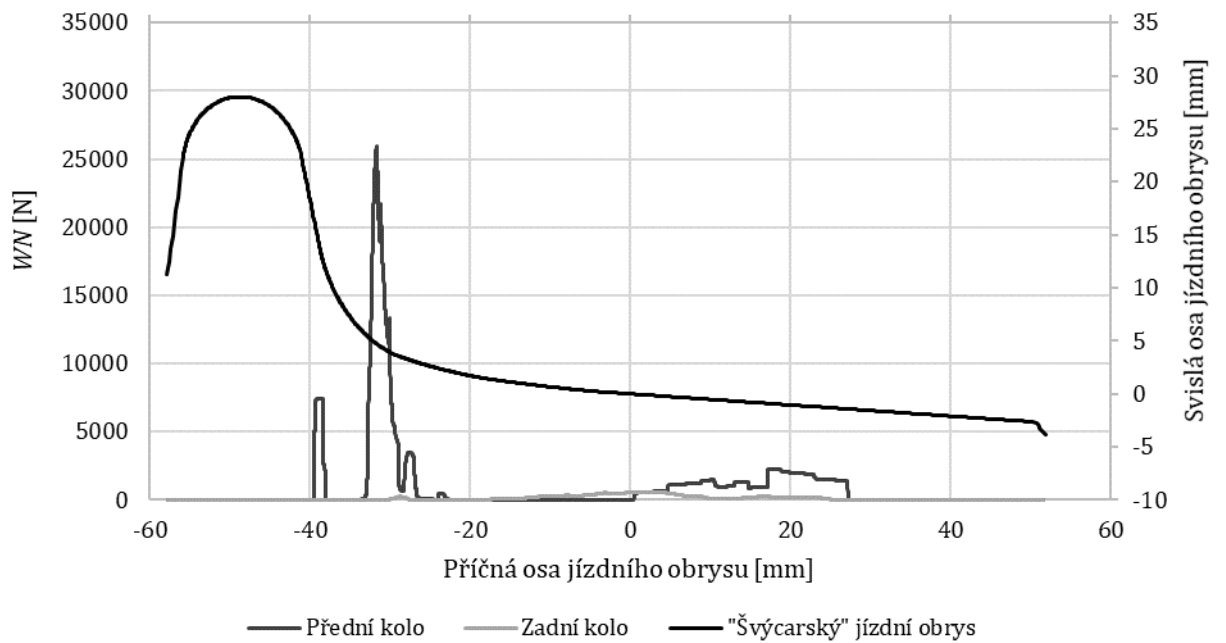
Pravá strana předního podvozku



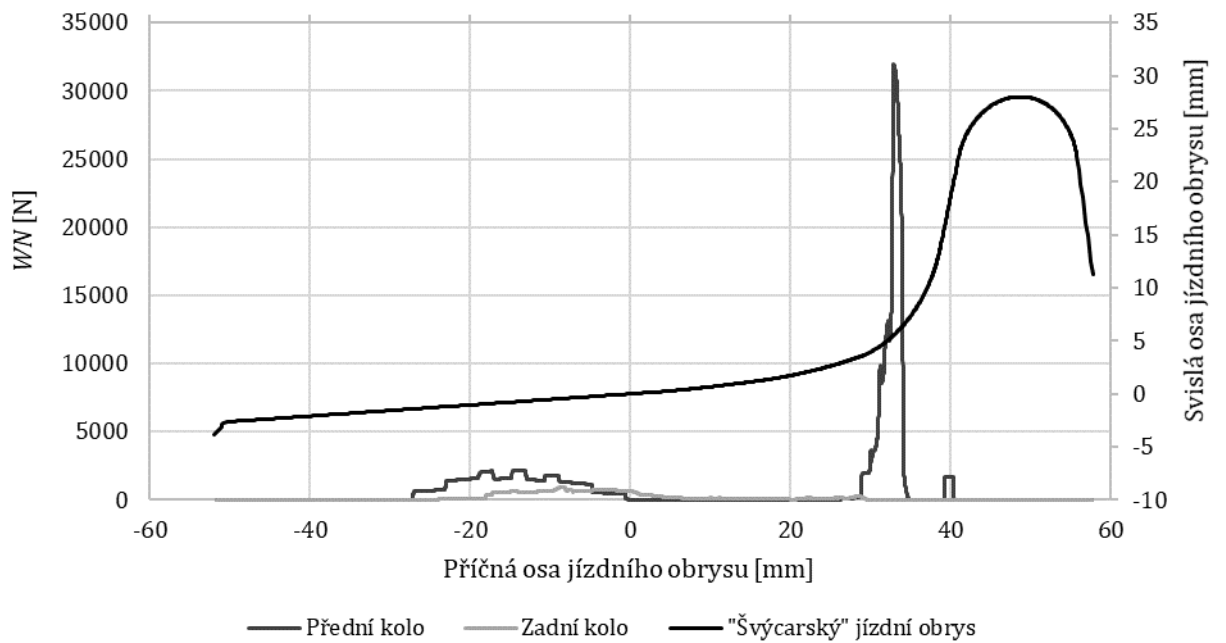
Levá strana předního podvozku



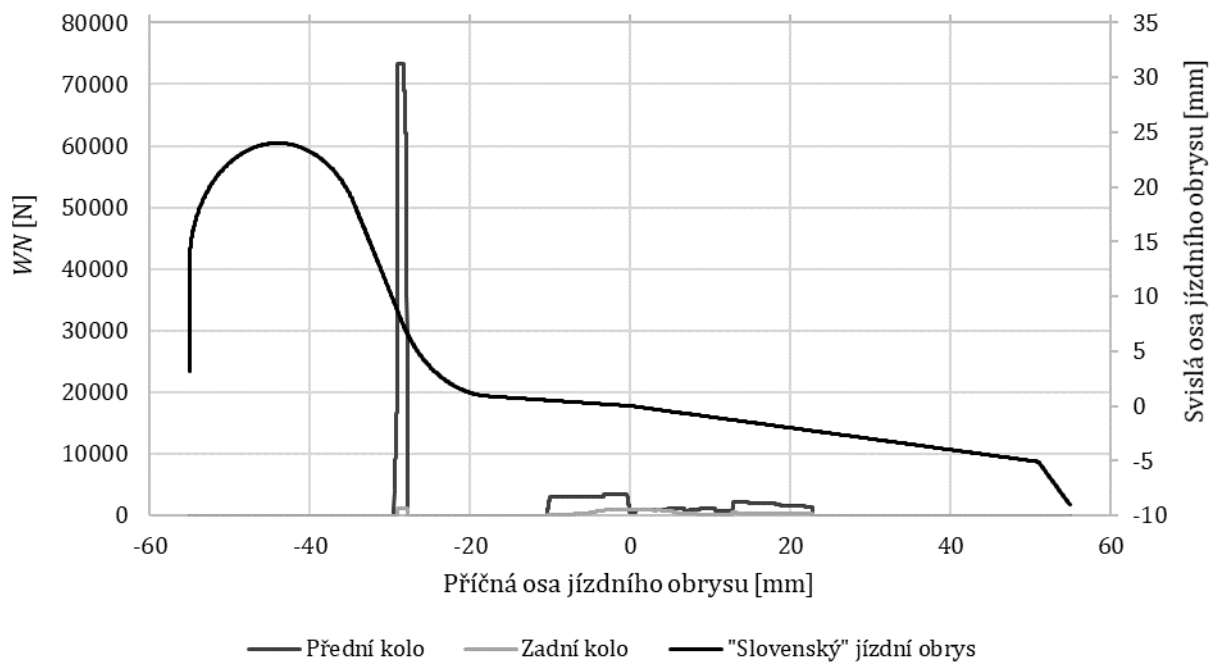
Pravá strana zadního podvozku



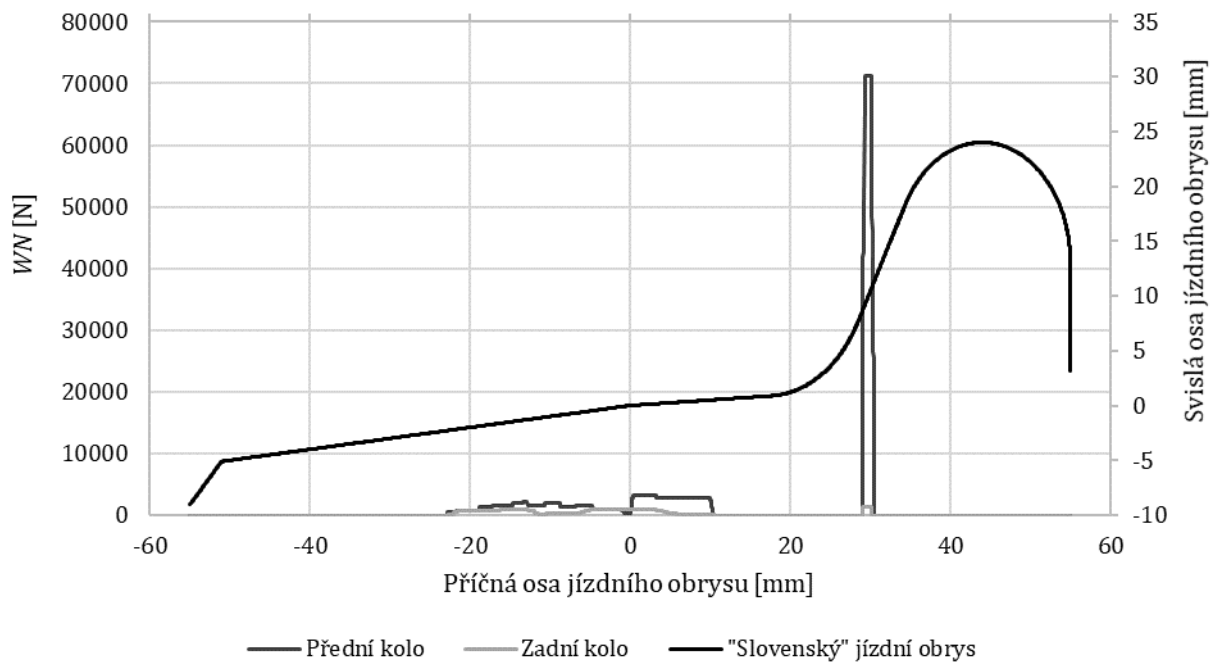
Levá strana zadního podvozku



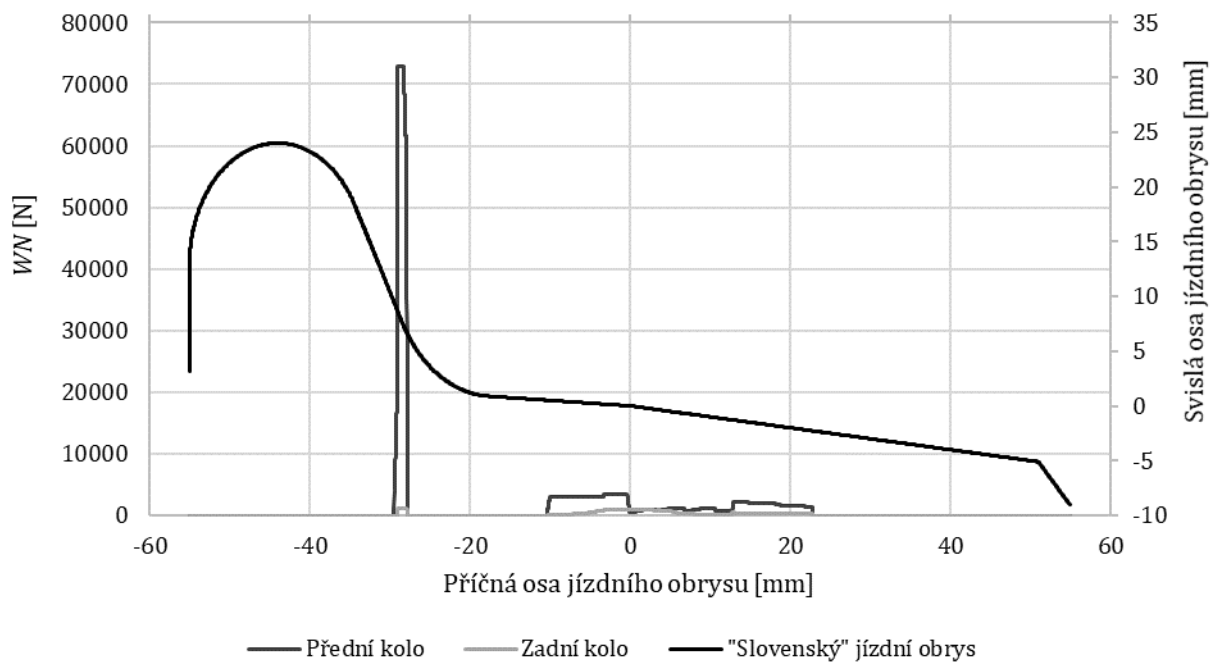
Pravá strana předního podvozku



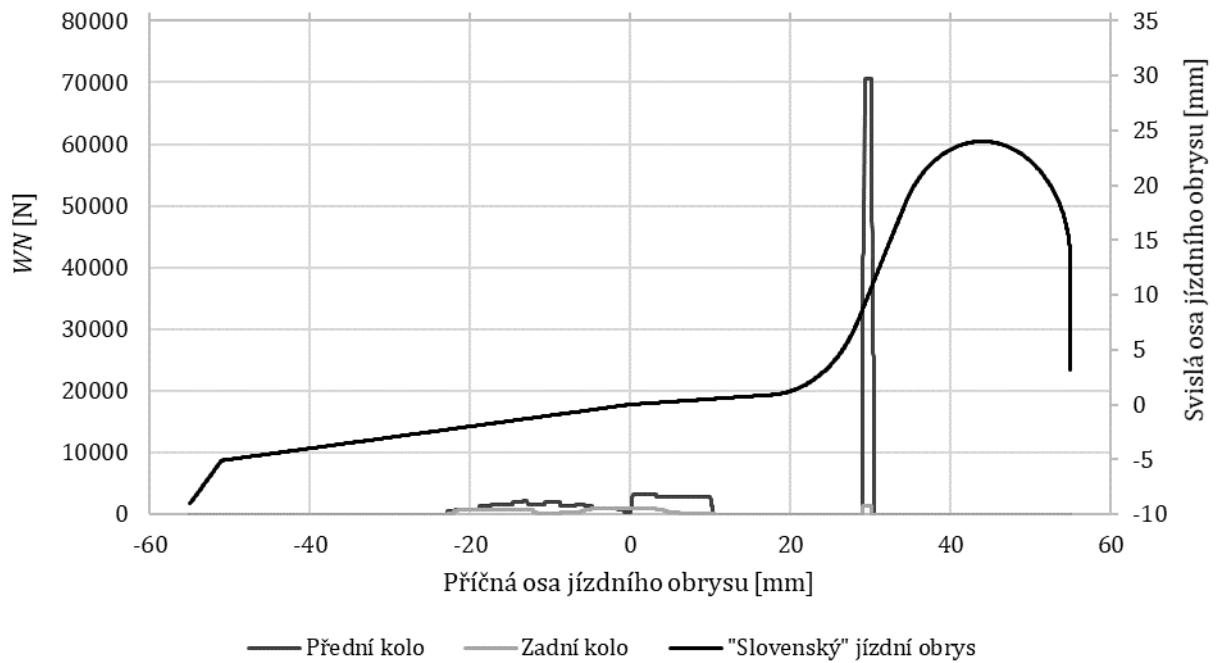
Levá strana předního podvozku



Pravá strana zadního podvozku

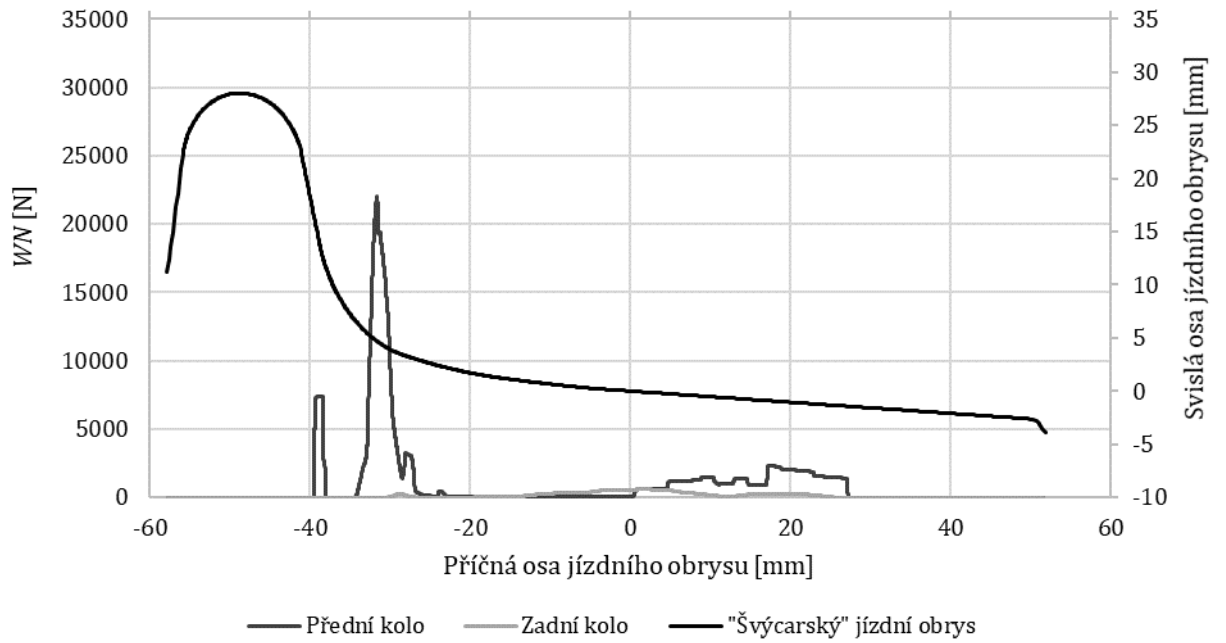


Levá strana zadního podvozku

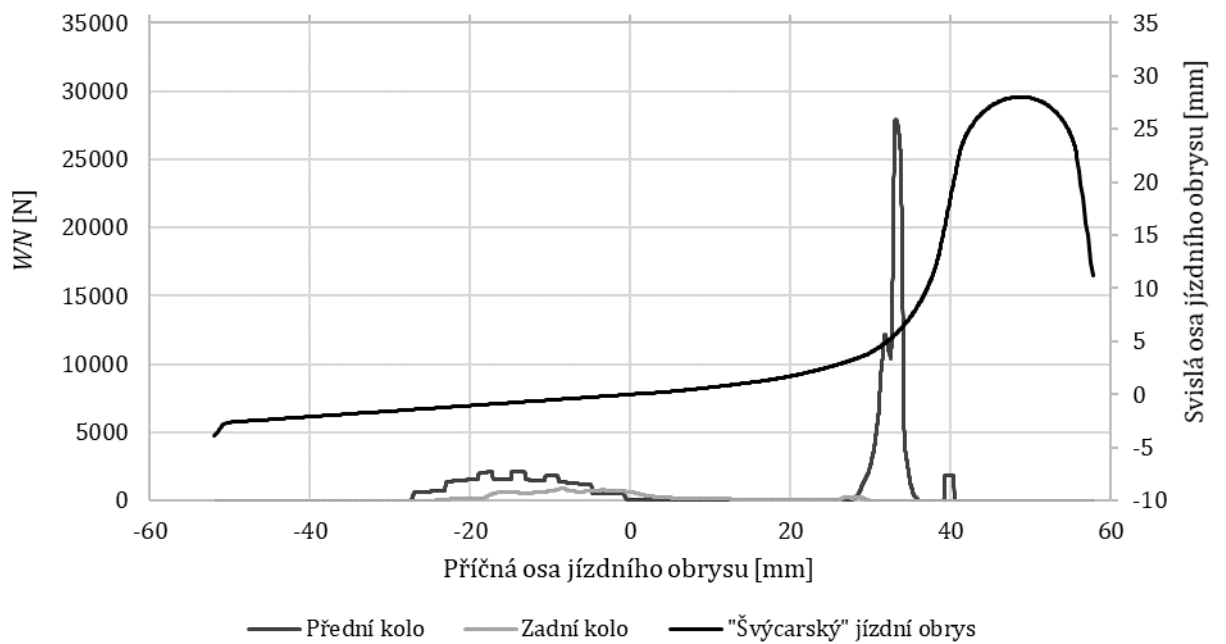


Trat' Čierny Balog – Chvatimech; s nerovnostmi

