

Univerzita Pardubice  
Dopravní fakulta Jana Pernera  
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

**METODIKA HODNOCENÍ  
DYNAMICKÝCH ÚČINKŮ  
KOLEJOVÉHO VOZIDLA NA KOLEJ**

DISERTAČNÍ PRÁCE

Ing. Jiří Šlapák

2024

**Doktorand**

Ing. Jiří Šlapák

**Studijní program**

Dopravní prostředky a infrastruktura

**Specializace programu**

Dopravní prostředky

**Školitel**

doc. Ing. Petr Voltr, Ph.D.

**Školitel specialista**

Ing. Tomáš Michálek, Ph.D.

**Školící pracoviště**

Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Prohlašuji:

Práci s názvem Metodika hodnocení dynamických účinků kolejového vozidla na kolej 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 6. prosince 2024

Jiří Šlapák v.r.

## Poděkování

*Na začátku této práce bych rád poděkoval všem lidem, kteří mě inspirovali, respektovali a motivovali. Mé díky patří především skvělému týmu Oddělení kolejových vozidel za udržování přátelské nálady na pracovišti i mimo něj. Speciálně chci poděkovat doc. Ing. Petru Voltrovi, Ph.D. za všemožné konzultace a dotažení rozpracovaného, doc. Ing. Tomáši Michálkovi, Ph.D. za provedení světlem simulačních výpočtů a jízdních odporů, doc. Ing. Jaromíru Zelenkovi, CSc. za nasměrování a odborný dohled. Dále děkuji kolegovi Ing. Janu Puldovi za všechny diskuze, algoritmy a za to, že jsme v tom nebyl sám.*

*Výjimečné poděkování patří mé rodině, zejména ženě Ivče za její podporu a trpělivost a synu Jindřichovi za motivaci.*

## Anotace

Disertační práce se zabývá analýzou dynamických účinků jízdy vozidla na kolej při průjezdu obloukem, které způsobují poškození kol a kolejnic. Jsou shrnuty přístupy k hodnocení poškozujících účinků a jejich aplikace v metodikách správců železniční infrastruktury. V práci je využito simulačních výpočtů jízdy kolejového vozidla pro realizaci rozsáhlé citlivostní analýzy parametrů vozidla, výpočetních modelů kontaktu kolo-kolejnice, poloměru oblouku a nedostatku převýšení. Na základě této analýzy je vytvořen model pro výpočet ekvivalentního čísla opotřebení  $T\gamma_{ekv}$ , které představuje odhad hodnoty součtu Čísla opotřebení pro celé vozidlo a zpřesňuje výpočet odporu z jízdy obloukem. Pozornost je také věnována technickým řešením pro snížení odporu z jízdy obloukem.

## Klíčová slova

poškozující účinky, multi-body simulace, interakce kolo-kolejnice, odpor z jízdy obloukem, číslo opotřebení

## Title

Evaluating Methodology for Dynamic Effects of Rail Vehicle on Track

## Abstract

The dissertation deals with the dynamic effects analysis of a vehicle running on a rail while passing through a curve, which cause damage to the wheels and rails. Approaches to the evaluation of damaging effects and their application in the methodologies of railway infrastructure managers are summarized. Simulation calculations of railway vehicle running are used for the perform extensive sensitivity analysis of vehicle parameters, calculation models of wheel-rail contact, curve radius and cant deficiency. Based on this analysis, a model for calculation the Equivalent Wear Number  $T\gamma_{ekv}$  is created, which represents an estimate of the sum of the Wear Number for the entire vehicle and makes the calculation of curve resistance more precise. Attention is also paid to technical solutions for reducing the curve resistance.

## Keywords

damaging effects, multi-body simulations, wheel-rail interaction, curve resistance, wear number

# Obsah

<b>Seznam symbolů a zkratek</b>	<b>10</b>
<b>1 Úvod do problematiky</b>	<b>14</b>
1.1 Hodnocení poškozujících účinků . . . . .	14
1.1.1 Opotřebení kol a kolejnic . . . . .	15
1.1.2 Kontaktně únavové poškození kol a kolejnic . . . . .	19
1.2 Další přístupy k hodnocení poškozujících účinků . . . . .	24
1.2.1 Heumannova metoda . . . . .	24
1.2.2 Parametr poškození povrchu kolejnic . . . . .	27
1.3 Hodnocení poškozujících účinků správci železniční infrastruktury . . . . .	28
1.3.1 Švýcarský přístup . . . . .	29
1.3.2 Britský přístup . . . . .	32
<b>2 Cíle disertační práce a použité metody</b>	<b>34</b>
2.1 Motivace . . . . .	34
2.2 Teoretická část . . . . .	35
2.3 Simulační a výpočetní část . . . . .	36
<b>3 Jízda kolejového vozidla obloukem</b>	<b>37</b>
3.1 Skluzové poměry . . . . .	37
3.1.1 Podélný a příčný skluz . . . . .	38
3.1.2 Spinový skluz . . . . .	39
3.2 Fyzikální podstata průjezdu vozidla obloukem . . . . .	41
3.2.1 Dvojkolí v oblouku koleje . . . . .	41

3.3	Odpor z jízdy obloukem . . . . .	47
<b>4</b>	<b>Vybrané přístupy k hodnocení poškozujících účinků</b>	<b>49</b>
4.1	Číslo opotřebení . . . . .	49
4.2	Odpor z jízdy obloukem . . . . .	51
4.3	Vztah čísla opotřebení a odporu z jízdy obloukem . . . . .	52
<b>5</b>	<b>Simulační výpočty jízdy kolejového vozidla obloukem</b>	<b>55</b>
5.1	Multi-body simulace jízdy kolejového vozidla . . . . .	56
5.2	Vstupní podmínky . . . . .	57
5.2.1	Obecný referenční model vozidla . . . . .	57
5.2.2	Model vozidla v programu SIMPACK . . . . .	59
5.2.3	Uvažované simulační scénáře . . . . .	64
5.2.4	Validace modelu . . . . .	68
<b>6</b>	<b>Vliv metody řešení tangenciálního problému v kontaktu kolo-kolejnice</b>	<b>70</b>
6.1	Metody řešení normálového problému . . . . .	71
6.1.1	Hertzova teorie . . . . .	71
6.1.2	Proužkový semi-Hertzovský model . . . . .	72
6.2	Metody řešení tangenciálního problému . . . . .	73
6.2.1	Lineární teorie . . . . .	74
6.2.2	Algoritmus FASTSIM . . . . .	74
6.2.3	Polachova metoda . . . . .	75
6.3	Možnosti řešení kontaktu v programu SIMPACK . . . . .	76
6.3.1	Ekvivalentní elastický kontakt . . . . .	76
6.3.2	Diskrétní elastický kontakt . . . . .	77
6.3.3	Porovnání ekvivalentního a diskrétního řešení kontaktu . . . . .	80
6.3.4	Porovnání řešení tangenciálního problému . . . . .	83
<b>7</b>	<b>Citlivostní analýza</b>	<b>87</b>
7.1	Poloměr oblouku . . . . .	88