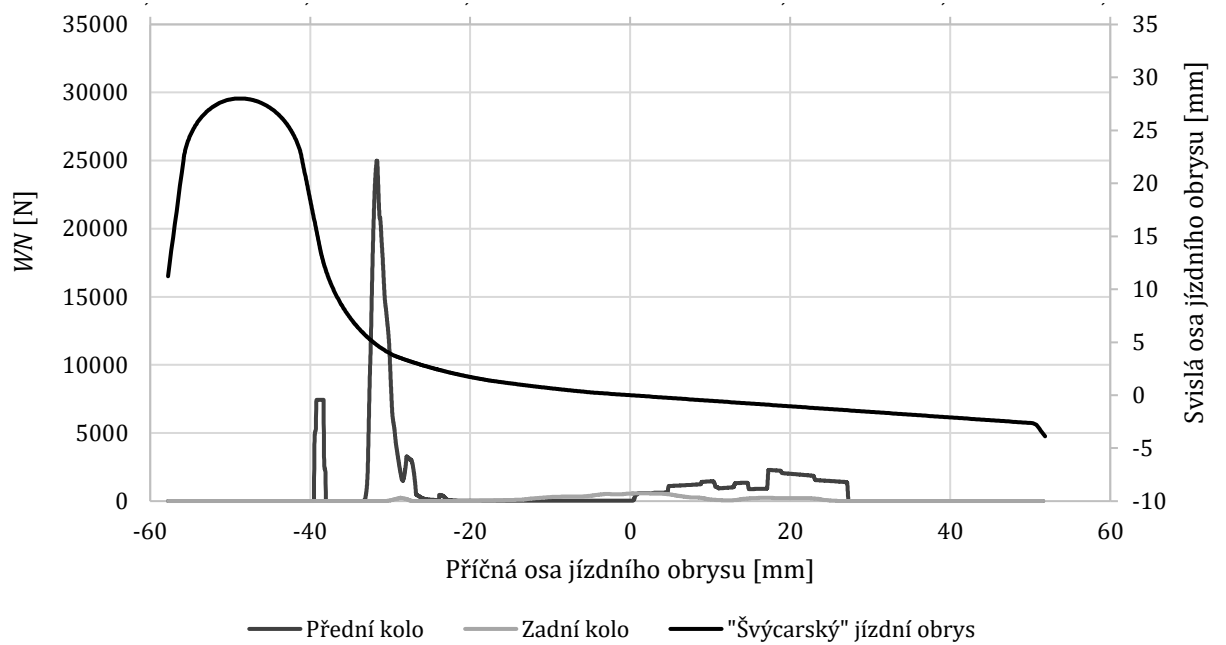
Pravá strana předního podvozku



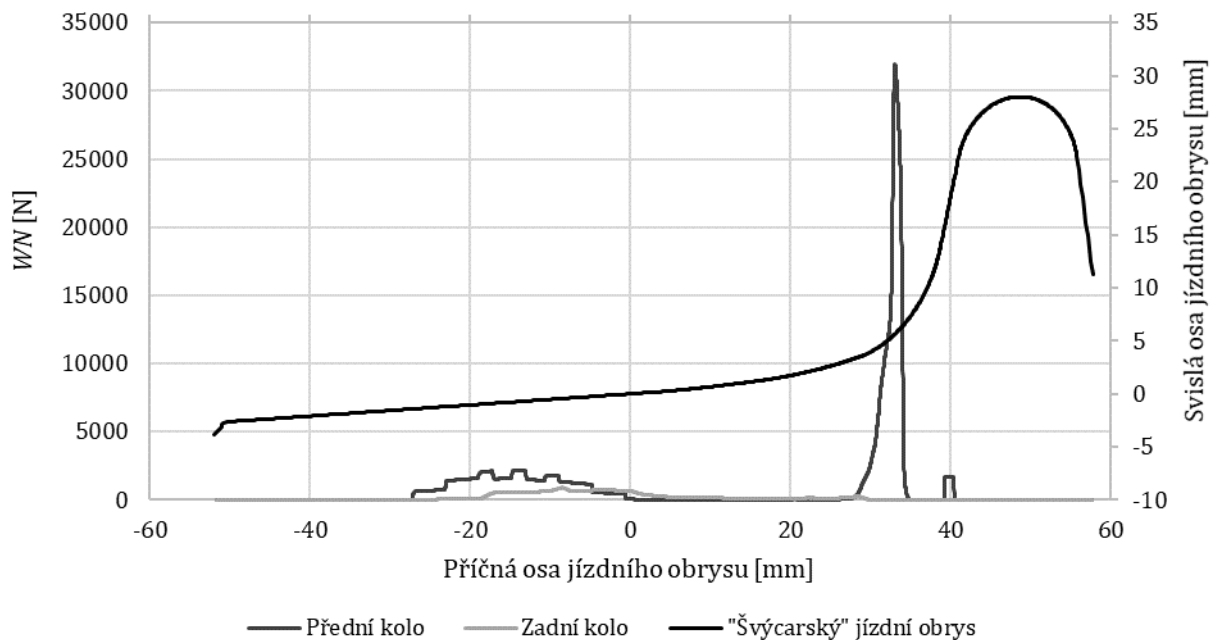
Levá strana předního podvozku



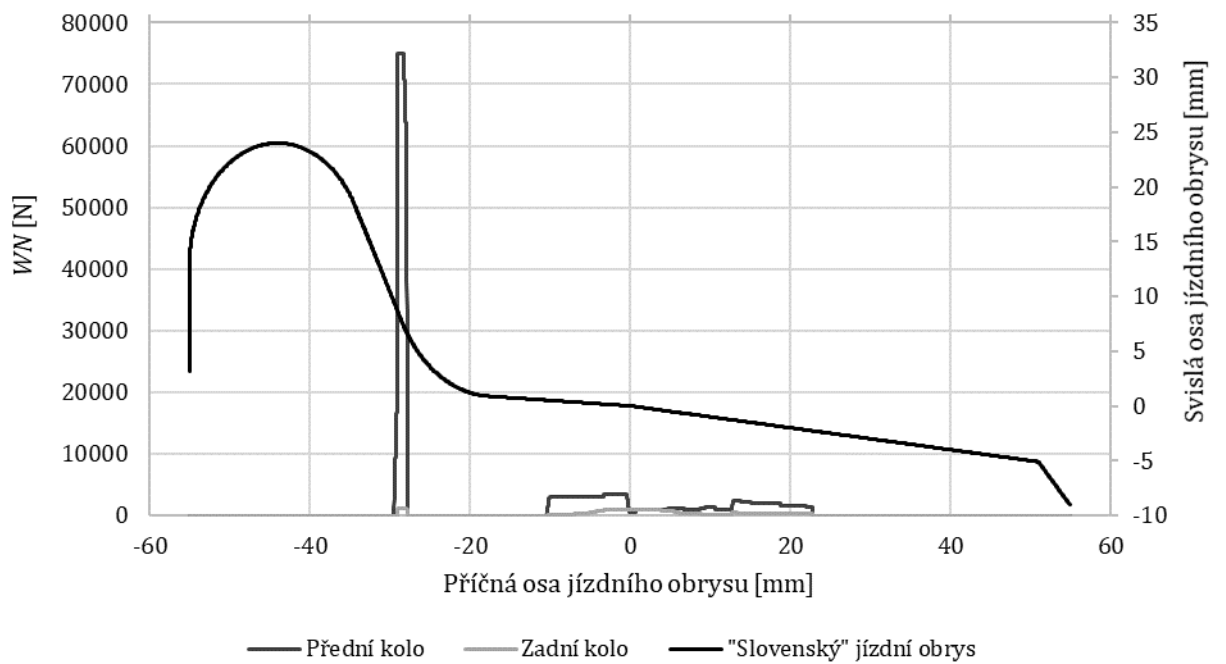
Pravá strana zadního podvozku



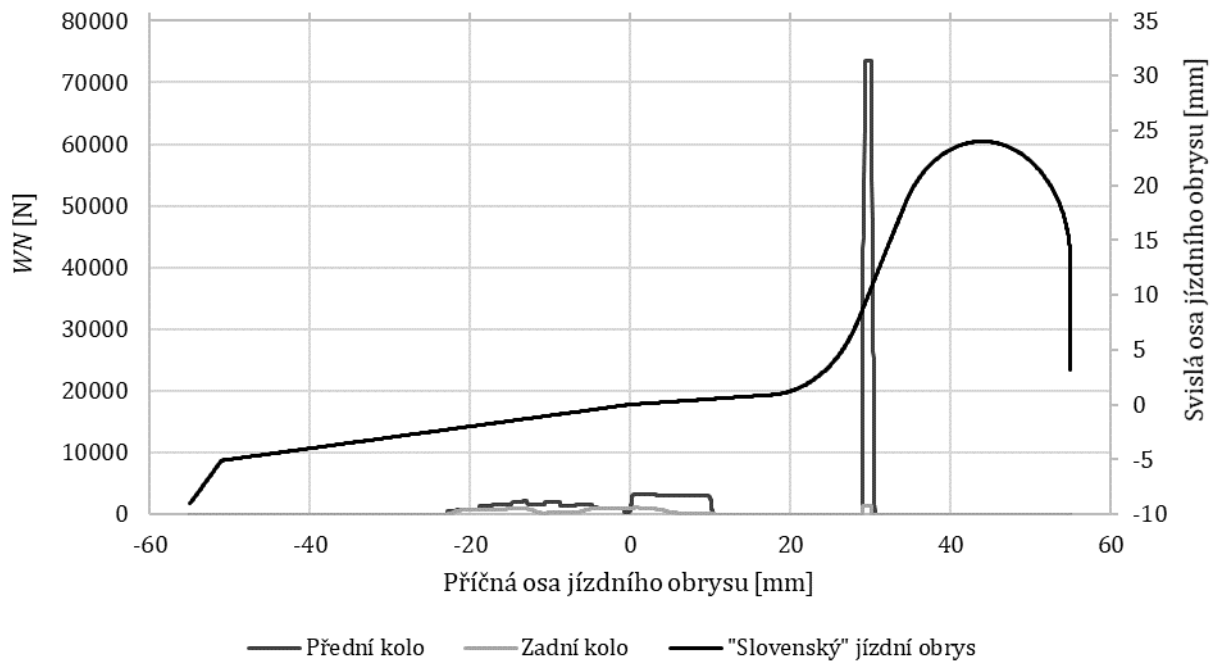
Levá strana zadního podvozku



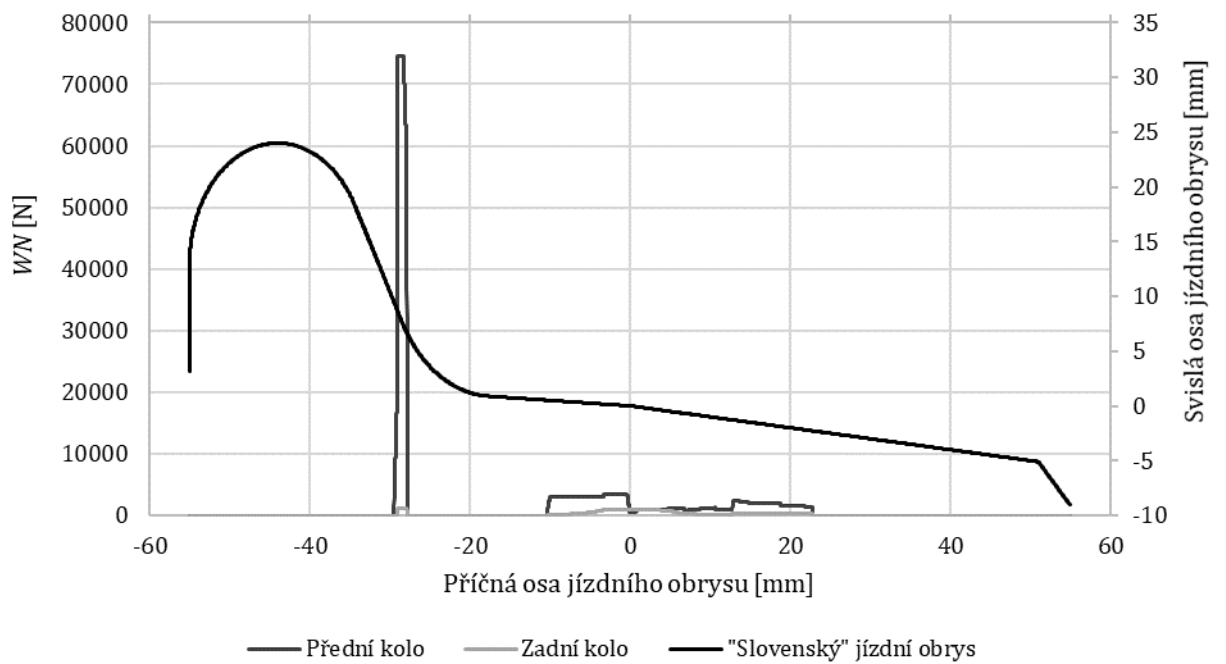
Pravá strana předního podvozku



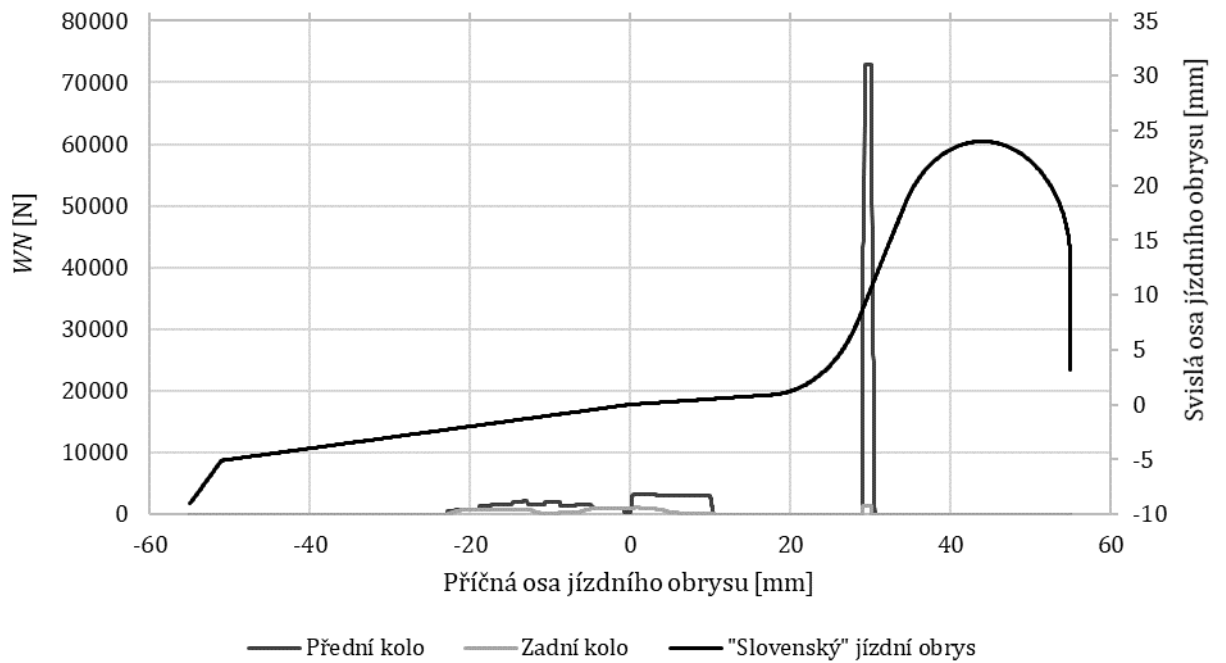
Levá strana předního podvozku



Pravá strana zadního podvozku

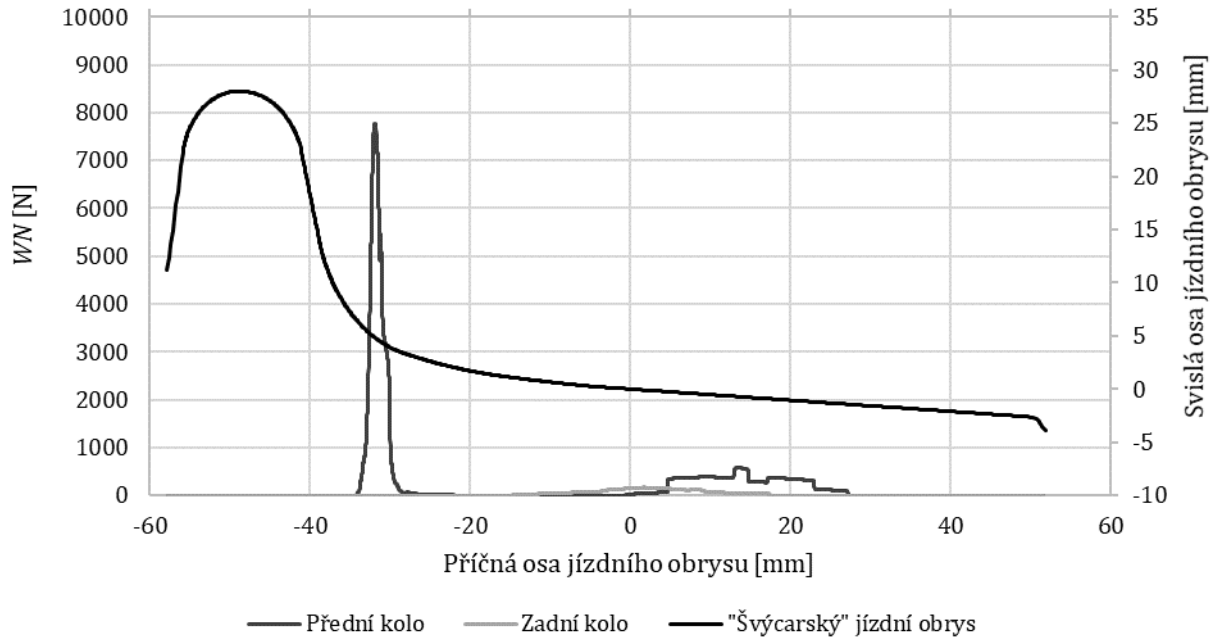


Levá strana zadního podvozku

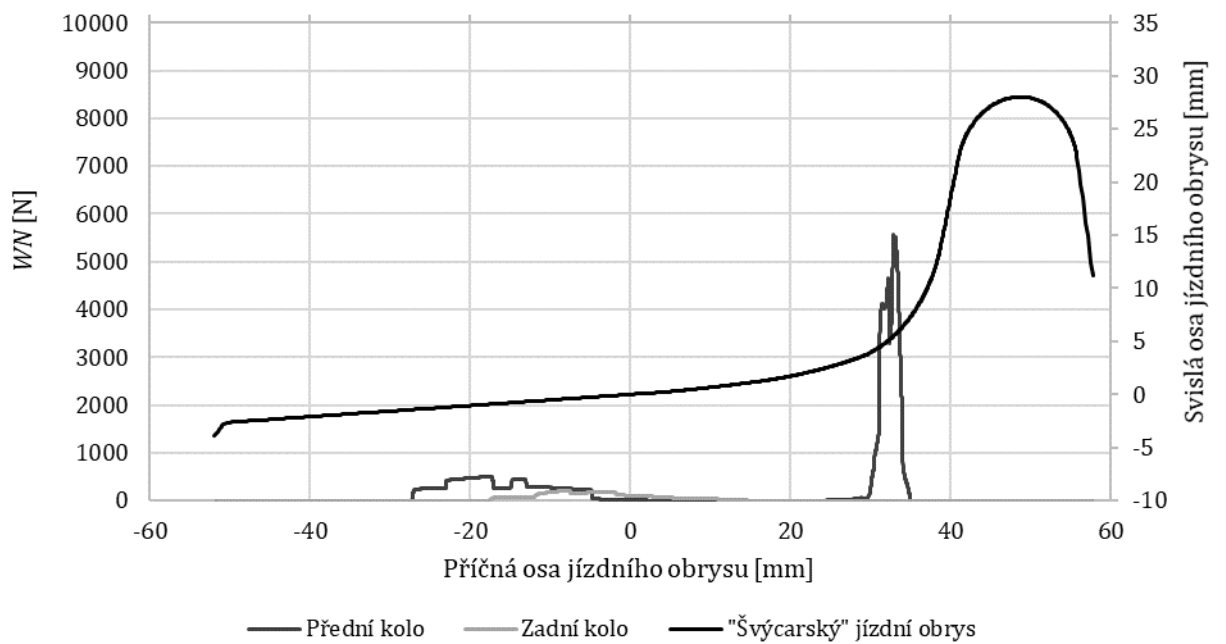


Trat' Čierny Balog – Dobroč; bez nerovností