7.1.1	Vliv poloměru oblouku na číslo opotřebení . . . . .	88
7.1.2	Vliv poloměru oblouku na práci odporové síly . . . . .	90
7.2	Nedostatek převýšení . . . . .	91
7.3	Rozvor podvozku . . . . .	95
7.4	Úhlová tuhost primárního vypružení . . . . .	98
7.4.1	Vliv podélné tuhosti primárního vypružení . . . . .	99
7.4.2	Vliv příčné vzdálenosti primárního vypružení . . . . .	102
7.5	Příčná tuhost primárního vypružení . . . . .	103
7.6	Vzdálenost středů podvozků . . . . .	104
7.7	Úhlová tuhost sekundárního vypružení . . . . .	106
7.7.1	Vliv podélné tuhosti sekundárního vypružení . . . . .	107
7.7.2	Vliv příčné vzdálenosti sekundárního vypružení . . . . .	109
7.7.3	Situace při výrazném zvýšení podélné tuhosti sekundárního vypružení	110
7.8	Příčná tuhost sekundárního vypružení . . . . .	112
7.9	Hmotnost vozidla . . . . .	113
7.10	Zhodnocení výsledků . . . . .	114
<b>8</b>	<b>Návrh metodiky pro hodnocení dynamických účinků jízdy vozidla na kolej v oblouku koleje</b>	<b>116</b>
8.1	Zavedení vlivu vybraných parametrů . . . . .	116
8.1.1	Vliv poloměru oblouku . . . . .	117
8.1.2	Vliv rozvoru podvozku . . . . .	119
8.1.3	Vliv úhlové tuhosti primárního vypružení . . . . .	121
8.1.4	Vliv hmotnosti . . . . .	123
8.1.5	Dosažené modely . . . . .	125
8.2	Porovnání používaných hodnotících metod založených na čísle opotřebení .	126
8.2.1	Číslo opotřebení na nabíhajícím kole - švýcarská metodika . . . . .	126
8.2.2	Parametr poškození povrchu kolejnic $T_{qst}$ . . . . .	130
8.2.3	Porovnání navržených modelů $T_{\gamma_{ekv}}$ se součtem čísla opotřebení $\Sigma T_{\gamma}$	132

<b>9 Technická řešení pro snížení poškozujících účinků vozidla na kolej v ob-</b>	<b>137</b>
<b>louku</b>	
9.1 Hydraulické pouzdro vedení dvojkolí . . . . .	138
9.2 Vazba mezi dvojkolími . . . . .	141
9.3 Modifikátor součinitele tření . . . . .	145
<b>10 Závěr</b>	<b>150</b>
10.1 Shrnutí jednotlivých kapitol práce . . . . .	150
10.2 Hlavní poznatky a přínosy . . . . .	154
10.3 Další získané zkušenosti a možné budoucí práce . . . . .	155
<b>Summary</b>	<b>157</b>
<b>Literatura</b>	<b>159</b>
<b>Vlastní publikace</b>	<b>165</b>
<b>Seznam příloh</b>	<b>168</b>

# Seznam symbolů a zkratek

Písmena  $x$ ,  $y$  a  $z$  vyjadřují podélný, příčný a svislý směr a jsou používány v dolních indexech veličin nebo popisují přímo posunutí v těchto směrech (viz obr. 1).

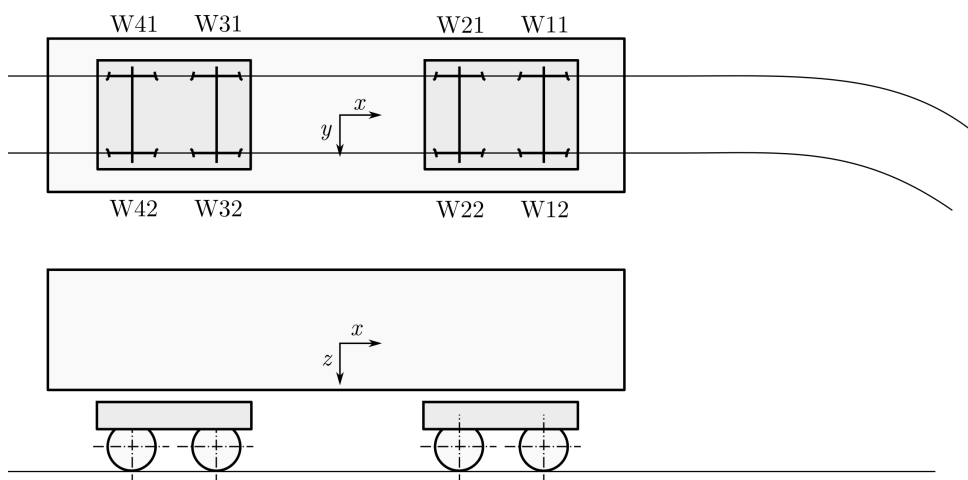
Dolní indexy 0, 1 a 2 u veličin jako je tuhost a konstanta tlumení označují zda se jedná o prvek v uložení trati (0), primárního vypružení (1) nebo sekundárního vypružení (2).

První a druhá časová derivace mohou být označeny symbolem tečky nad danou veličinou  $\dot{q}$ ,  $\ddot{q}$ . Používá se pro označení rychlosti a zrychlení.

$\Sigma$  vyjadřuje součet, který je používán při označení veličiny  $\Sigma T\gamma$  - součet čísel opotřebení na všech kolech vozidla, resp. pro celé vozidlo.

$W_{11}$ ,  $W_{12}$ ,  $W_{21}$ ,  $W_{22}$ ,  $W_{31}$ ,  $W_{32}$ ,  $W_{41}$  a  $W_{42}$  jsou označení jednotlivých kol vozidla, kde první číslice odpovídá pořadí náprav, druhá číslice odlišuje levé a pravé kolo (viz obr. 1).

Dolní index  $qst$  označuje kvazistatickou hodnotu veličiny.



**Obrázek 1:** Informační náčrtek vozidla zobrazující použitý souřadný systém a označení jednotlivých kol.

## Latinská písmena

$2a, 2a_1$	[m]	rozvor podvozku
$2a_2$	[m]	vzdálenost středů podvozků
$A$	[m <sup>2</sup> ]	velikost kontaktní plochy kolo-kolejnice
$a$	[m]	hlavní poloosa kontaktní elipsy
$b$	[m]	vedlejší poloosa kontaktní elipsy
$b_1$	[m]	příčná vzdálenosti primárního vypružení od středu podvozku
$b_2$	[m]	příčná vzdálenosti sekundárního vypružení od středu podvozku
$C_{11}, C_{22}, C_{23}, C_{33}$	[-]	Kalkerovy koeficienty
$C_{jj}$	[-]	pomocný koeficient Polachovy teorie pro zavedení Kalkerových koeficientů
$d$	[Ns/m]	konstanta tlumení (je uváděna s indexy, jejichž význam je vysvětlený výše)
$D4.1, D4.2$	N/A	koeficienty poškození švýcarské metodiky
$D$	[mm]	převýšení koleje
$E$	[J]	energie
$F$	[N]	tažná síla
$f$	[-]	součinitel tření
$f_T$	[-]	pomocný parametr pro výpočet parametru poškození povrchu kolejnic $T_{qst}$
$FI_{surf}$	[-]	ukazatel poškození <i>Surface Fatigue index</i>
$g$	[ms <sup>-2</sup> ]	tíhové zrychlení
$I$	[mm]	nedostatek převýšení
$k$	[N/m]	tuhost (je uváděna s indexy, jejichž význam je vysvětlený dříve)
$k_t$	[Nm/rad]	úhlová tuhost
$l$	[m]	ujetá dráha
$L$	[m <sup>3</sup> /N]	poddajnost kontaktu kolo-kolejnice (FASTSIM)
$m_{red}$	[kg]	redukována hmotnost zohledňující vliv rotačních hmot
$m_0$	[kg]	hmotnost modelu pražce a kolejnice na jedno dvojkolí
$m_s, m_p, m_d$	[kg]	hmotnost skříně vozidla, rámu podvozku a dvojkolí
$m_v$	[kg]	hmotnost vozidla
$M_z$	[Nm]	spinový moment
$N$	[N]	normálová síla v kontaktu kolo-kolejnice