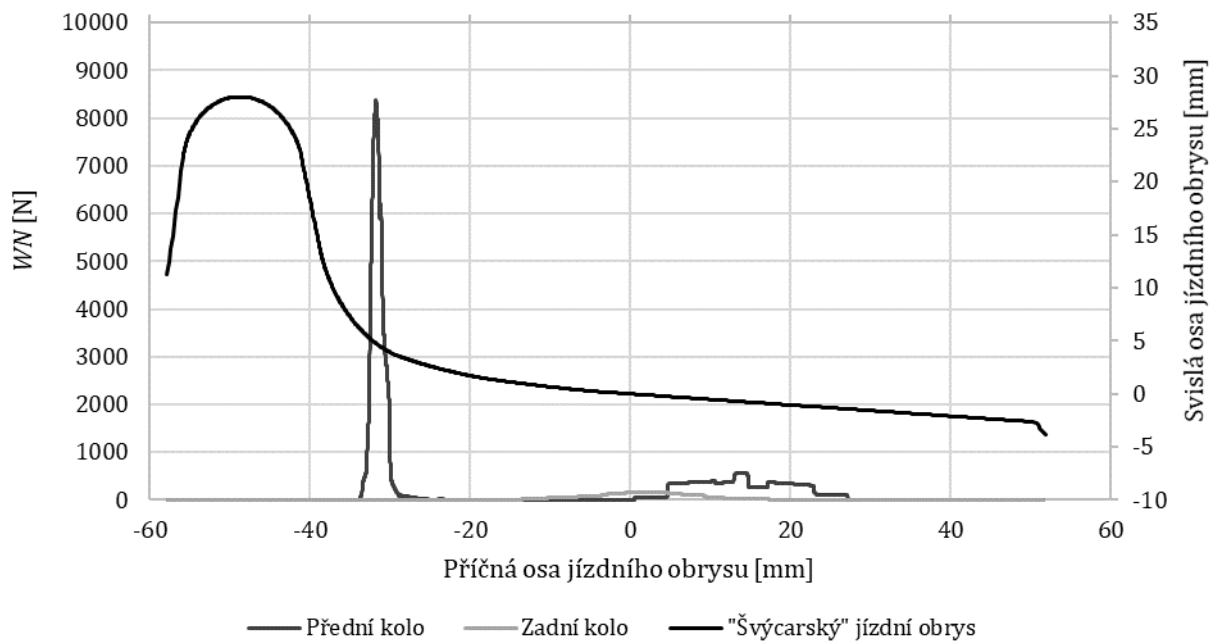
Pravá strana předního podvozku



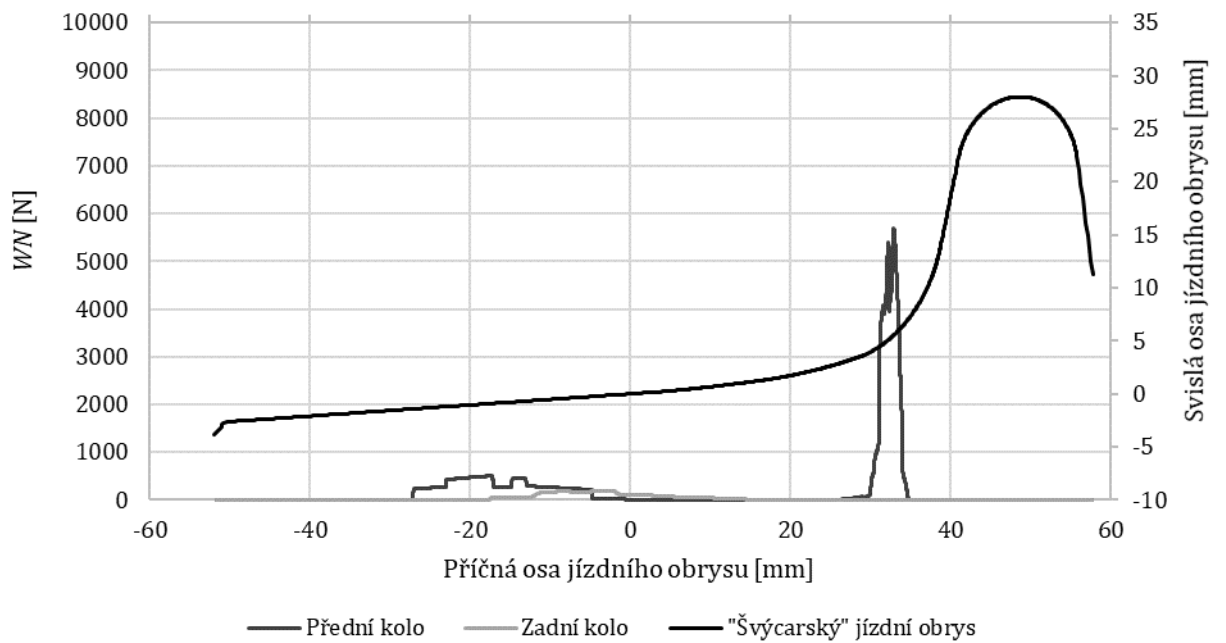
Levá strana předního podvozku



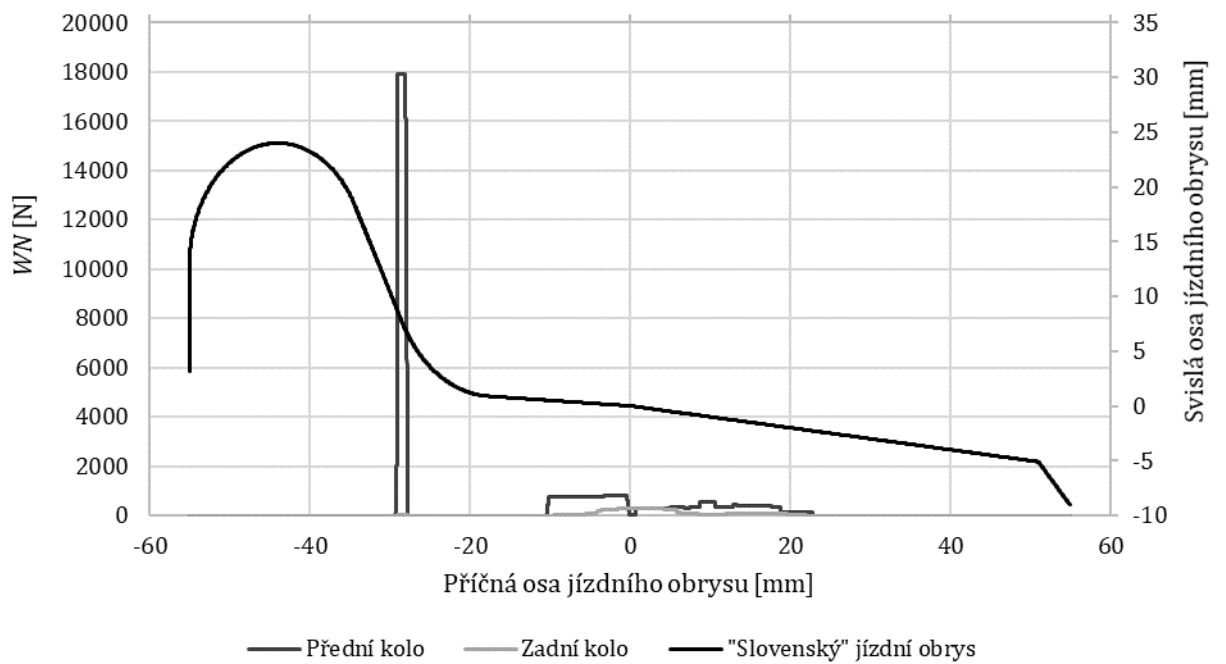
Pravá strana zadního podvozku



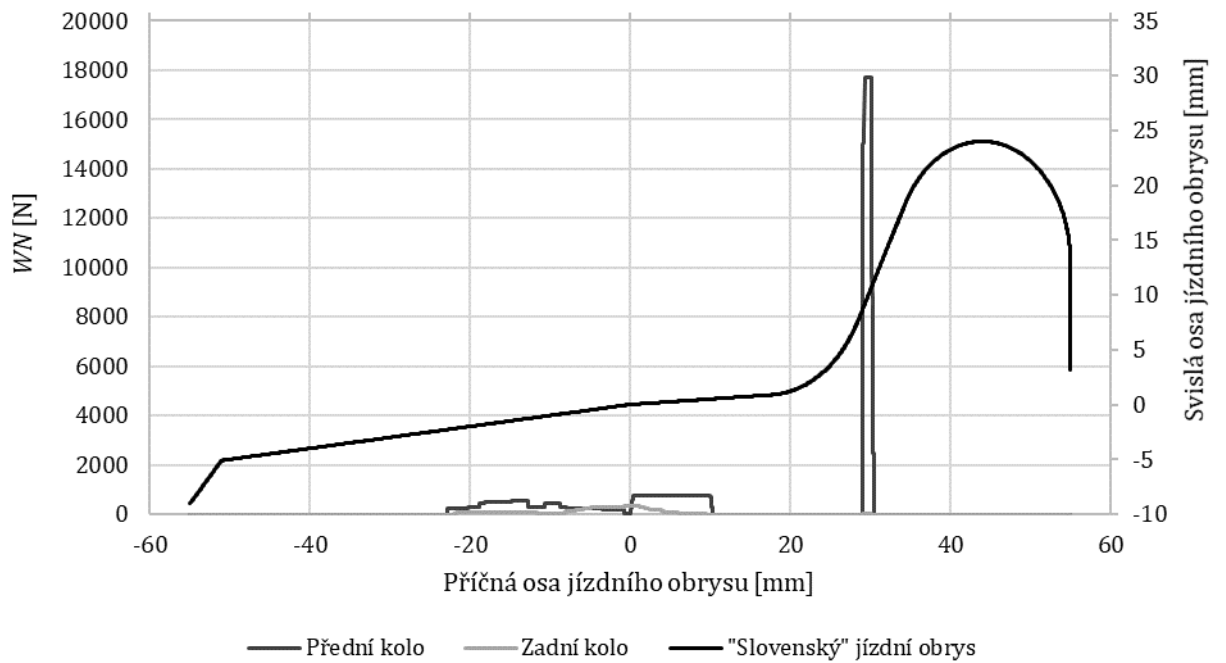
Levá strana zadního podvozku



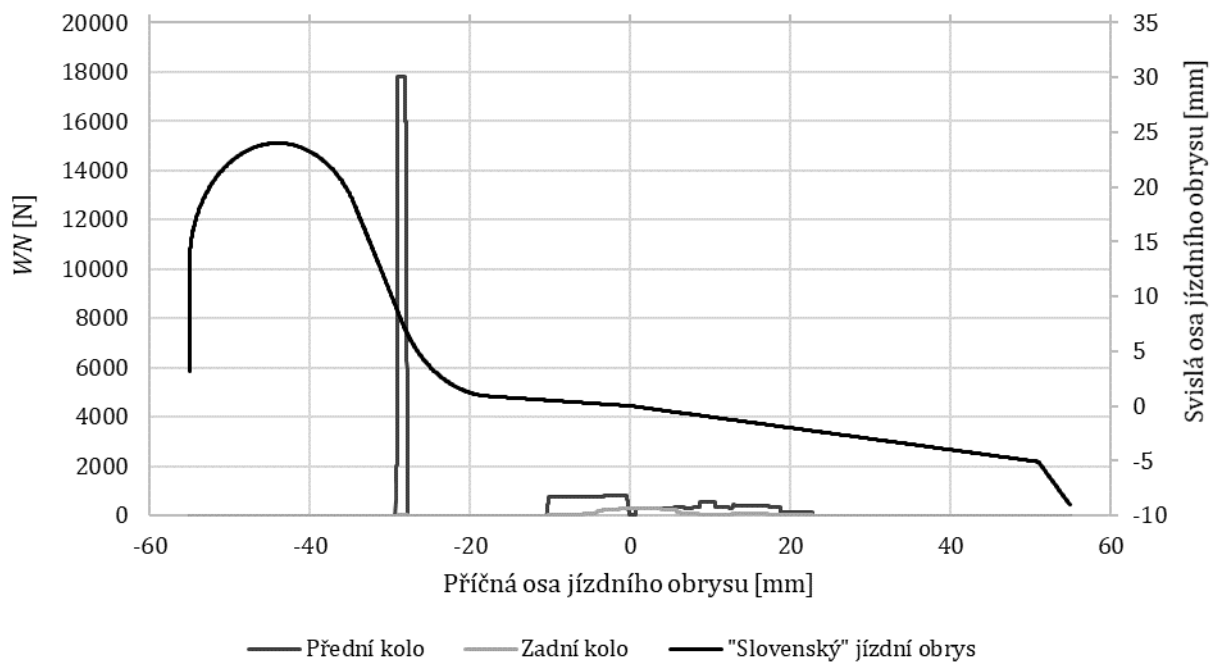
Pravá strana předního podvozku



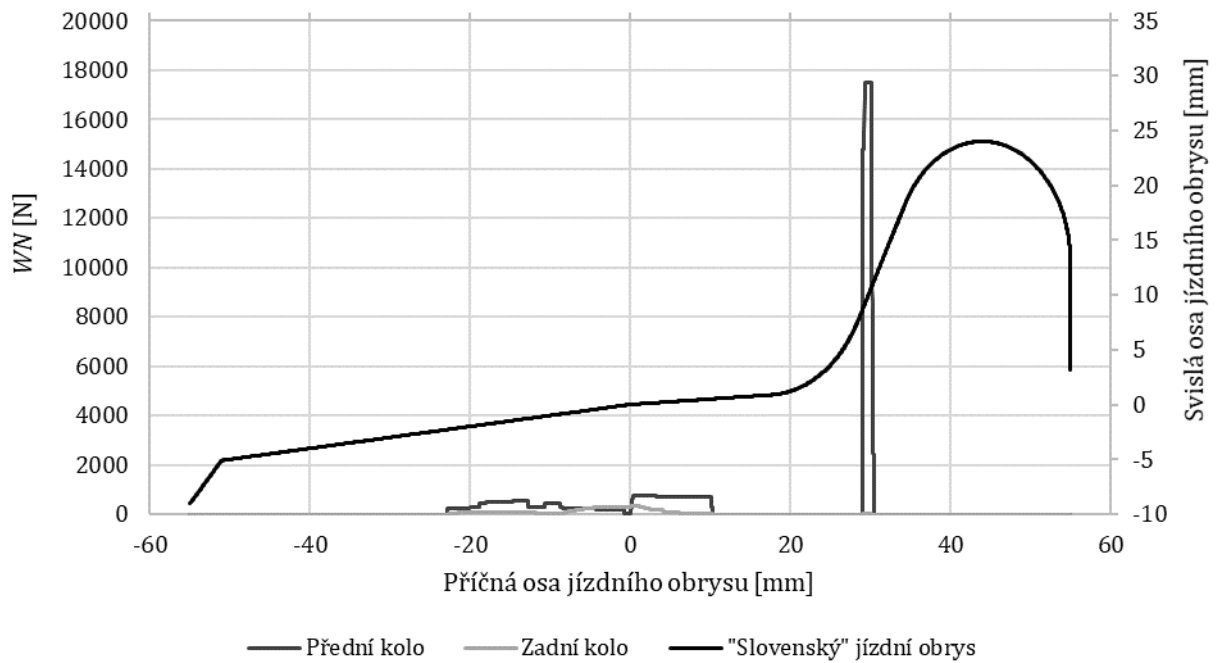
Levá strana předního podvozku



Pravá strana zadního podvozku

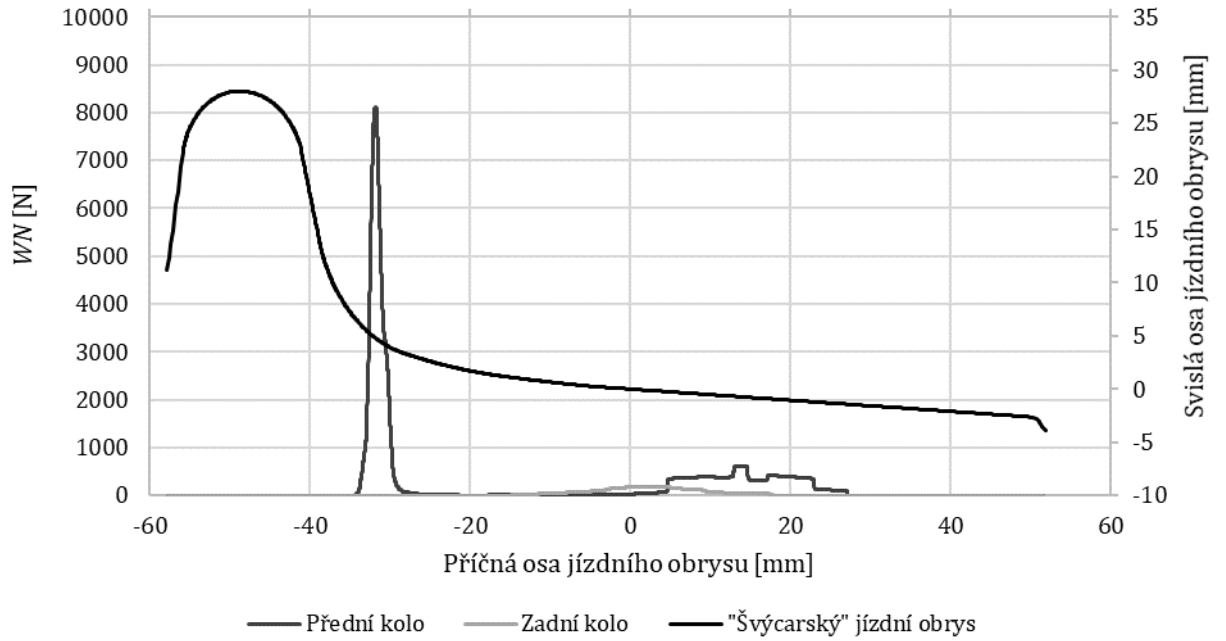


Levá strana zadního podvozku

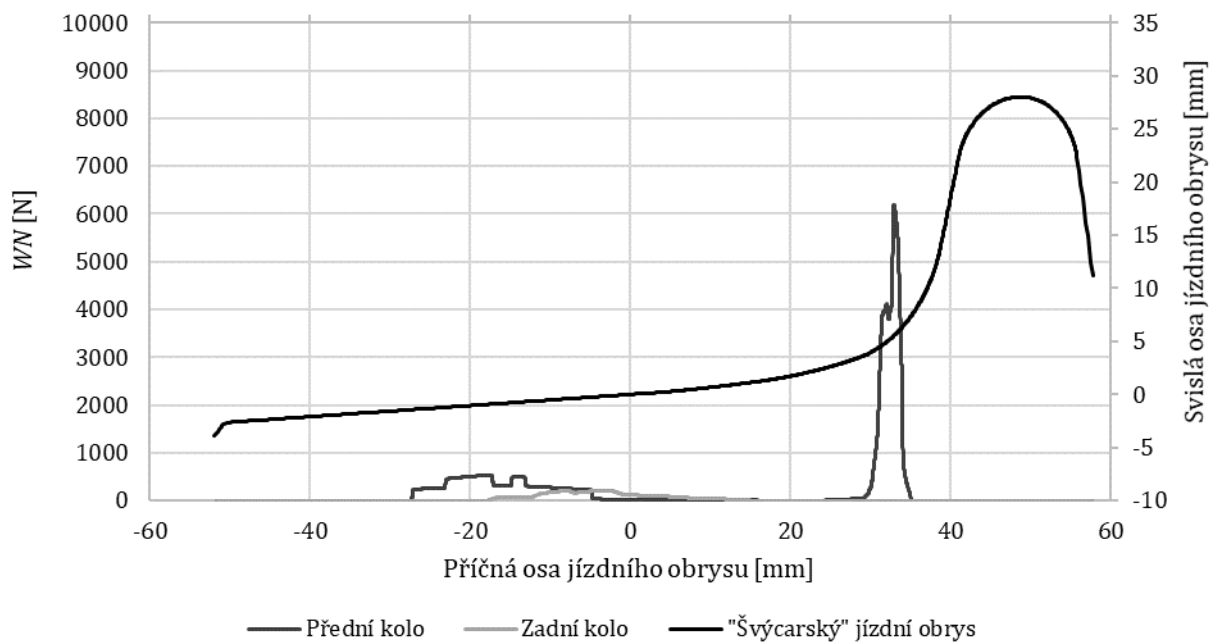


Trat' Čierny Balog – Dobroč; s nerovnostmi