$o_R$	[N/kN]	měrná odporová síla z jízdy obloukem
$O_R$	[N]	odporová síla z jízdy obloukem
$p$	[N/m <sup>2</sup> ]	normálové napětí v kontaktní ploše
$p_0$	[N/m <sup>2</sup> ]	maximální normálové napětí v kontaktní ploše kolo-kolejnice
$P$	[N]	řídící síla
$P_T$	[W]	výkon skluzové síly
$Q$	[N]	svislá kolová síla
$q_1, q_2$	[m]	velikost průvodičů Heumannovi metody
$R$	[m]	poloměr oblouku
$r_k, r, \vec{r}_k$	[m]	poloměr kola; polohový vektor kontaktu kola
$s$	[m]	polovina vzdálenosti styčných kružnic
$t$	[s]	čas
$T$	[N]	skluzová síla
$T\gamma$	[Nm/m = N]	číslo opotřebení
$T_{qst}$	[N]	parametr poškození povrchu kolejnic
$T_{yS}$	[N]	příčná skluzová síla od spinu (Polachova teorie)
$V_A$	[m <sup>3</sup> ]	objem opotřebovaného materiálu podle Archardova modelu
$v$	[m/s]	rychlost
$v_p$	[m/s]	rychlost posuvného pohybu
$v_o$	[m/s]	obvodová rychlost kola
$v_{ref}$	[m/s]	referenční rychlost
$w$	[m/s]	skluzová rychlost
$W_T$	[Nm]	práce skluzové síly
$x_M$	[m]	vzdálenost středu otáčení podvozku od první nápravy (Heumannova metoda)
$x_s$	[m]	skluzová dráha, skluzová vzdálenost
$x_w$	[m]	podélná poloha kontaktu kolo-kolejnice
$y_t$	[m]	teoretická hodnota posunutí dvojkolí
$y_w$	[m]	příčná poloha kontaktu kolo-kolejnice
$Y$	[N]	vodicí síla

## Řecká písmena

$\alpha$	[rad]	úhel náběhu dvojkolí
$\alpha_p$	[rad]	úhle náběhu podvozku, resp. rámu podvozku
$\gamma$	[-]	skluz
$\delta$	[rad]	úhel sklonu dotykové roviny kontaktu kolo-kolejnice
$\delta_0$	[-]	kuželovitost jízdního obrysu kola
$\delta_{ef}$	[-]	efektivní kuželovitost
$\varepsilon$	[-]	sklon lineární části tangenciálního napětí (Polachova metoda)
$\varphi_z$	[m <sup>-1</sup> ]	spinový skluz
$\mu$	[-]	součinitel adheze
$\omega$	[rad/s]	úhlová rychlost rotačního pohybu
$\sigma$	[N/m <sup>2</sup> ]	normálové napětí
$\sigma_{max}$	[N/m <sup>2</sup> ]	maximální hodnota normálového napětí
$\Sigma$	[-]	označení součtu
$\tau$	[N/m <sup>2</sup> ]	tangenciální napětí
$\tau_m$	[N/m <sup>2</sup> ]	mez tangenciálního napětí
$\Pi$	[-]	označení součinu

## Zkratky

<i>RCF</i>	<i>Rolling Contact Fatigue</i>
<i>MBS</i>	<i>Multi-Body Simulation</i>
<i>EMU</i>	<i>Electric Multiple Unit</i>
<i>VUC</i>	<i>Variable Usage Charge</i>
<i>SŽ</i>	<i>Správa železnic, státní organizace</i>
<i>SŽDC</i>	<i>Správa železniční dopravní cesty, původní název SŽ</i>

# Kapitola 1

## Úvod do problematiky

Hodnocení dynamických účinků jízdy kolejového vozidla na kolej je velmi široké téma. S takovým hodnocením se setkáváme při schvalování vozidel do provozu, vývoji nových vozidel, testování nových součástí vozidel, analýze stavu koleje a navrhování oprav nebo při porovnávání vozidel a jejich poškozujících účinků správci železniční infrastruktury. Zároveň je nutné uvažovat různé situace, které během jízdy vozidla nastanou, tedy zda vozidlo jede v přímé koleji, obloukem nebo projíždí přes výhybku. Samotné vyhodnocení pak může být provedeno na základě experimentu a měření na reálné koleji a vozidle nebo pomocí simulačních výpočtů.