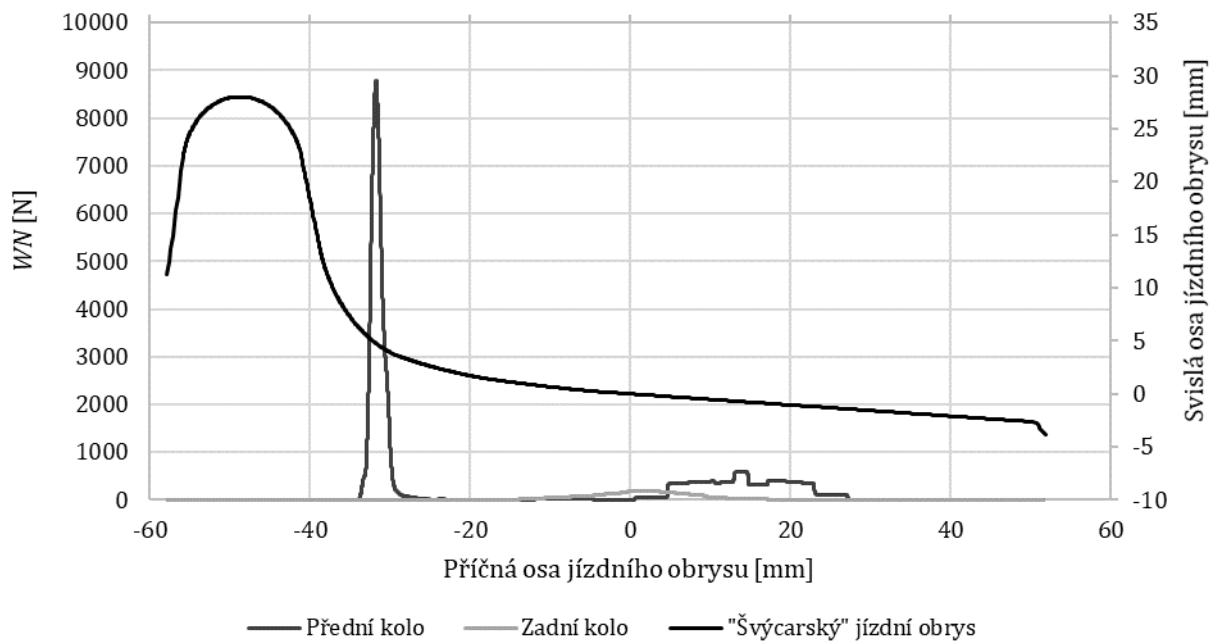
Pravá strana předního podvozku



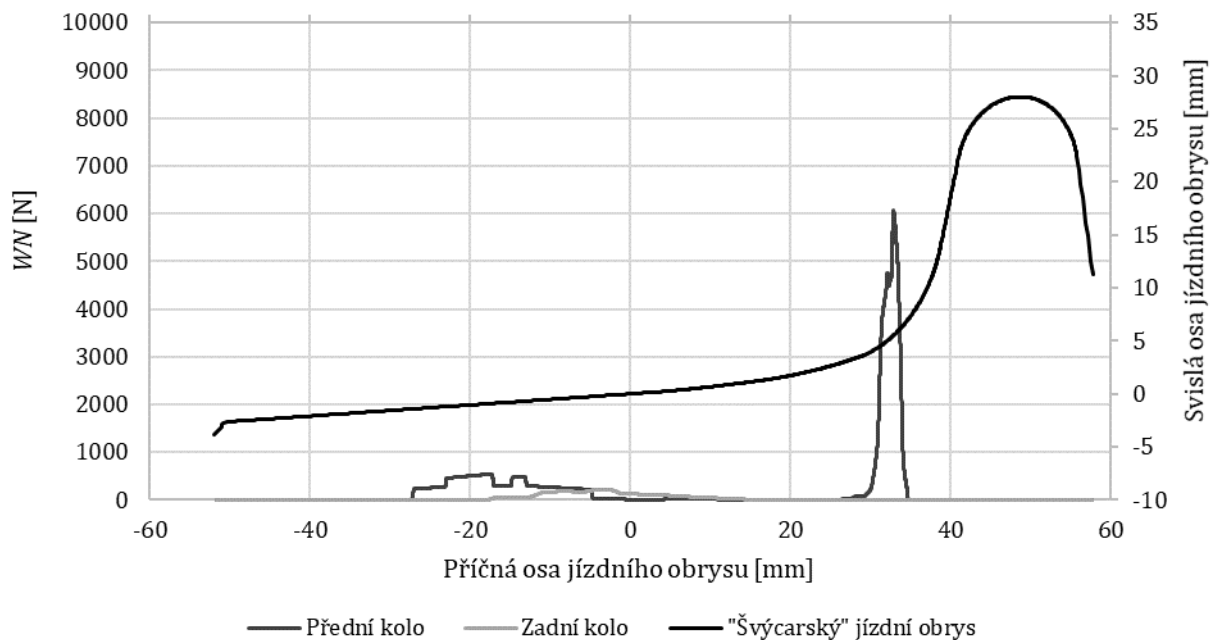
Levá strana předního podvozku



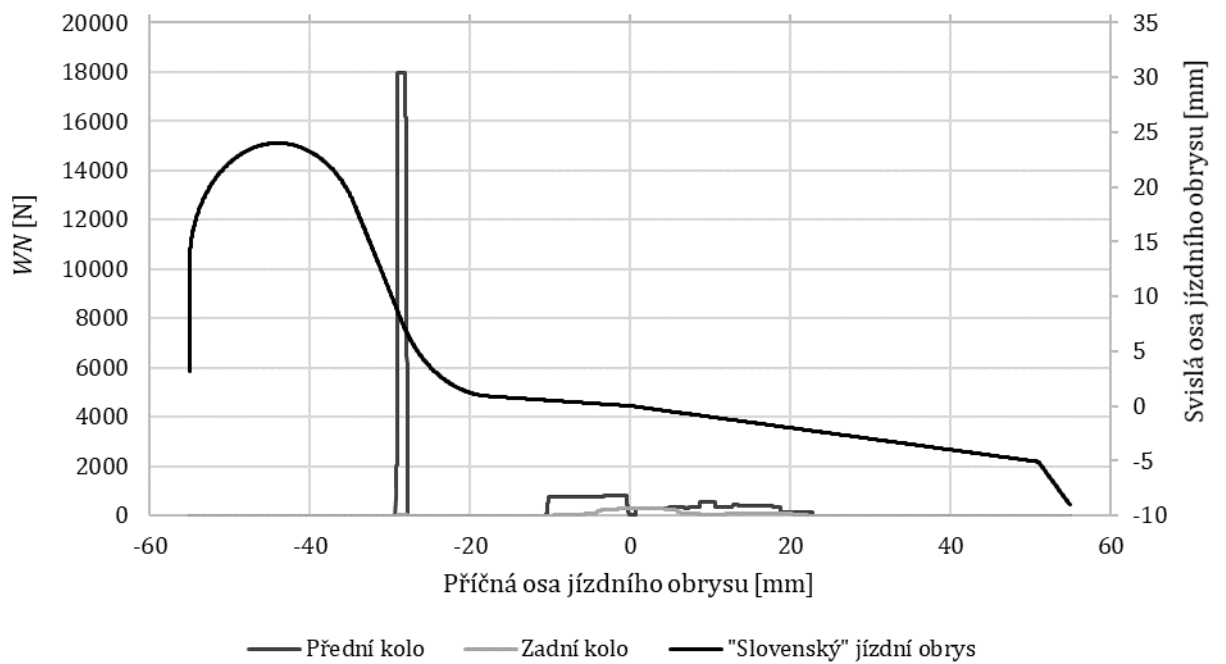
Pravá strana zadního podvozku



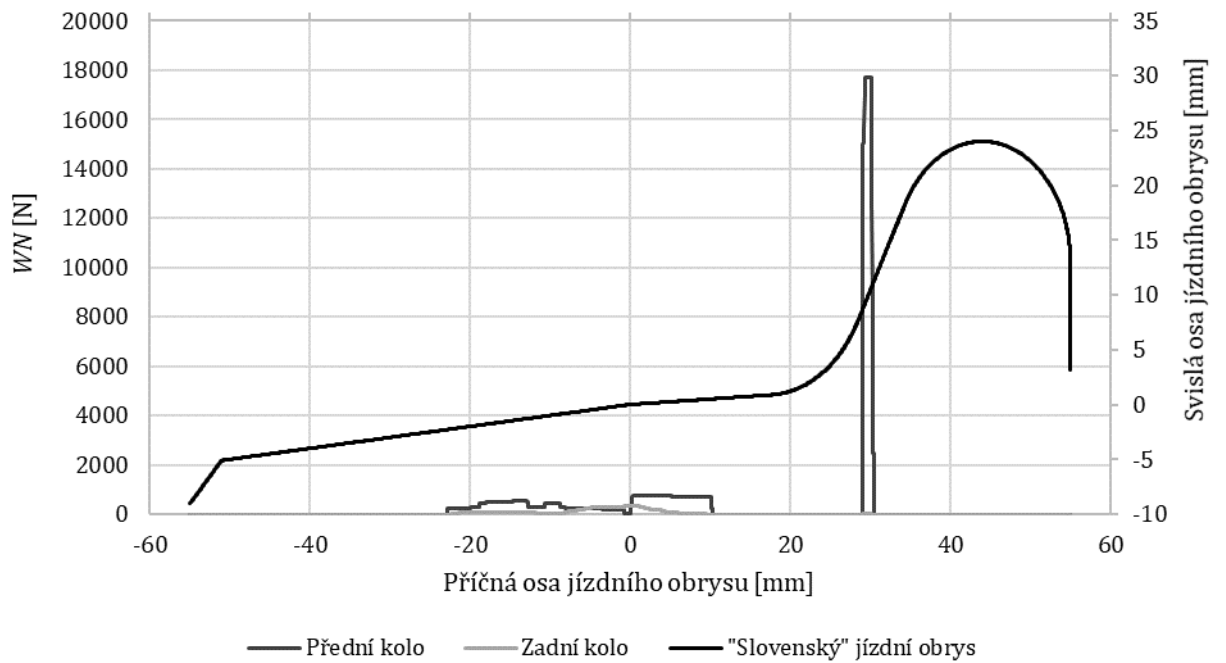
Levá strana zadního podvozku



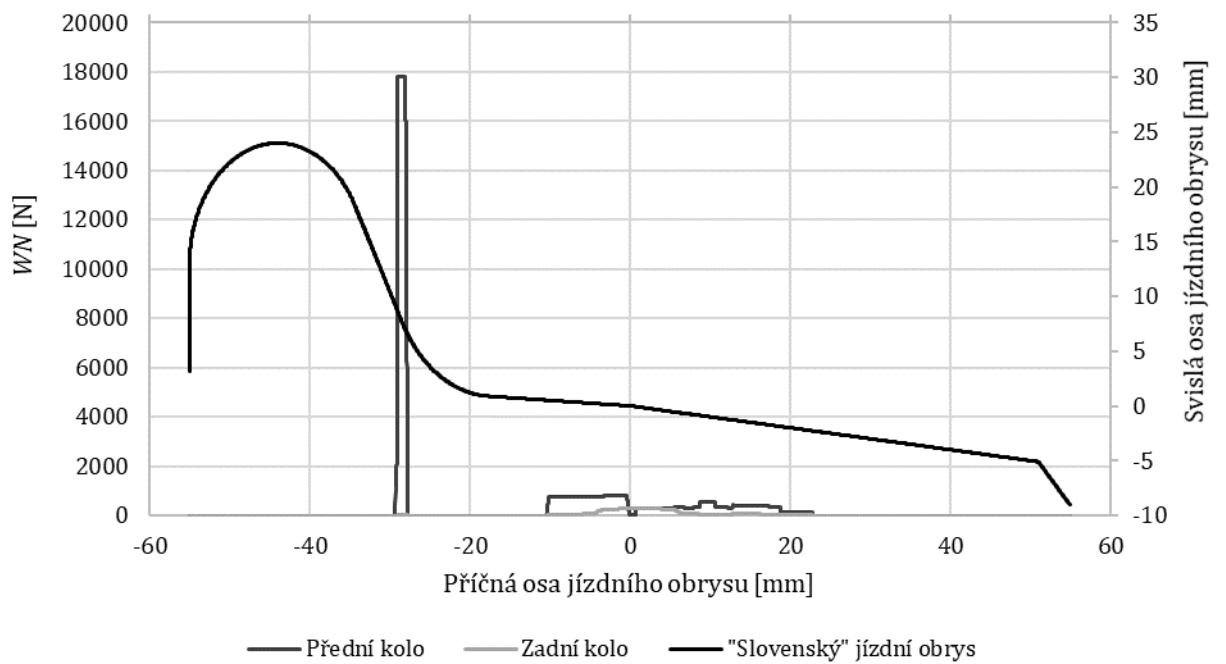
Pravá strana předního podvozku



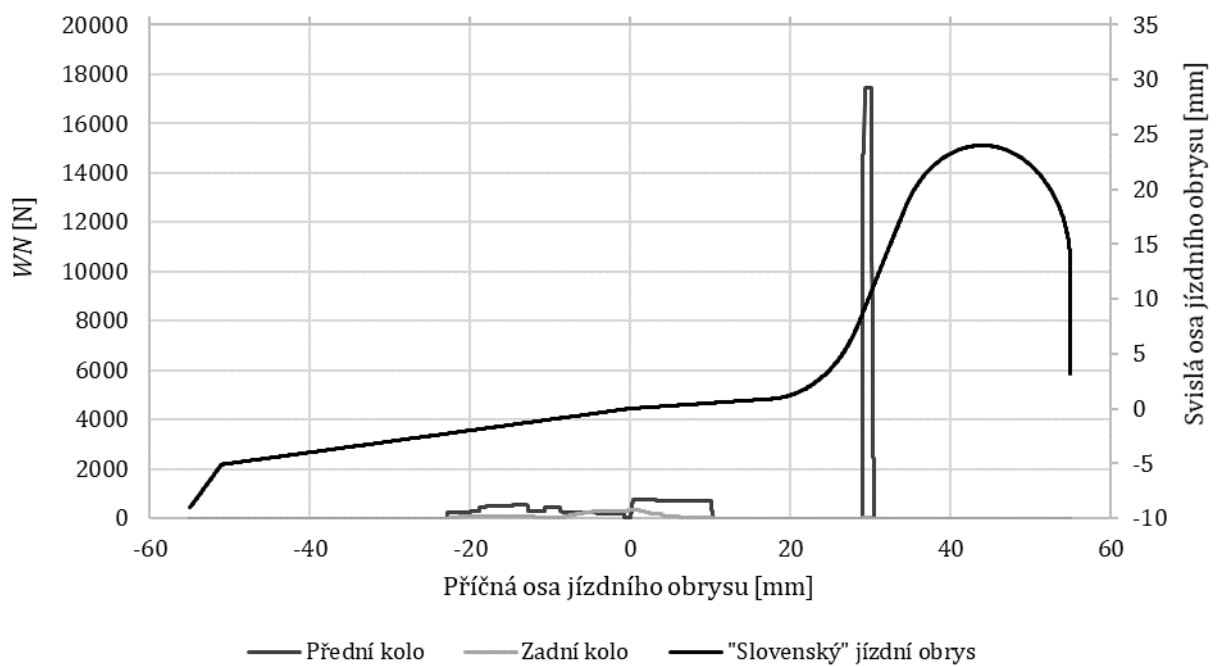
Levá strana předního podvozku



Pravá strana zadního podvozku



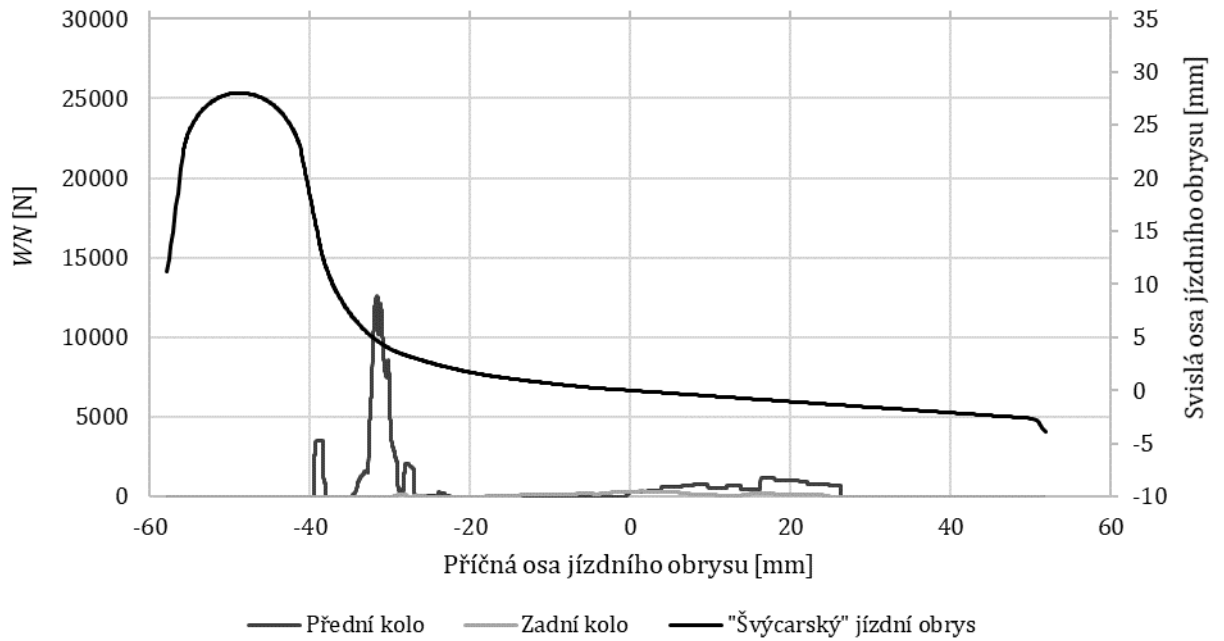
Levá strana zadního podvozku



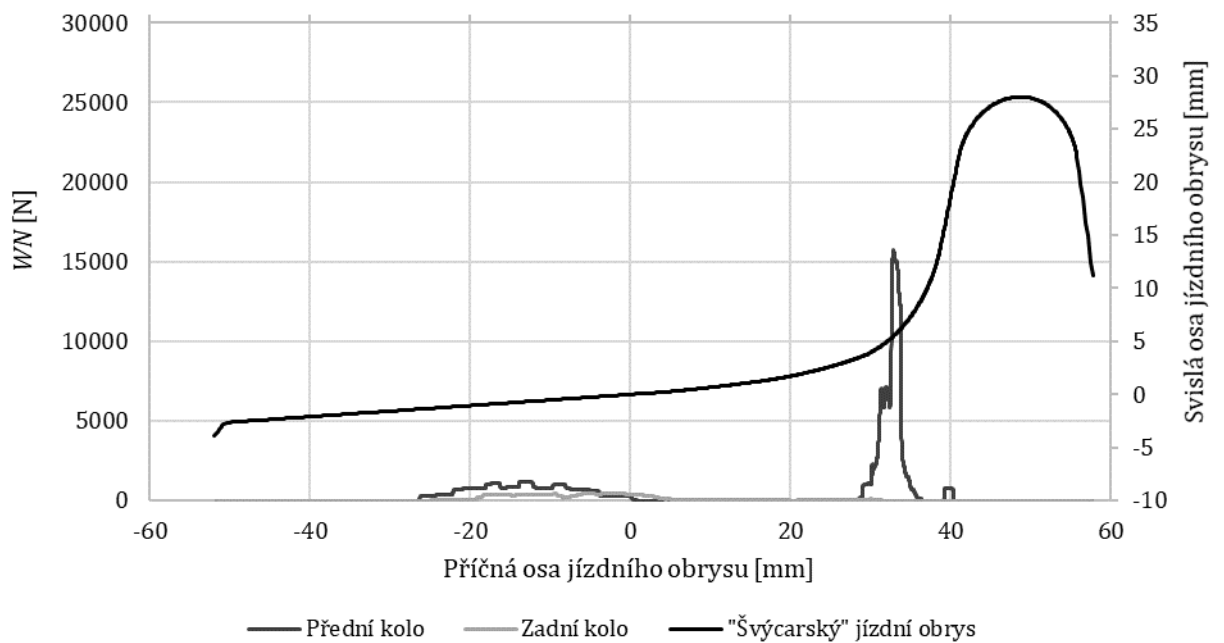
Příloha č. 6 – Průběh WN na jízdním obryse řídicího vozu

Trat' Čierny Balog – Chvatimech; bez nerovností

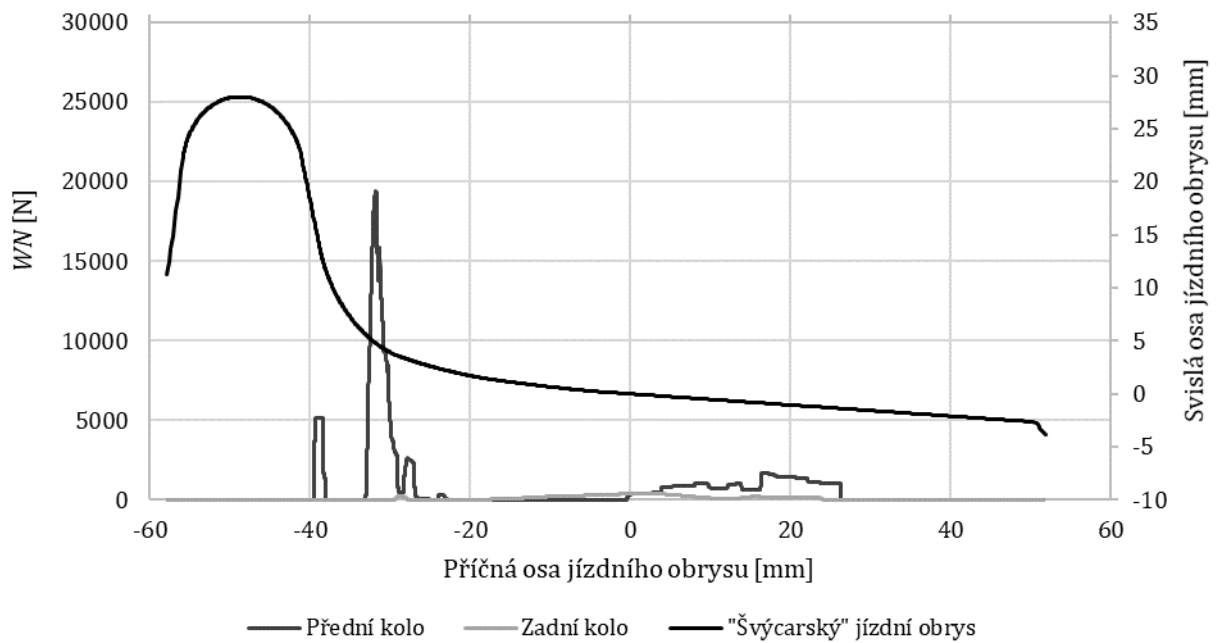
Pravá strana předního podvozku



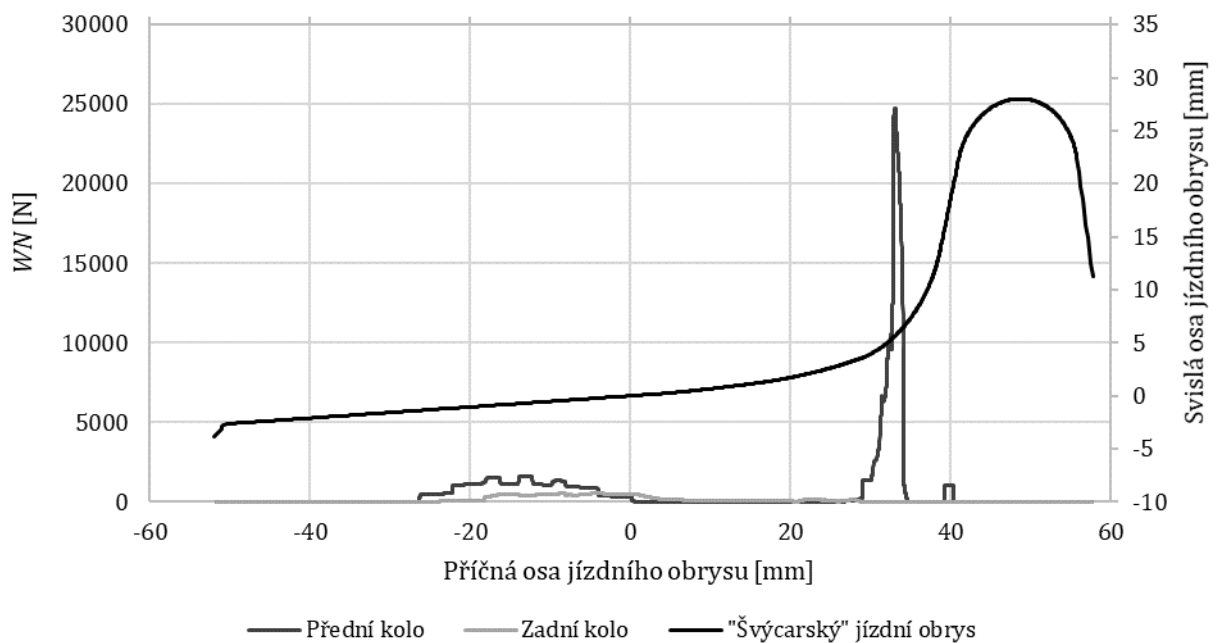
Levá strana předního podvozku



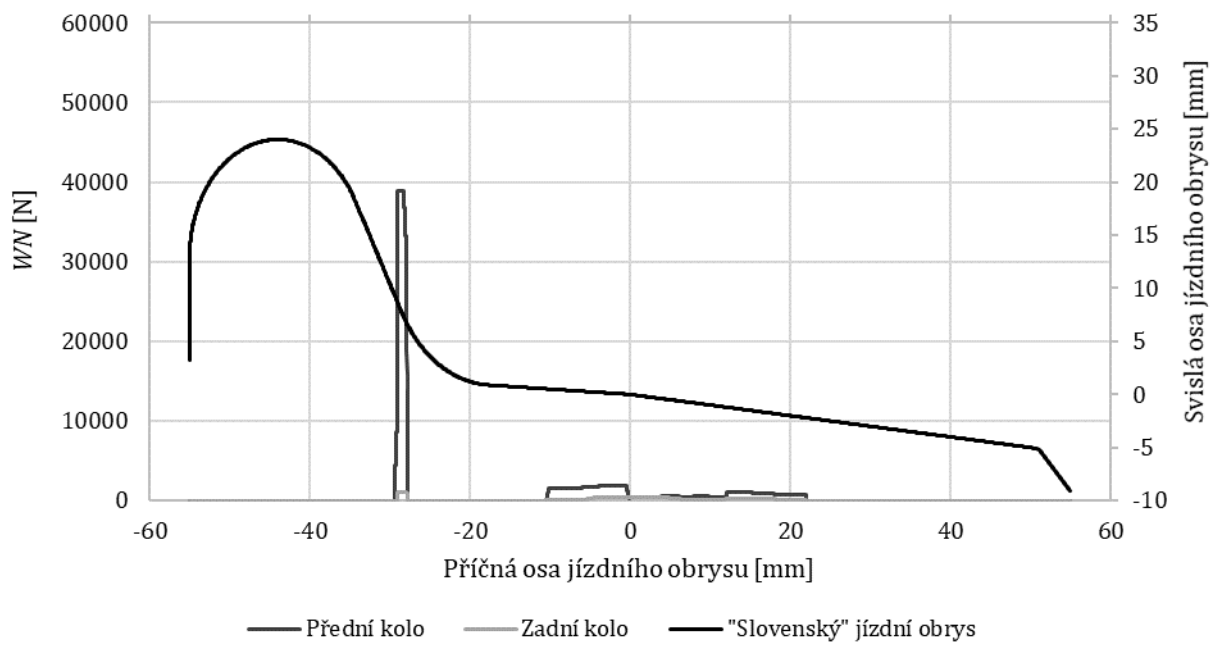
Pravá strana zadního podvozku



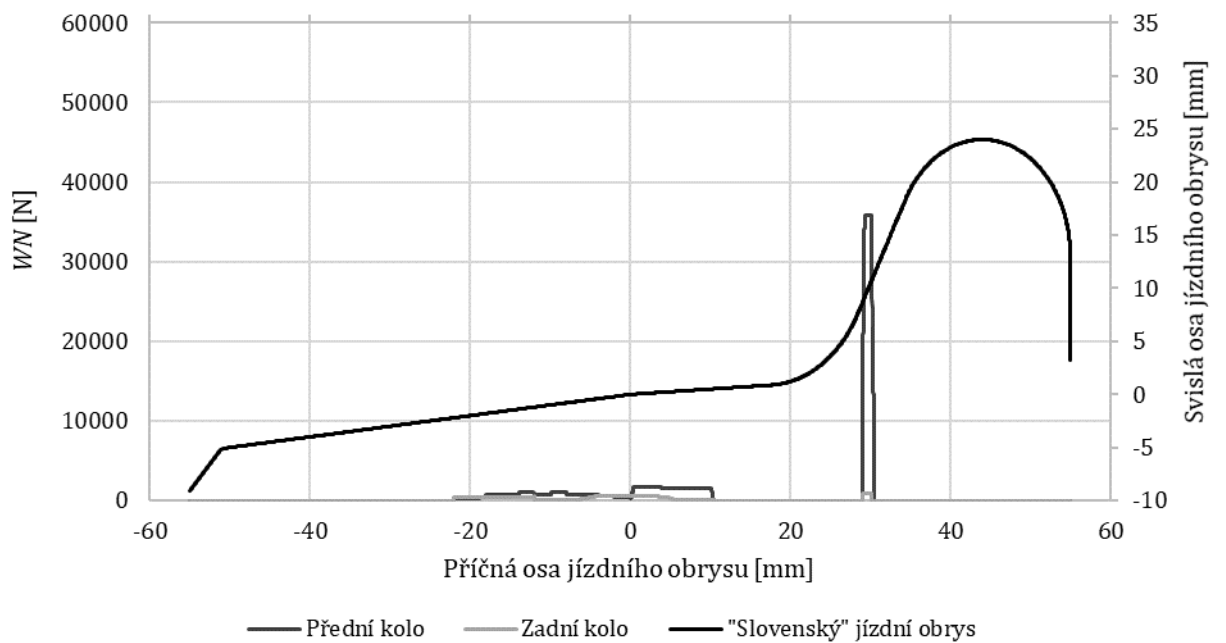
Levá strana zadního podvozku



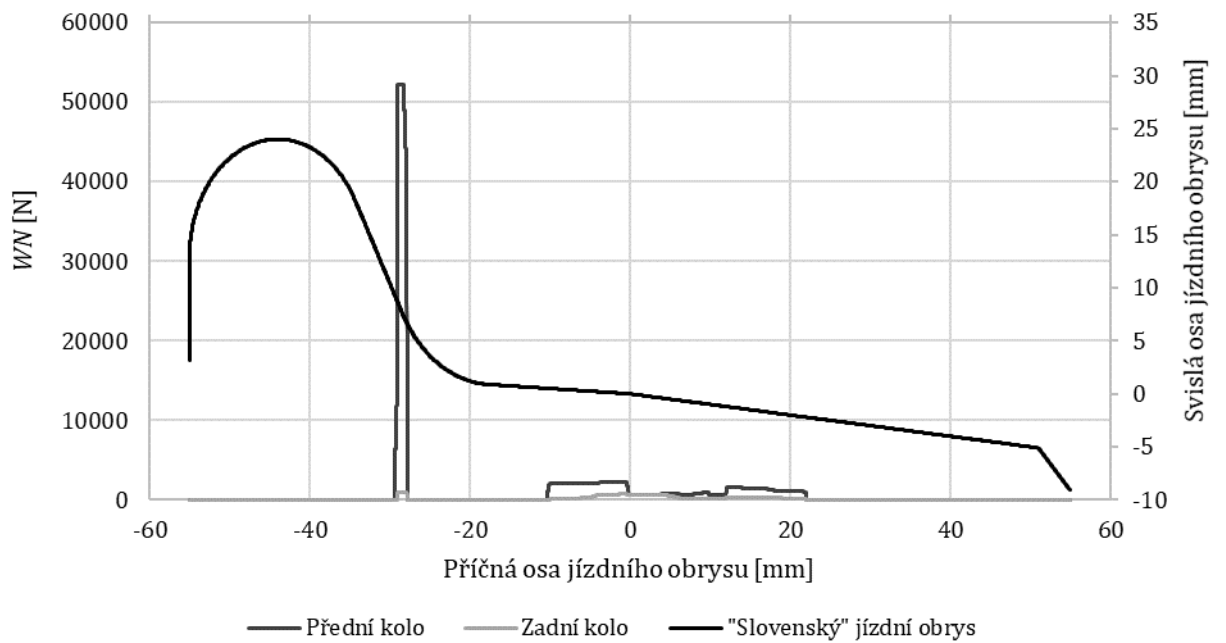
Pravá strana předního podvozku



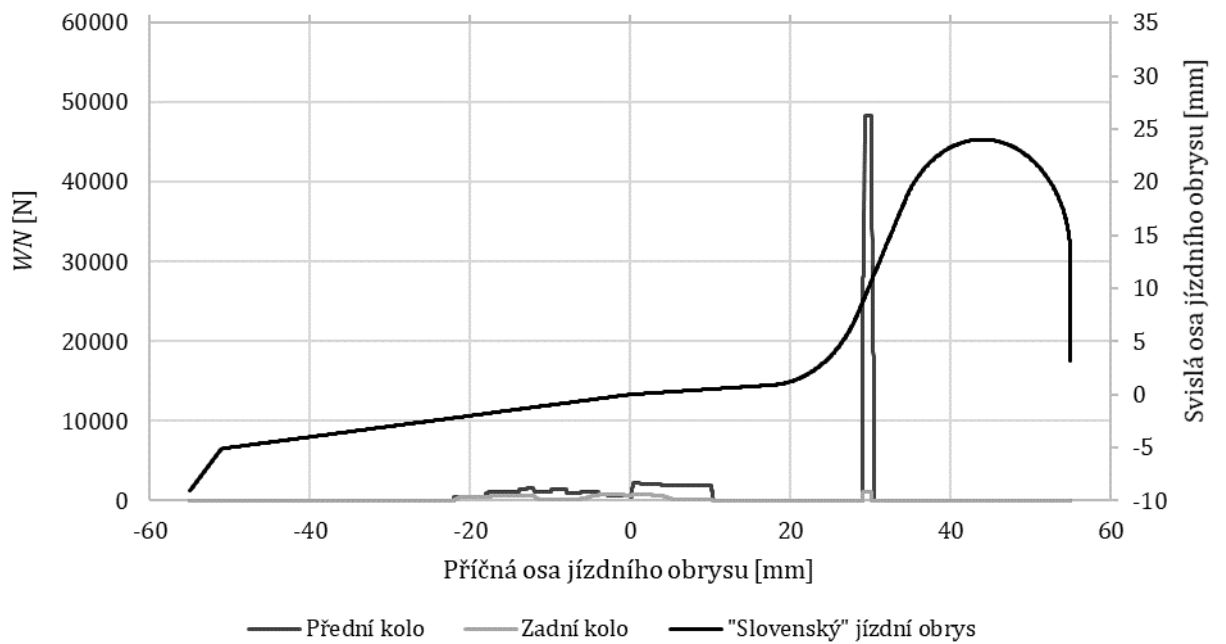
Levá strana předního podvozku



Pravá strana zadního podvozku

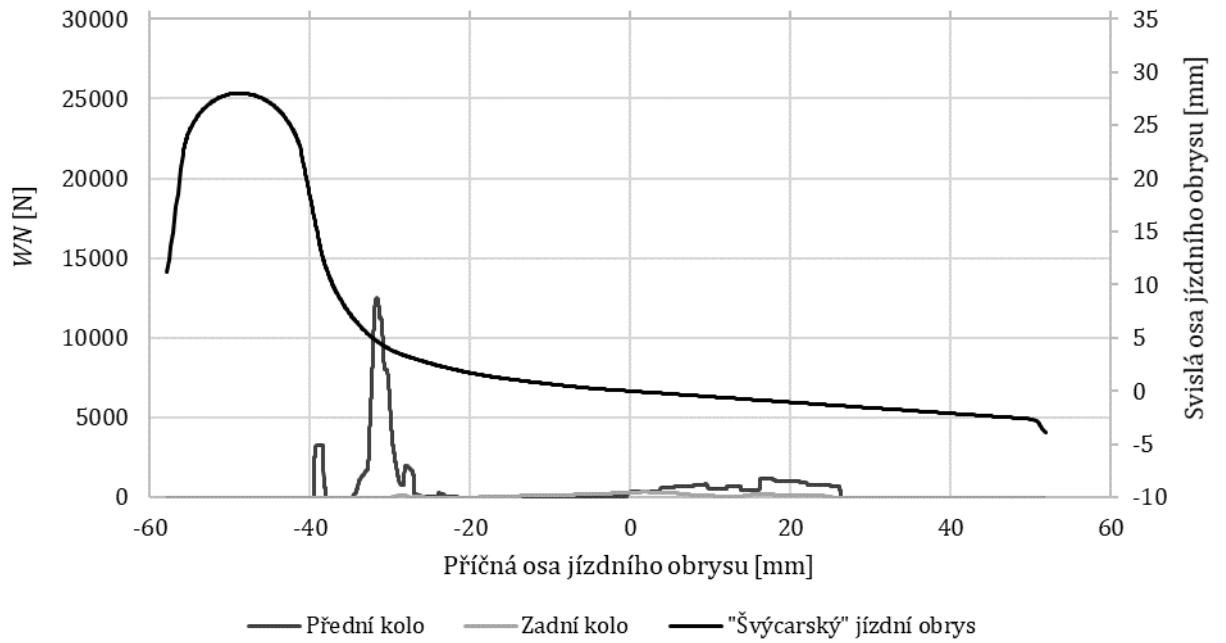


Levá strana zadního podvozku

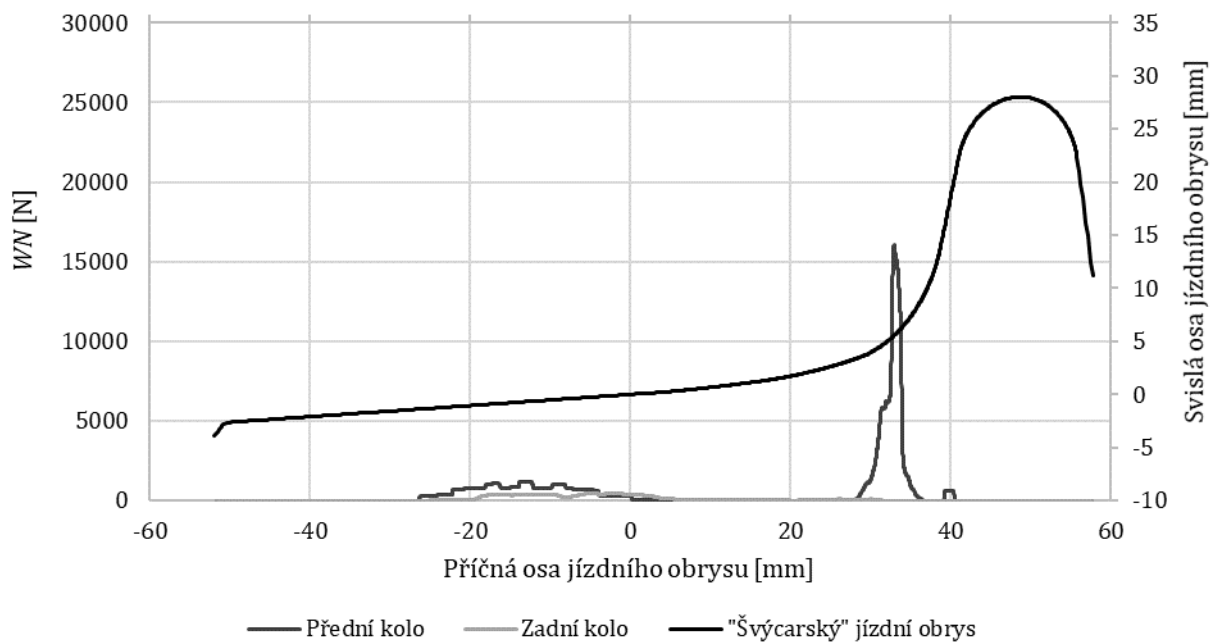


Trat' Čierny Balog – Chvatimech; s nerovnostmi

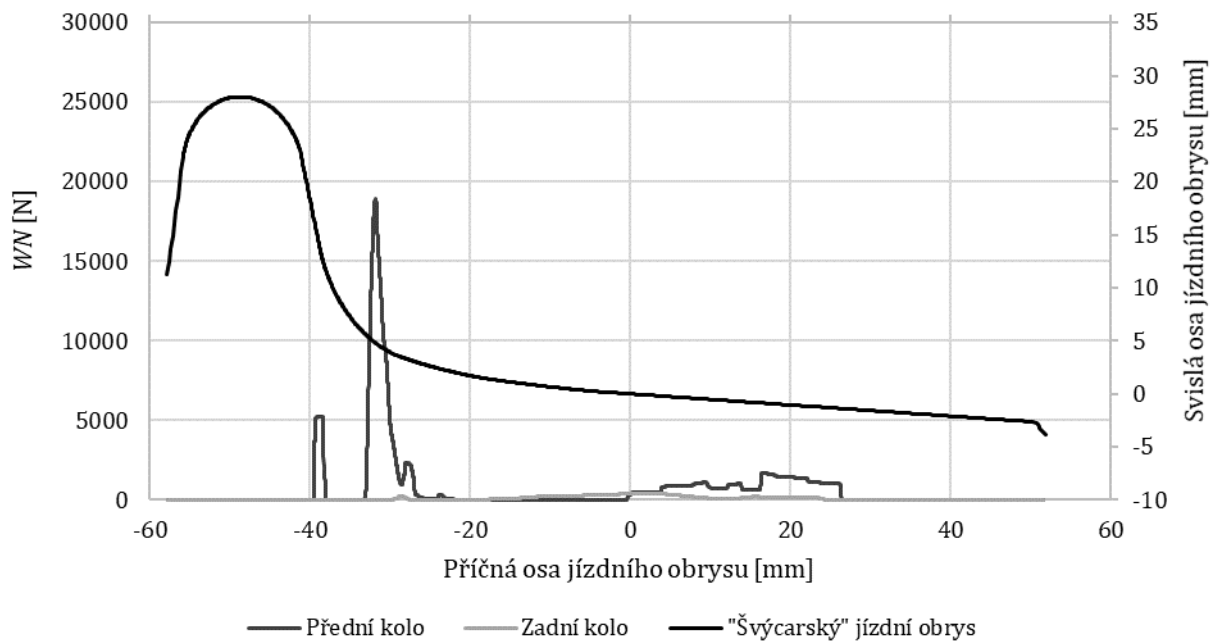
Pravá strana předního podvozku



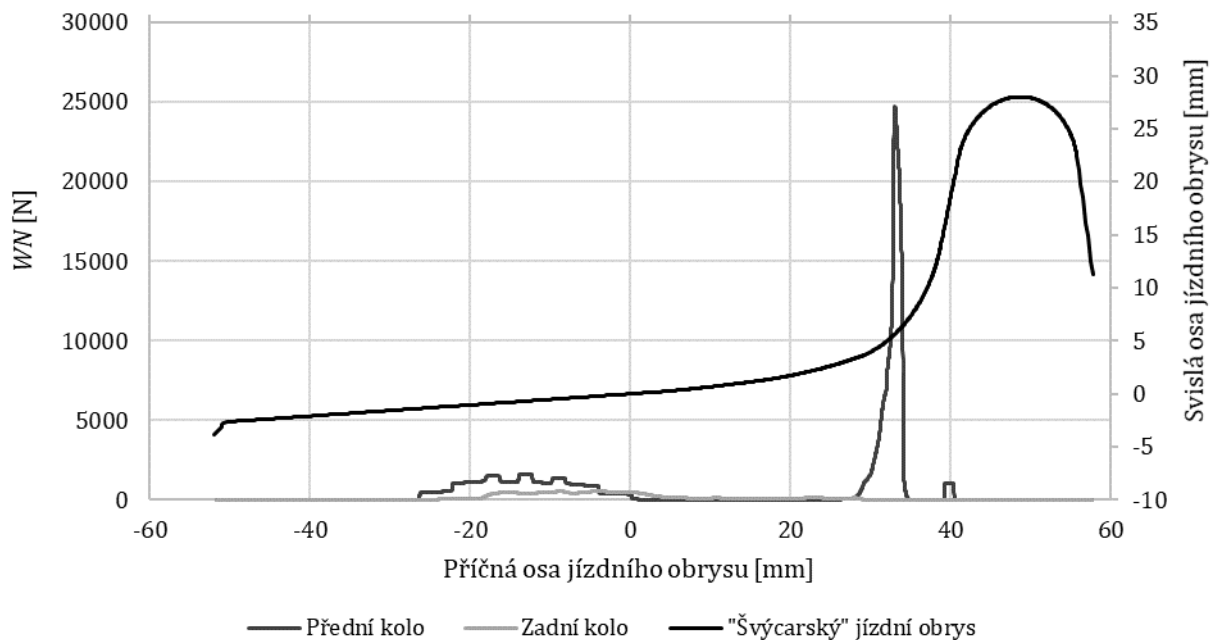
Levá strana předního podvozku



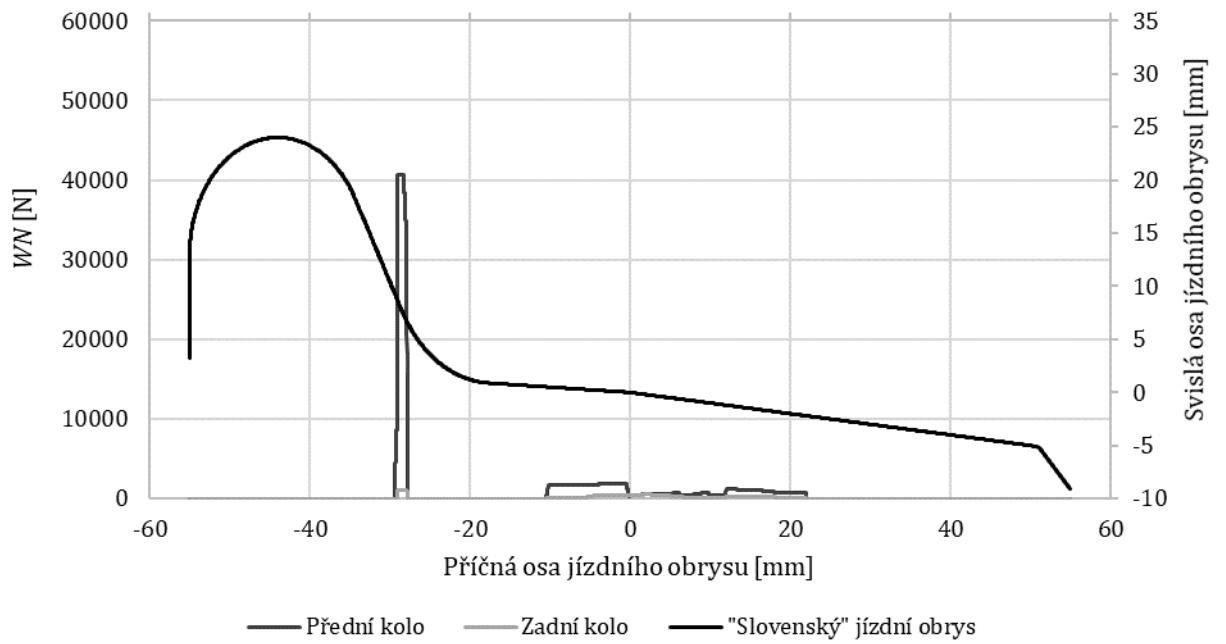
Pravá strana zadního podvozku



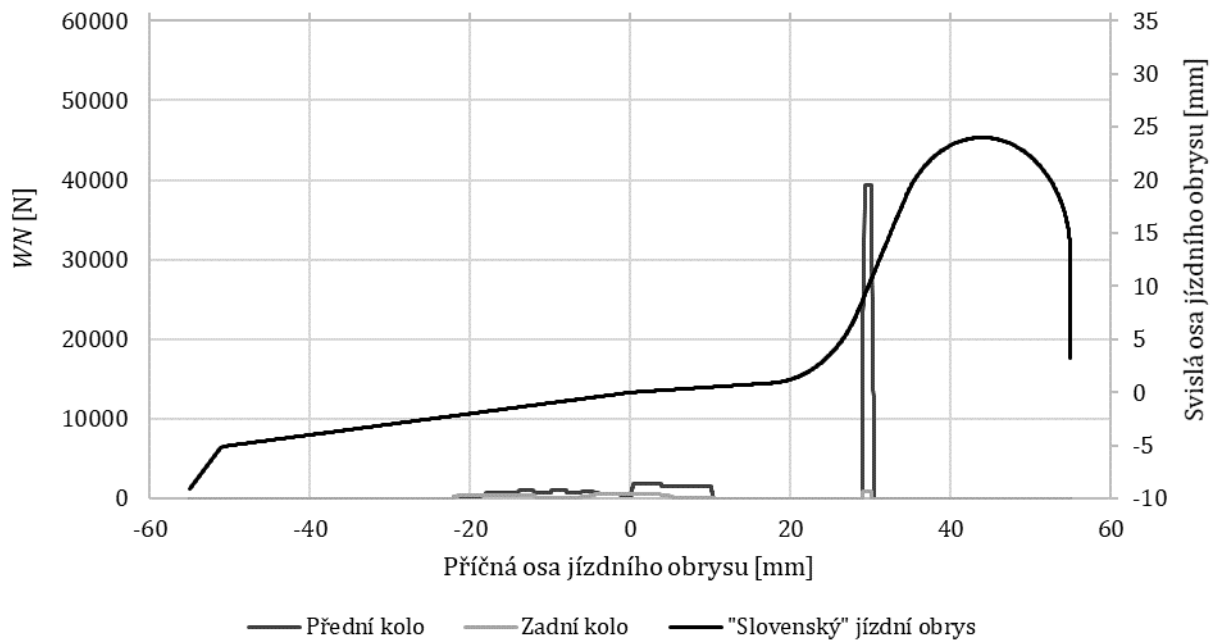
Levá strana zadního podvozku



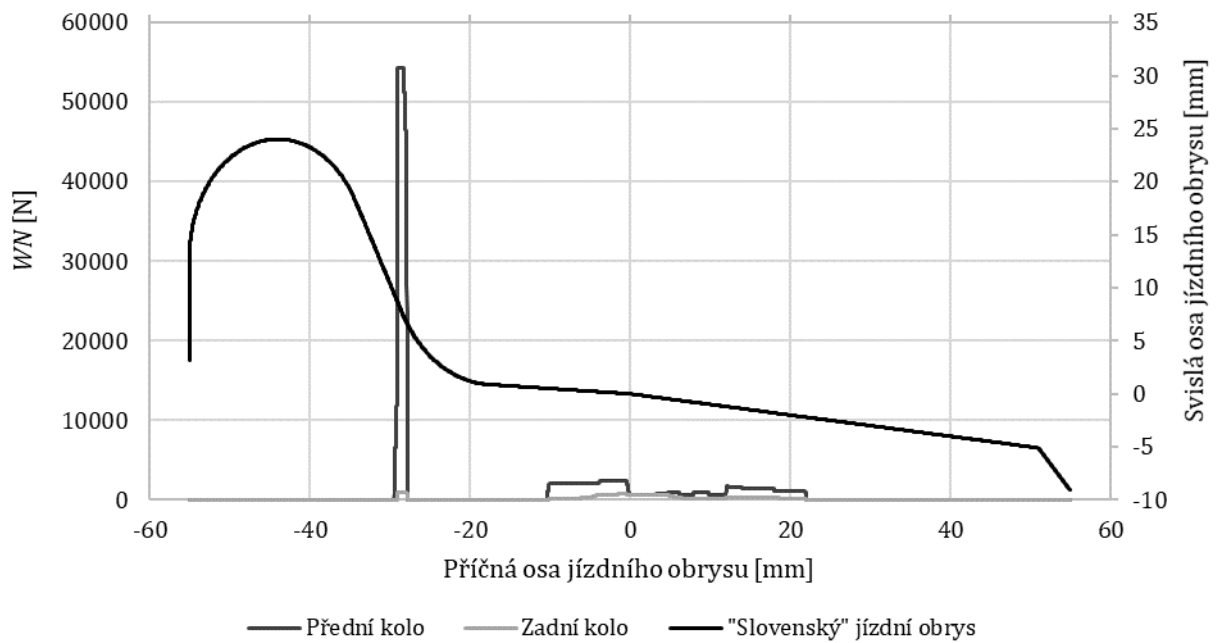
Pravá strana předního podvozku



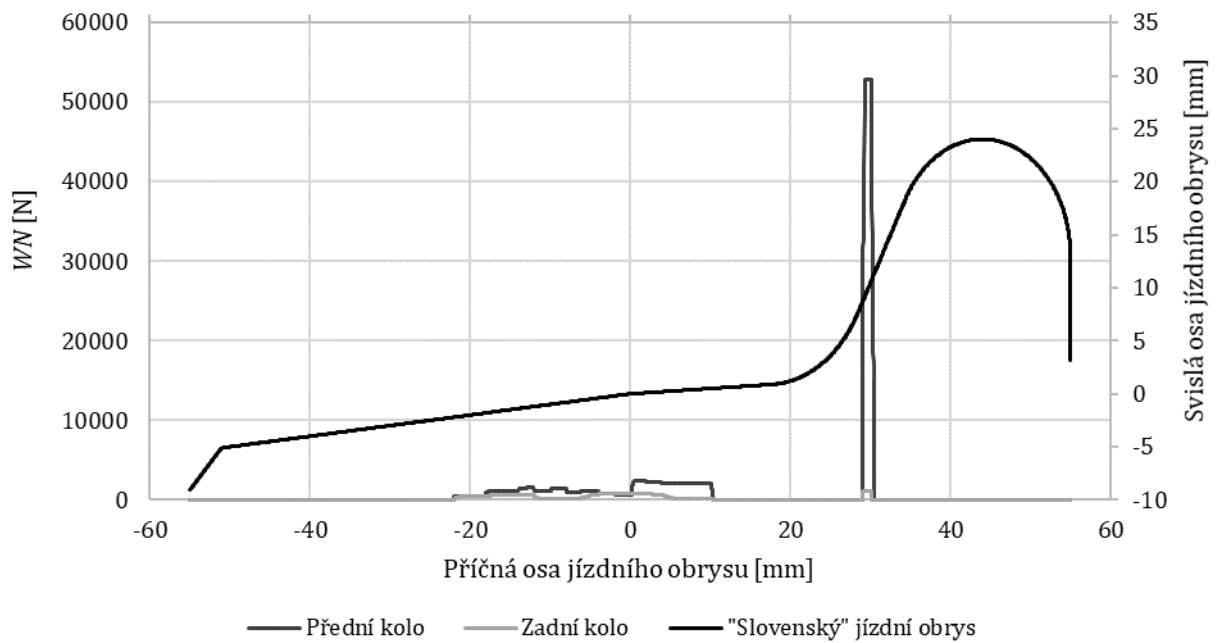
Levá strana předního podvozku



Pravá strana zadního podvozku

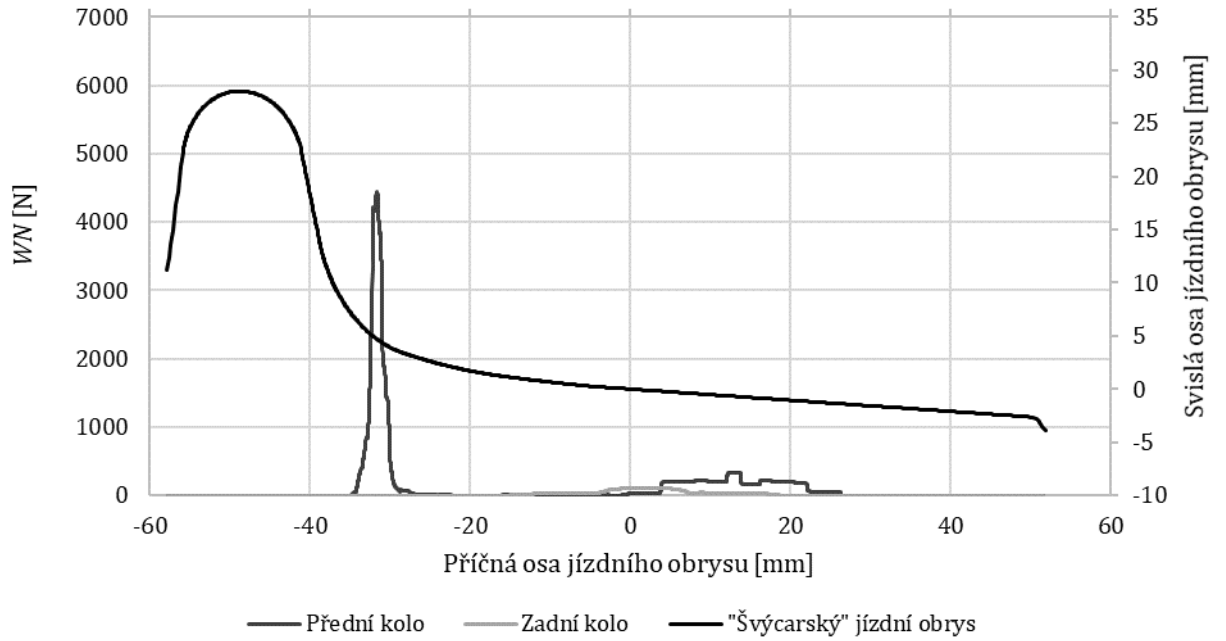


Levá strana zadního podvozku

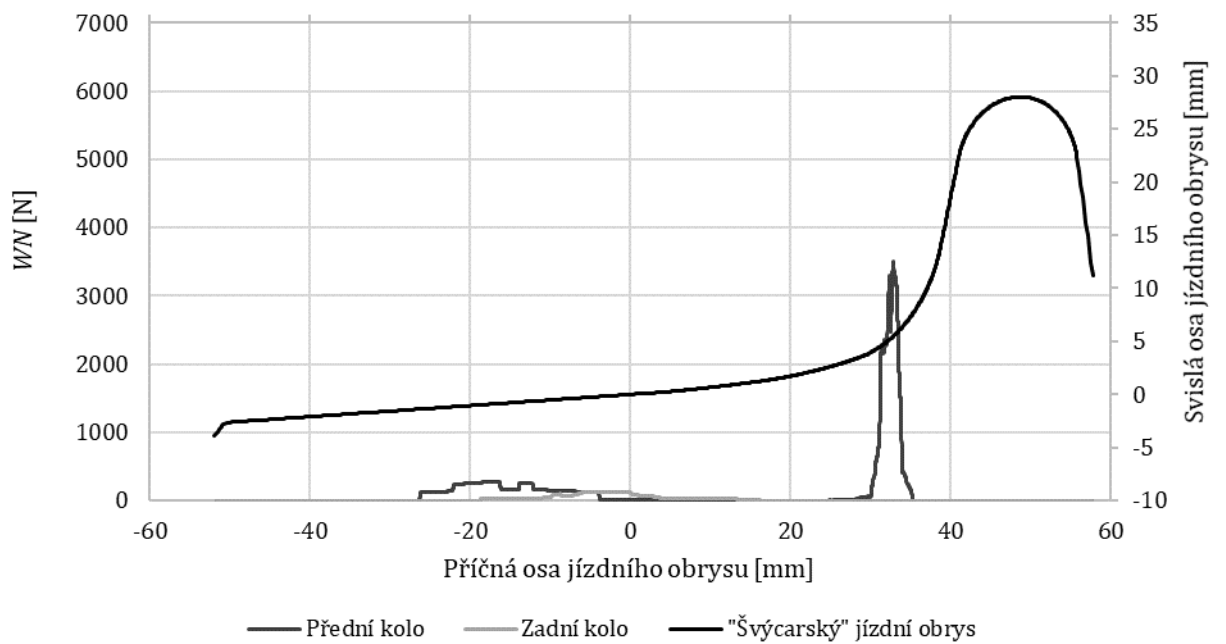


Trat' Čierny Balog – Dobroč; bez nerovností

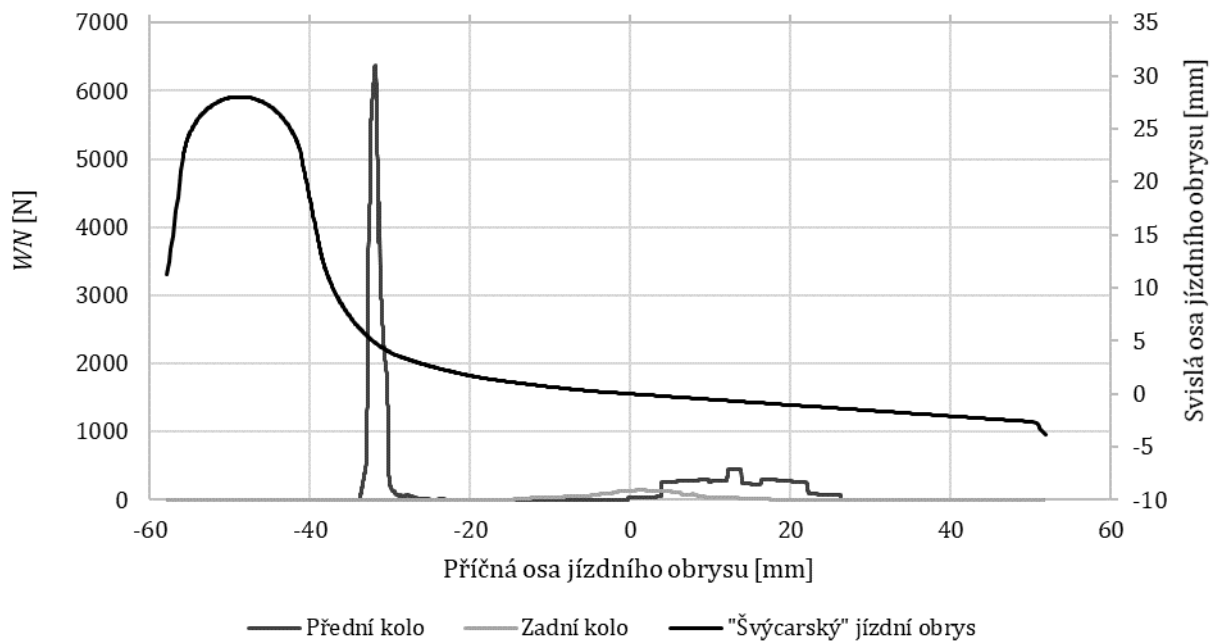
Pravá strana předního podvozku



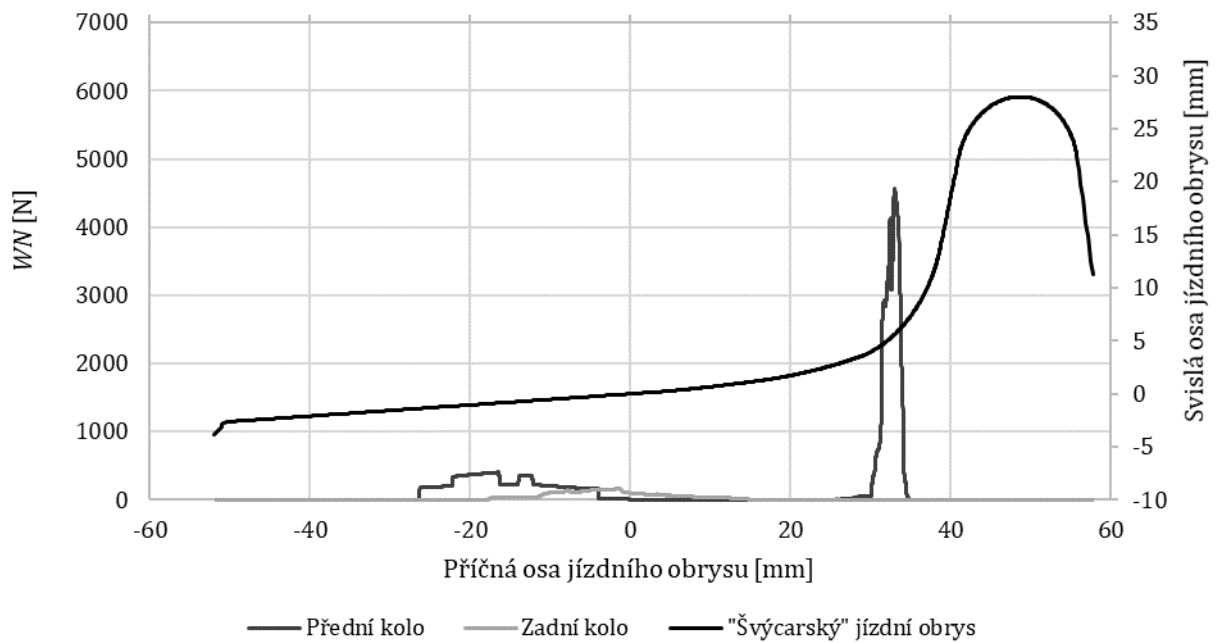
Levá strana předního podvozku



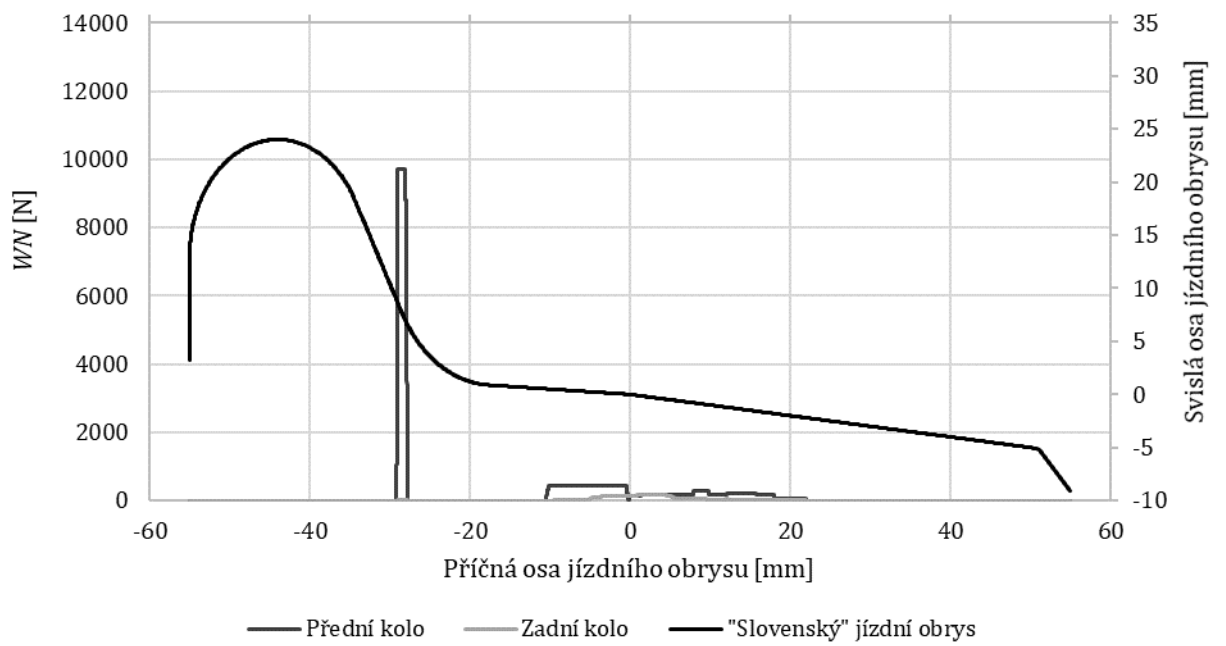
Pravá strana zadního podvozku



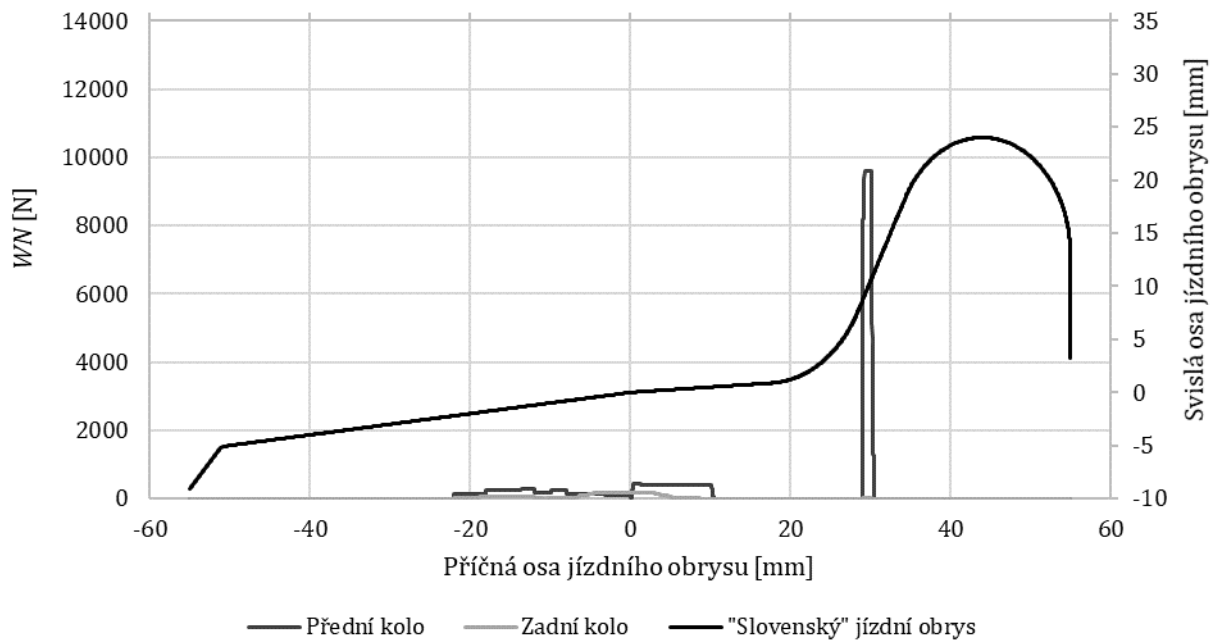
Levá strana zadního podvozku



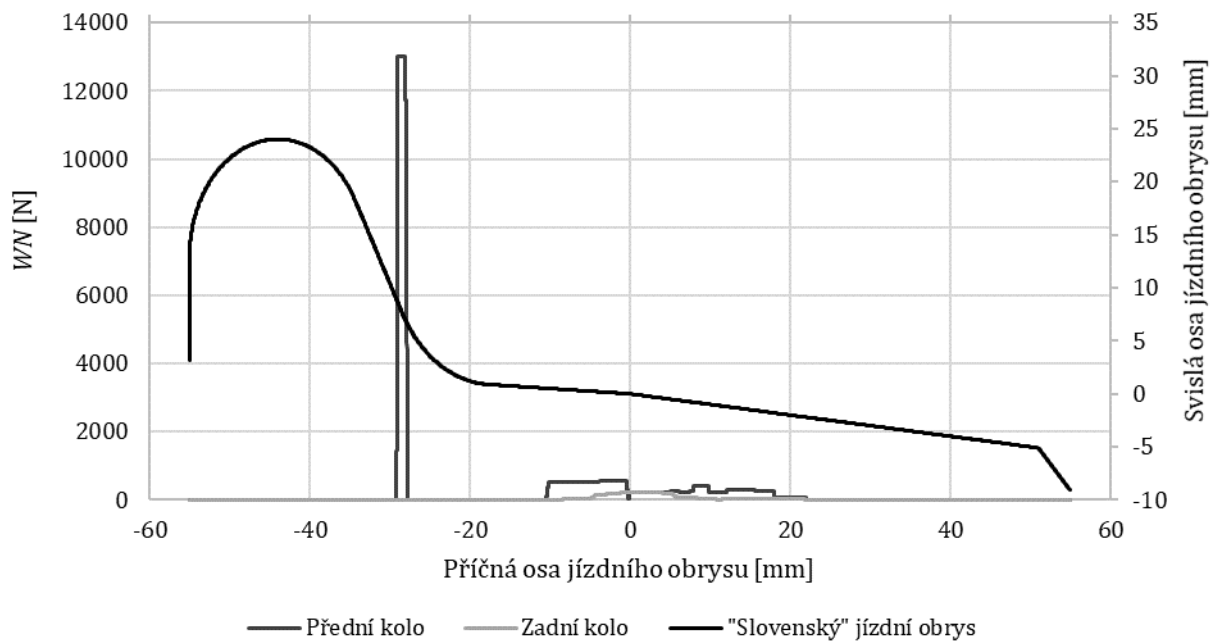
Pravá strana předního podvozku



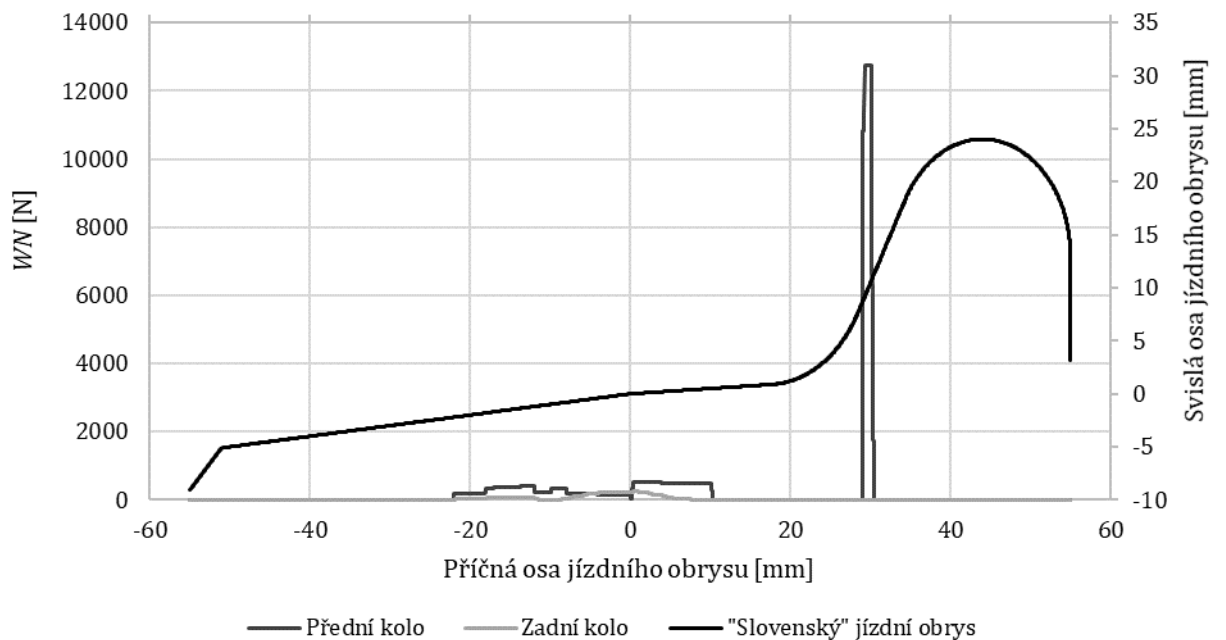
Levá strana předního podvozku



Pravá strana zadního podvozku

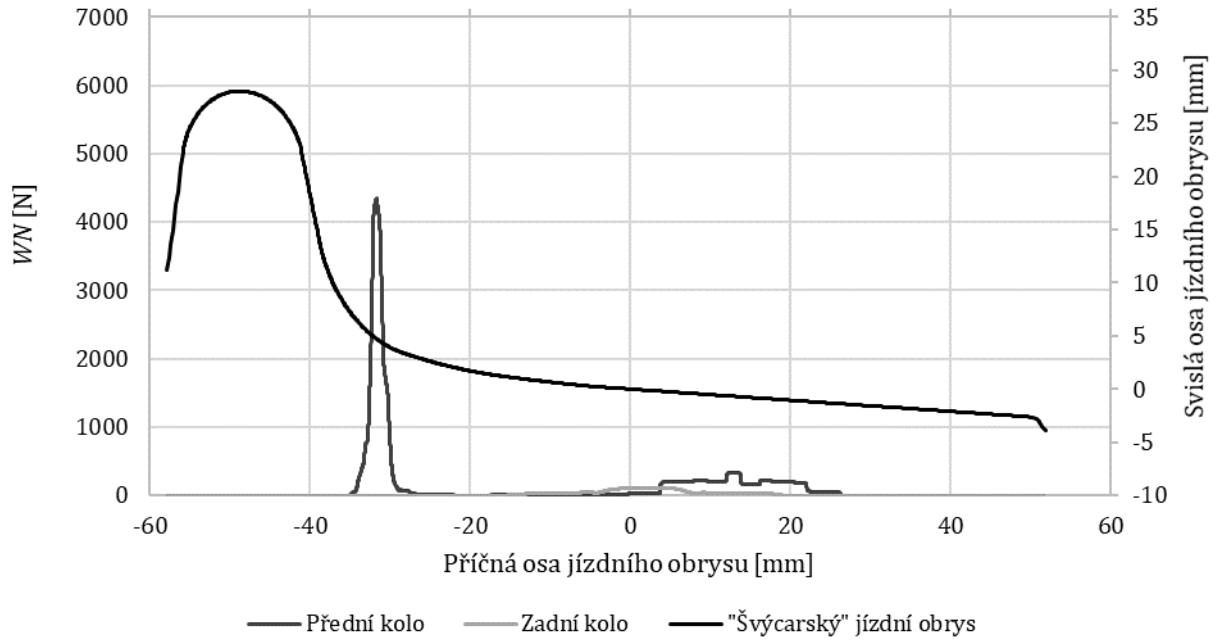


Levá strana zadního podvozku

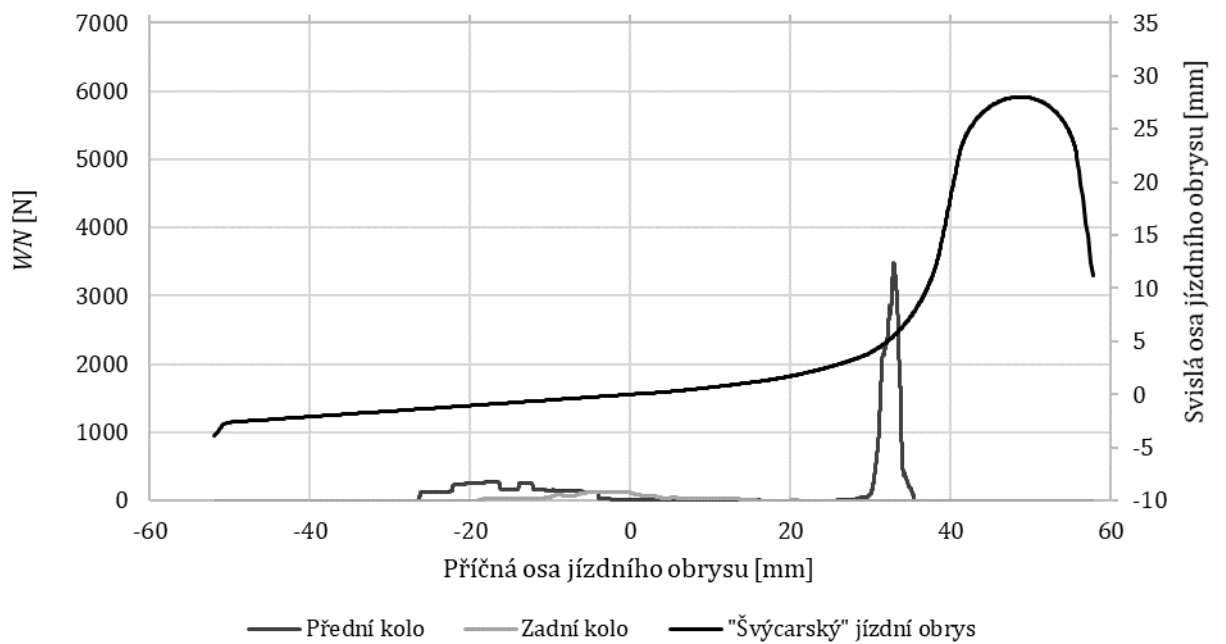


Trat' Čierny Balog – Dobroč; s nerovnostmi

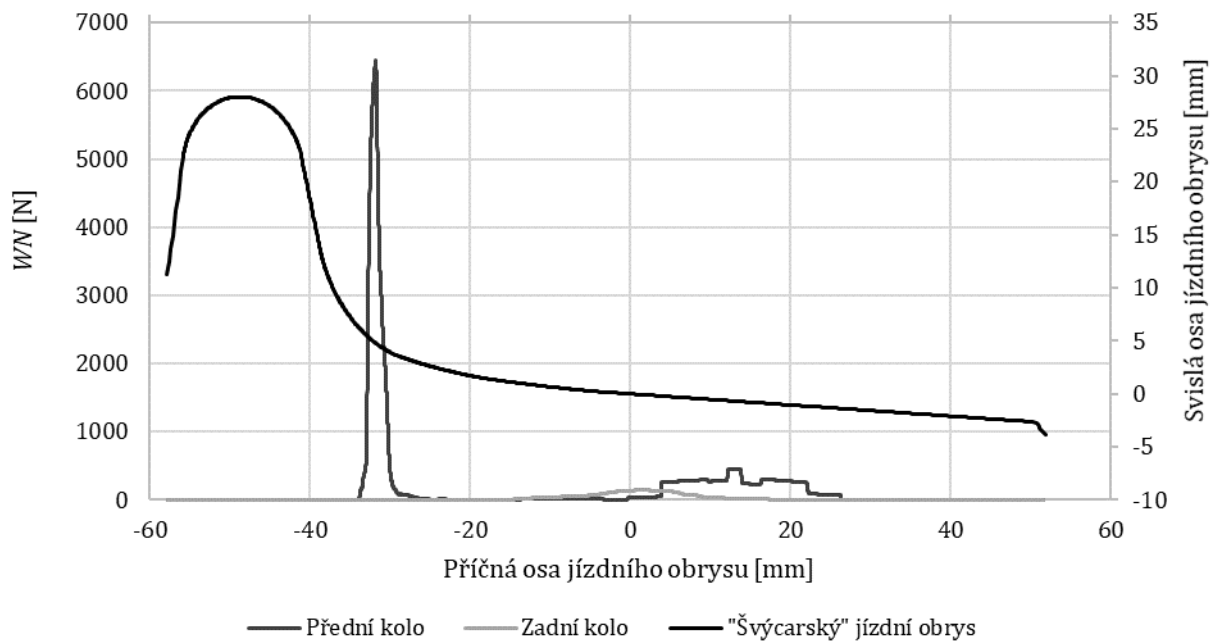
Pravá strana předního podvozku



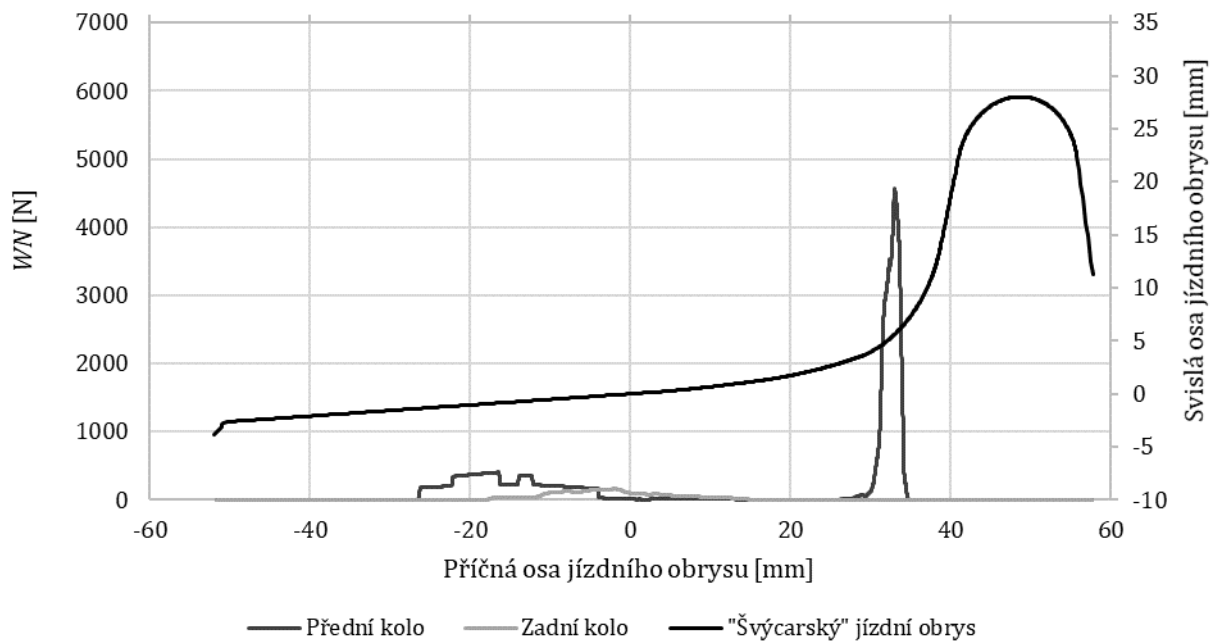
Levá strana předního podvozku



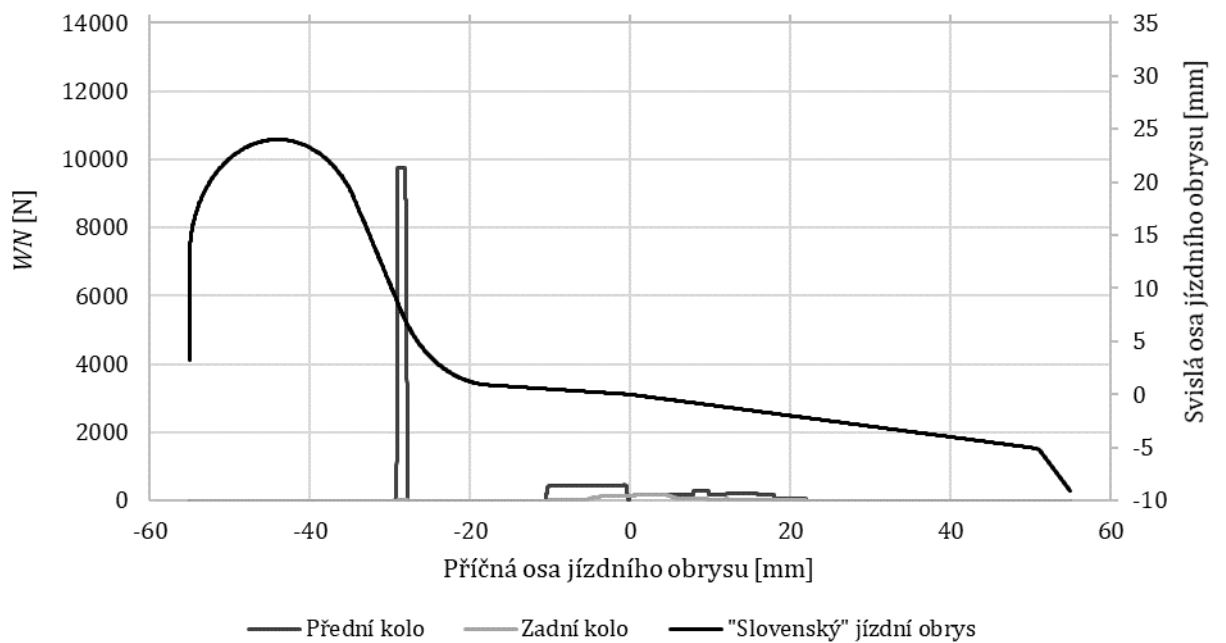
Pravá strana zadního podvozku



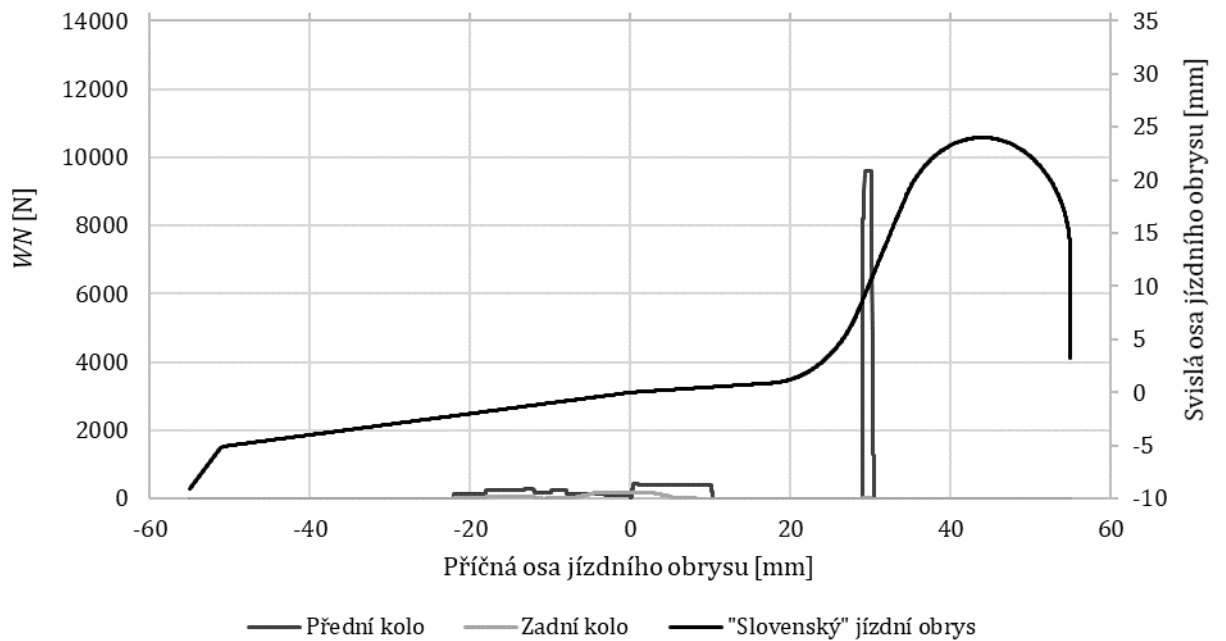
Levá strana zadního podvozku



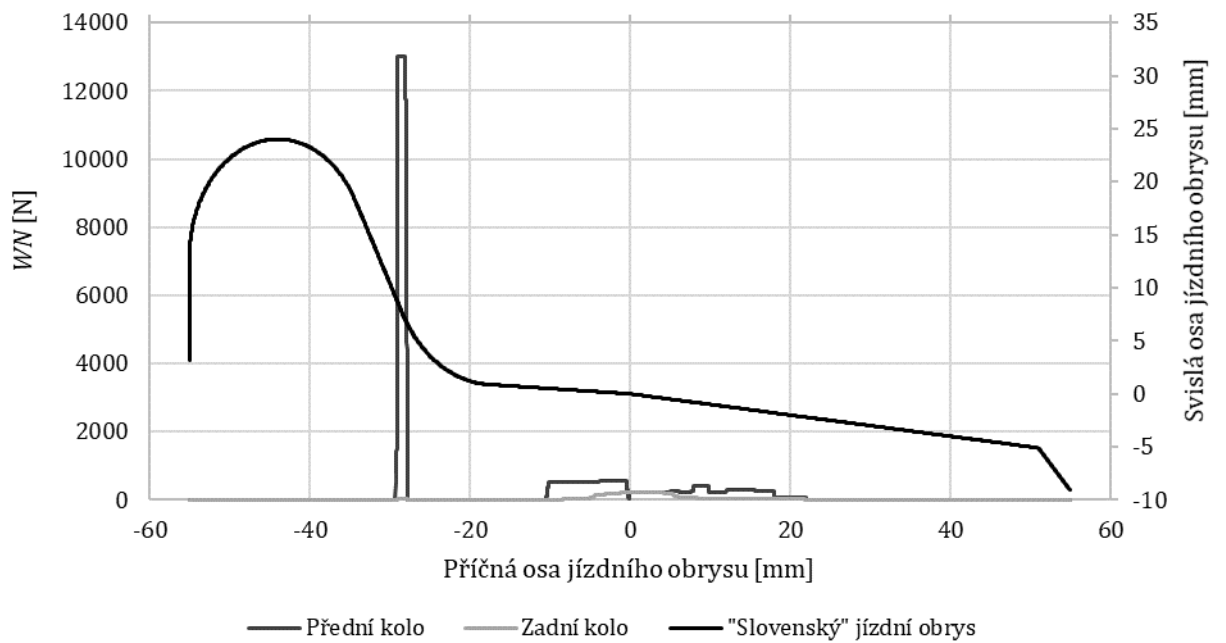
Pravá strana předního podvozku



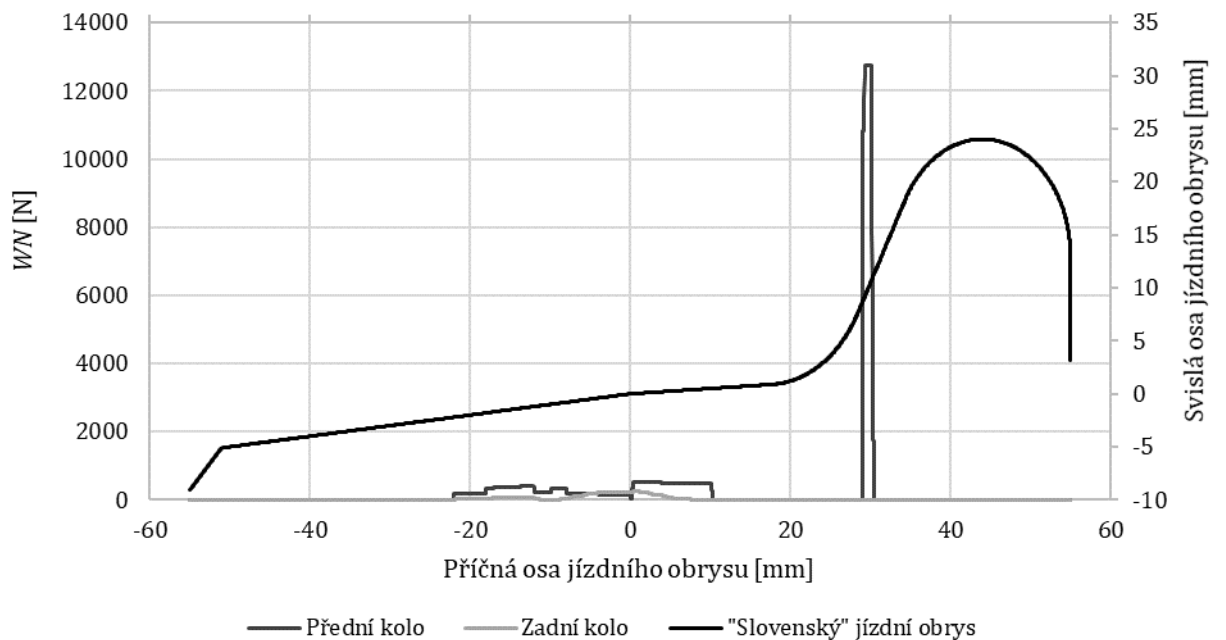
Levá strana předního podvozku



Pravá strana zadního podvozku

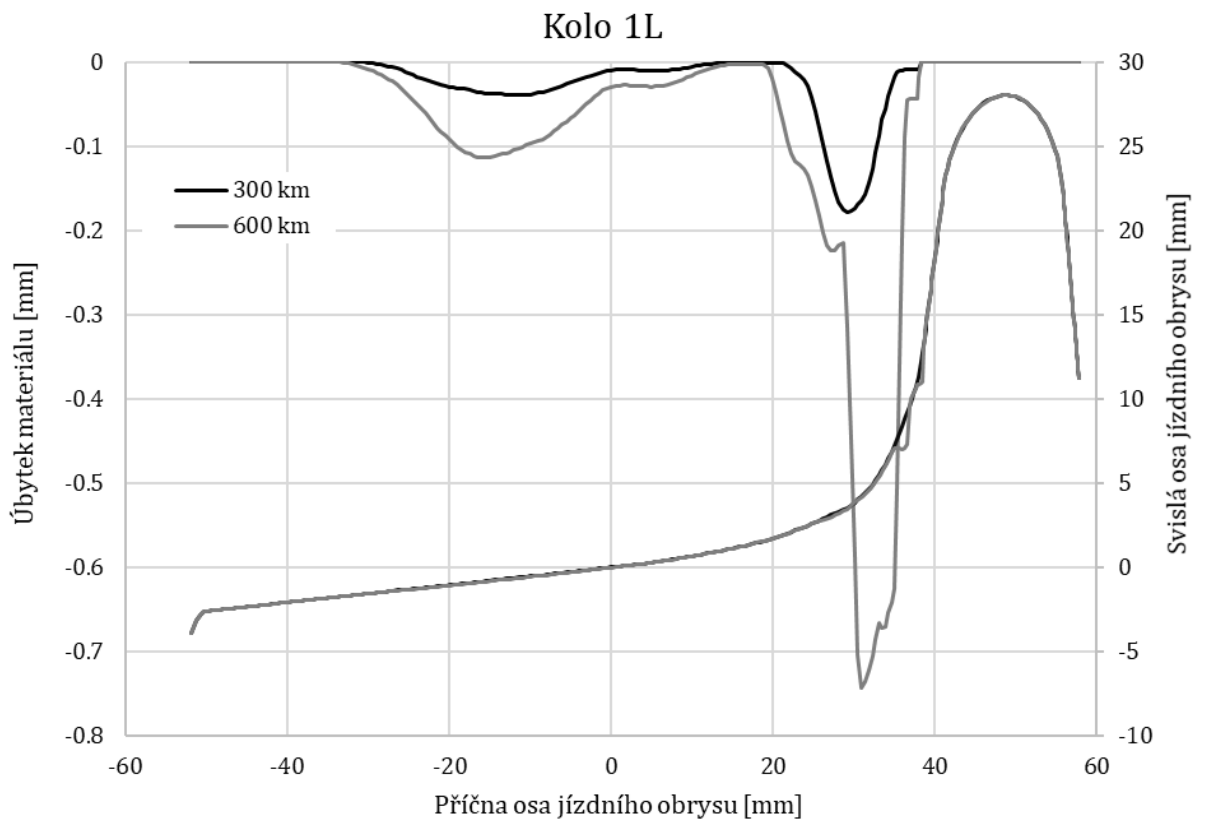
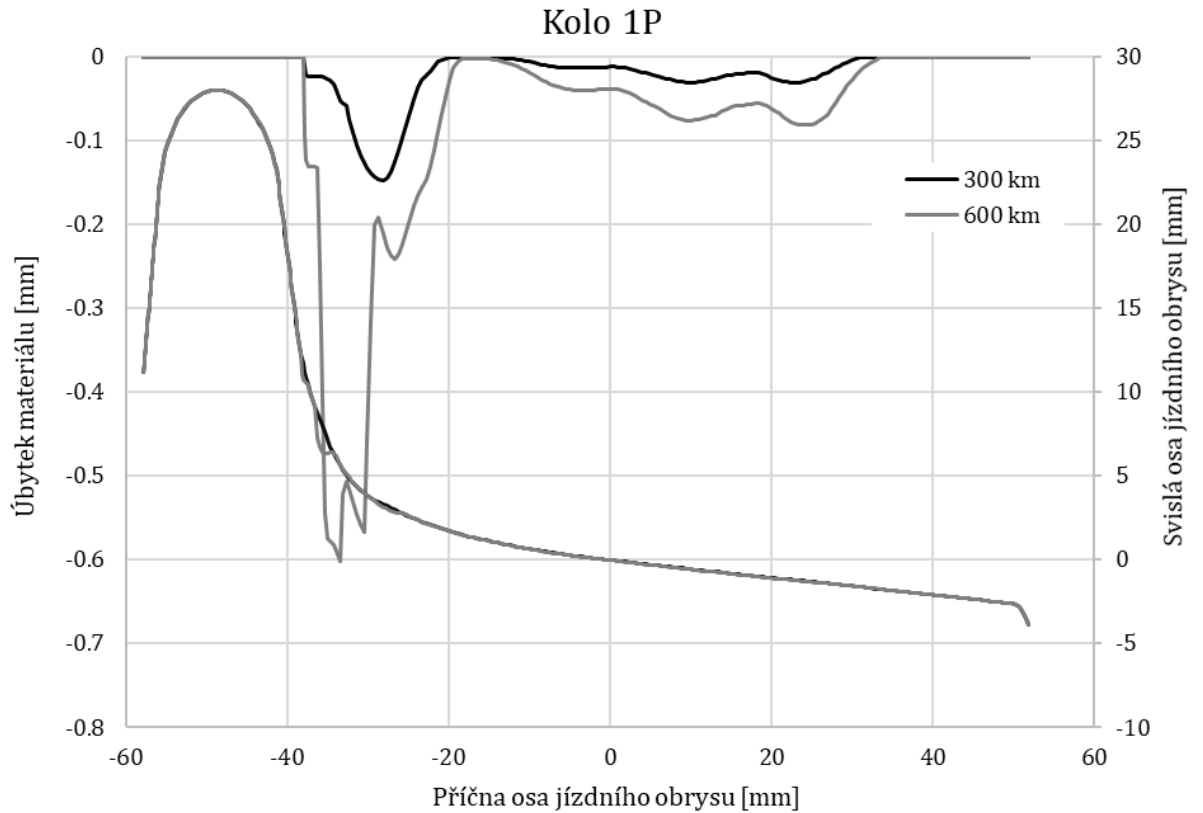


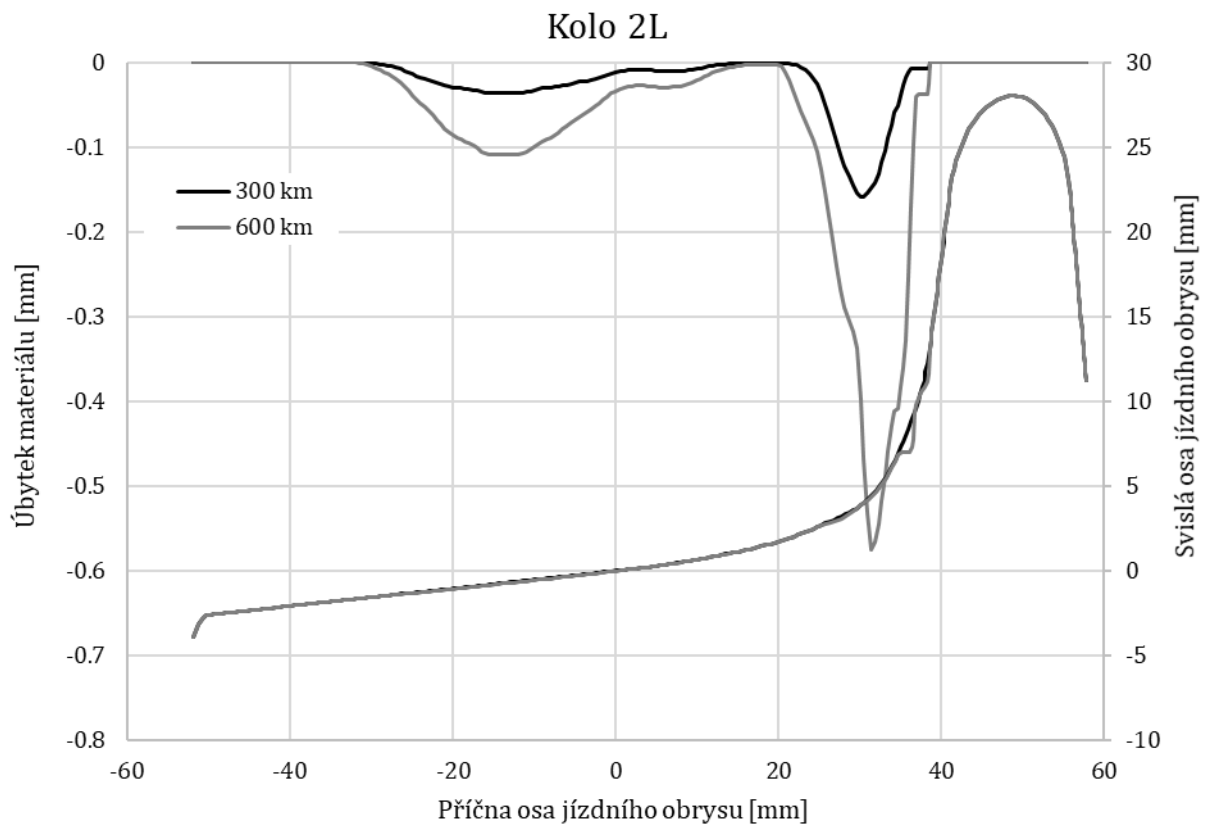
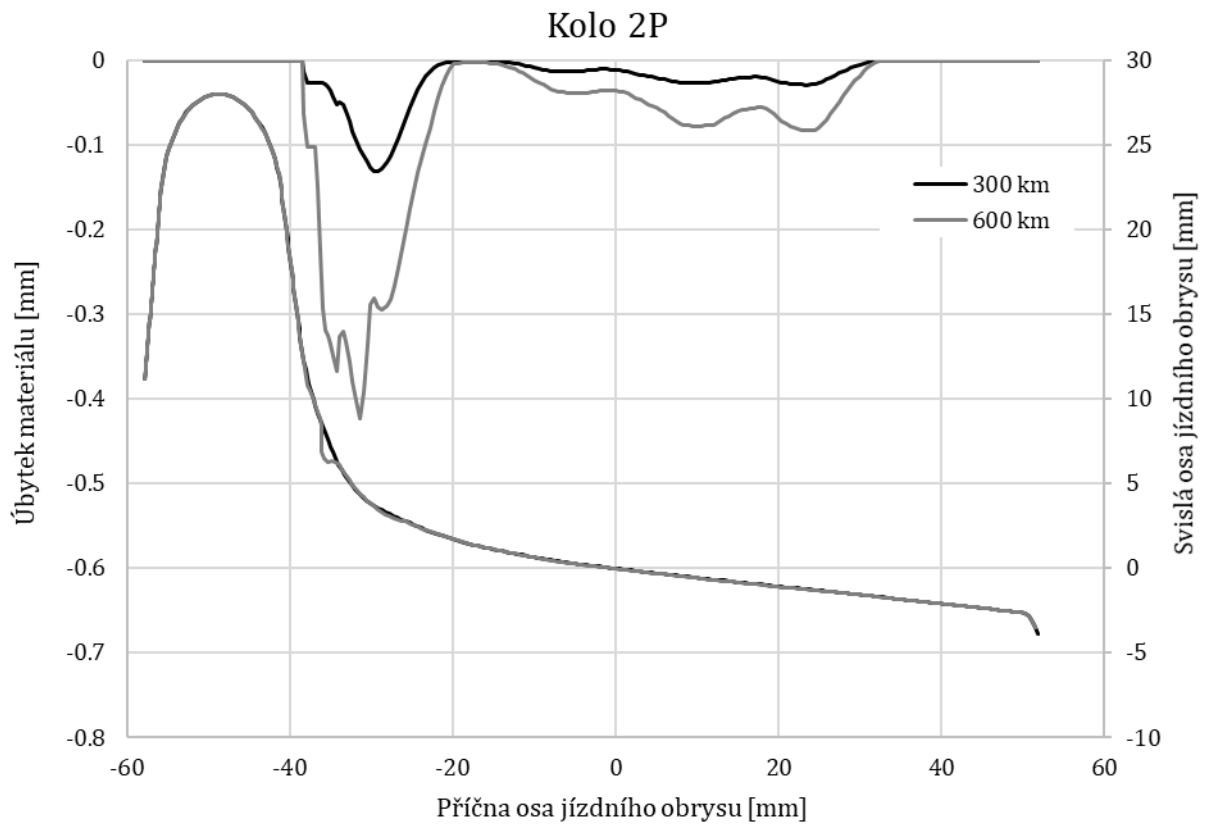
Levá strana zadního podvozku

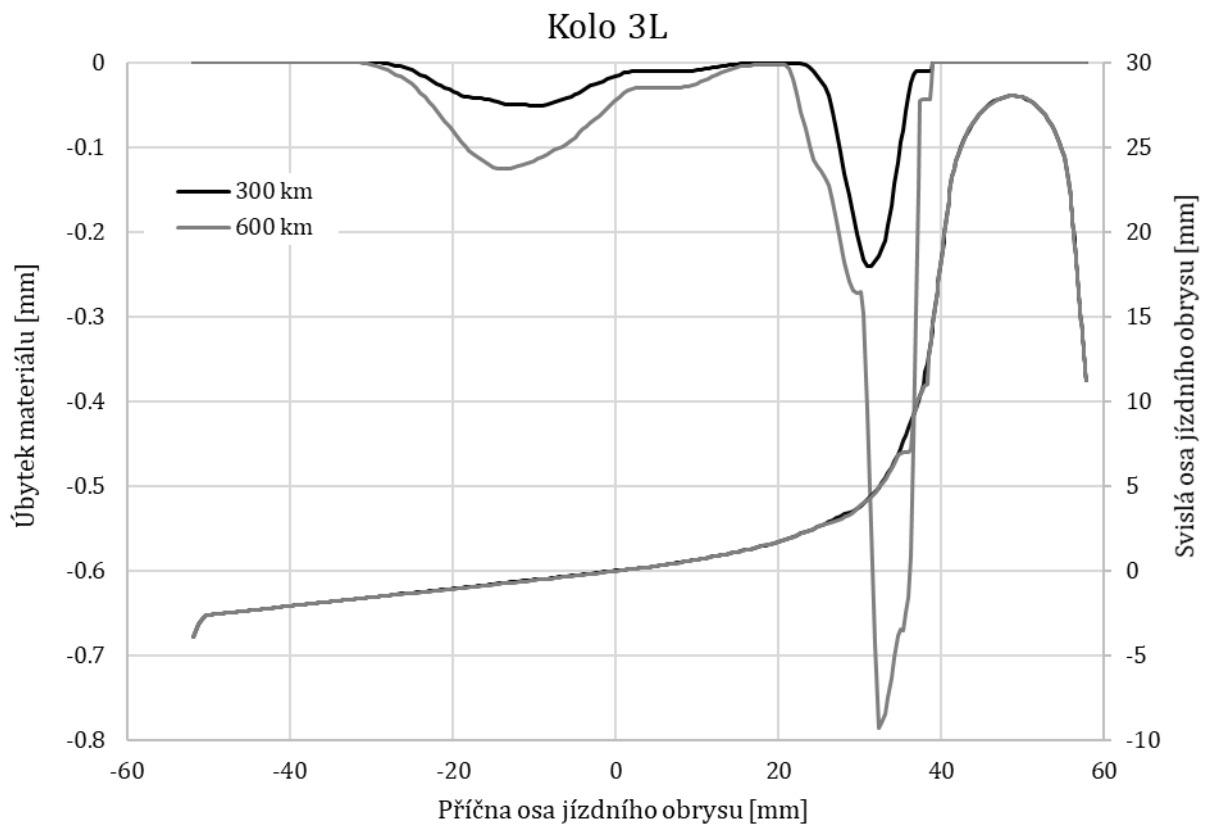
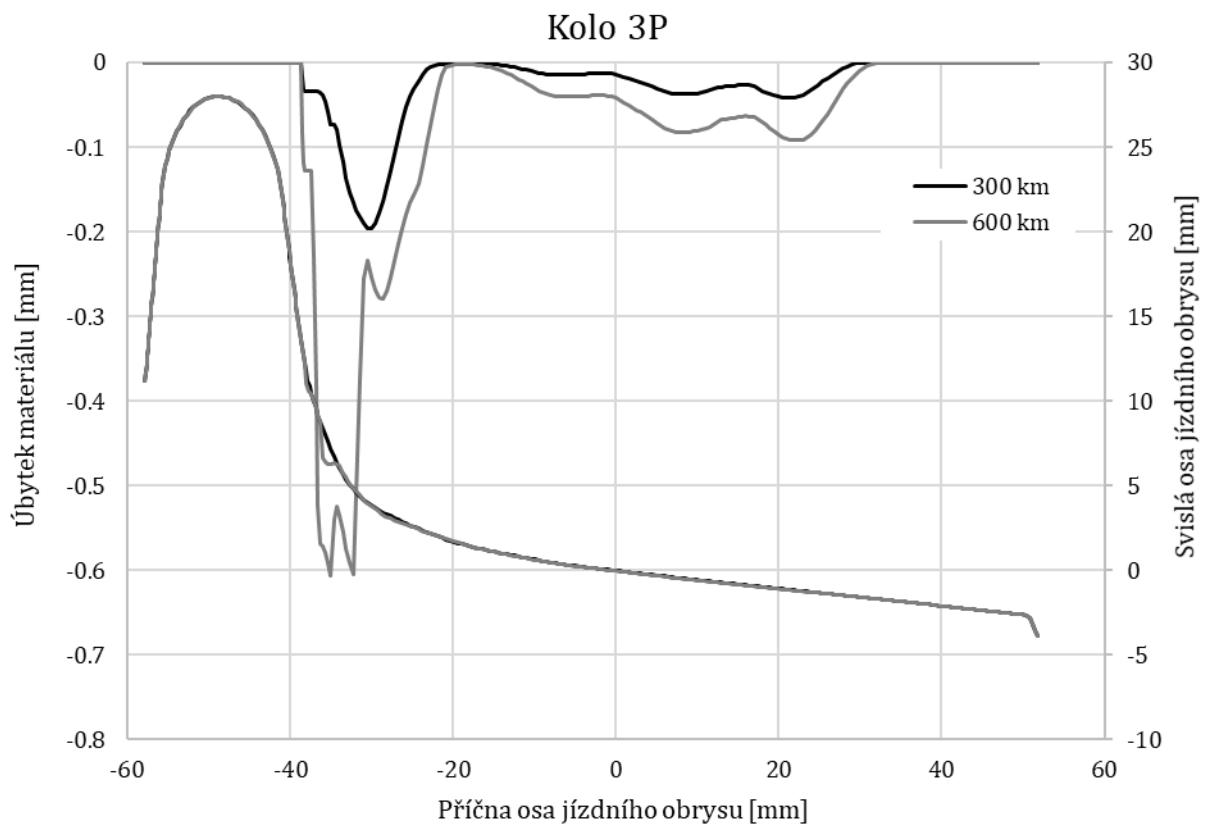


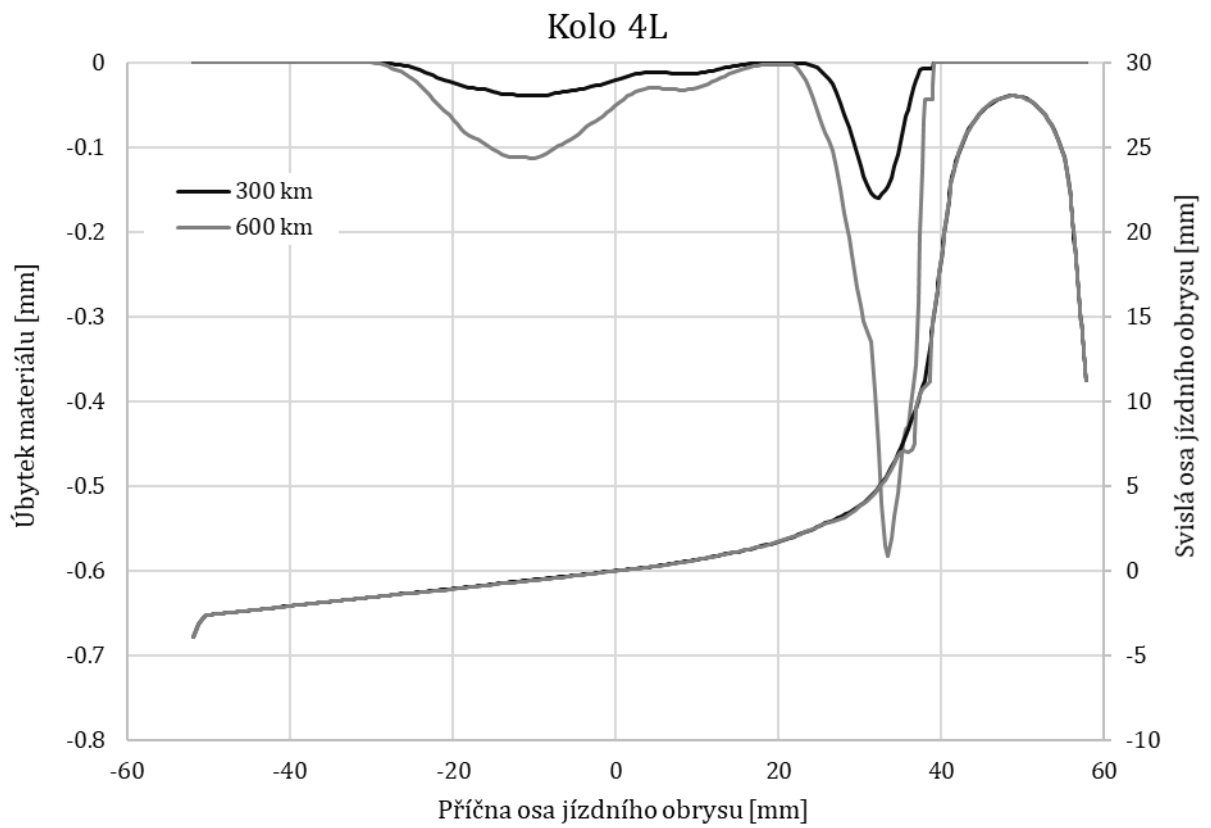
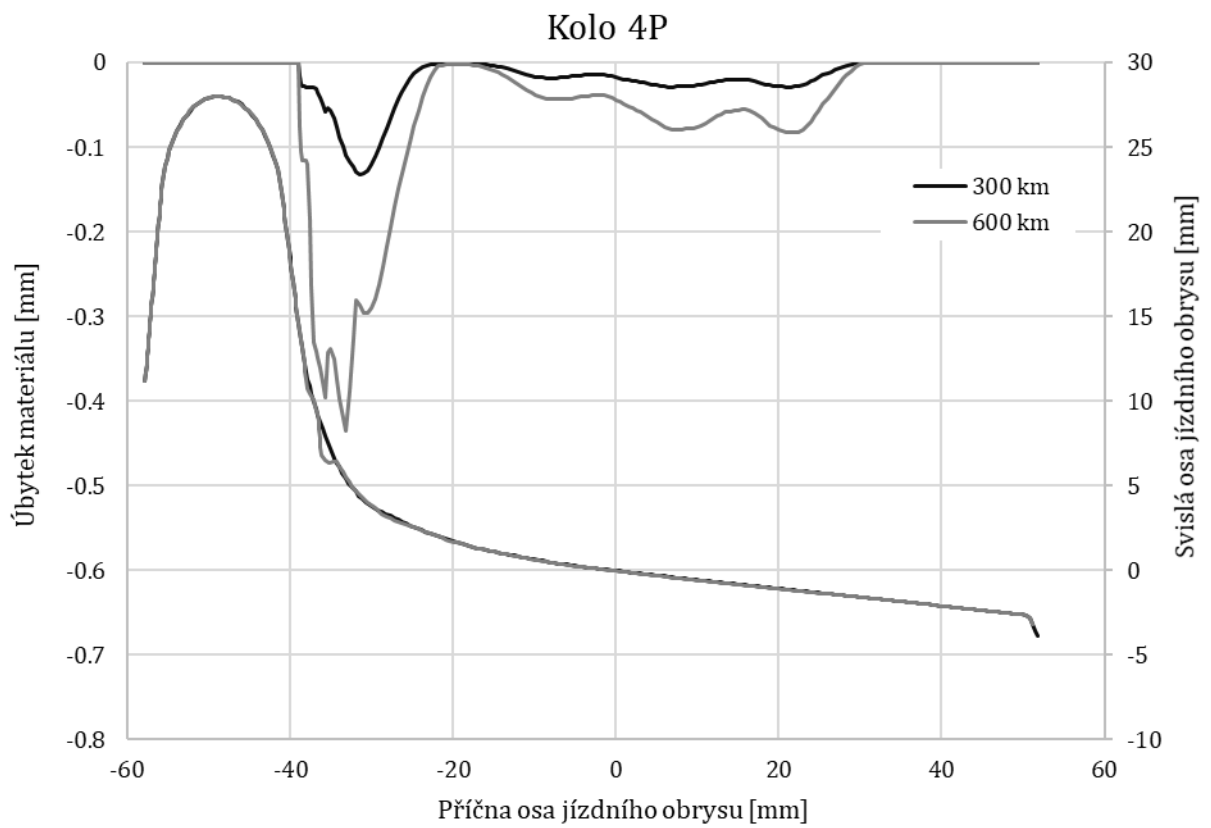
Příloha č. 7 – Průběh úbytku materiálu na jízdním obryse motorového vozu

Pozn.: Drážky na jízdních obrysech jsou způsobené povahou Archardovy metody, viz [20].









Příloha č. 8 – Průběh úbytku materiálu na jízdním obryse řídicího vozu

Pozn.: Drážky na jízdních obrysech jsou způsobené povahou Archardovy metody, viz [20].