Tato kapitola je věnována především poškozujícím účinkům vozidla na kolej, které se projevují opotřebením nebo kontaktně únavovým poškozením. Jsou zde uvedeny přístupy na základě obecných fyzikálních jevů, hodnocení z pohledu norem a správců železniční infrastruktury. Motivací pro vyhodnocování poškozujících účinků kol a kolejnic je vytvářet takový vztah vozidla a koleje, který bude generovat minimum emisí a snižovat náklady na údržbu, opravy a obnovu tratí i vozidel.

### 1.1 Hodnocení poškozujících účinků

Při zabývání se poškozujícími účinky vozidla na kolej, které vznikají vzájemným silovým působením v kontaktu kolo-kolejnice, lze uvažovat dva základní, nejdůležitější mechanismy poškození:

- kontaktní únavové poškození povrchu kol a kolejnic *RCF* (*Rolling Contact Fatigue*);
- opotřebením kol a kolejnic.

Intenzita poškození má vliv na životnost kol a kolejnic, náklady na údržbu a opravy.

V nejhrošším případě může dojít k ohrožení lidského života vlivem vykolejení vlaku při zanedbání této údržby. Proto mohou být užitečné modely pro předpovídání poškození kol a kolejnic, které mohou být použity při snaze snížit intenzitu poškození, a tedy i náklady na údržbu.

### 1.1.1 Opotřebení kol a kolejnic

Opotřebení kol a kolejnice je poškození jejich povrchu, při kterém dochází k odstraňování nebo přemístění materiálu v důsledku vzájemného pohybu kol vůči kolejnicím. Ve vztahu kolo-kolejnice nejčastěji mluvíme o adhesivním opotřebení, které se projevuje oddělováním výstupků na povrchu součástí při jejich relativním pohybu, nebo abrazivním opotřebení, kdy je kontakt poškozován částicemi vyšší tvrdosti.

V literatuře (např. [1], [2]) jsou zmiňovány dva základní přístupy k modelování a předpovídání tohoto opotřebení:

- přístup založený na disipaci energie, který předpokládá, že opotřebení je funkcí disipované energie v kontaktu kolo-kolejnice;
- přístup založený na skluzové rychlosti, kdy opotřebení je funkcí skluzu, normálových sil a tvrdosti materiálu.

Na základě uvedených přístupů jsou vytvářeny modely pro předpovídání opotřebení, které jsou založeny na experimentálním sledování vývoje a objemu opotřebení.

#### Přístup založený na disipaci energie

Mnoho zdrojů v odborné literatuře (např. [1], [2], [3]) se odkazuje na práci M. C. Burstowa nazývanou *Whole Life Rail Model* [4], kde byl zřejmě tento model použit právě ve vztahu k poškození kolejnice. Model předpokládá, že opotřebení kol a kolejnic je funkcí třecí (skluzové) práce disipované v tomto kontaktu. Je definován parametr tzv. *Wear Number*, pro který bude v této práci používán název v českém jazyce: „číslo opotřebení“. Toto číslo je závislé na skluzech  $\gamma$  a skluzových<sup>1</sup> silách  $T$  v podélném  $x$  a příčném  $y$  směru, a také na spinu  $\varphi_z$  a spinovém momentu  $M_z$ . Číslo opotřebení je označováno symbolem

---

<sup>1</sup>V literatuře se často setkáváme s pojmem tangenciální síla (anglicky *tangential force*). Takové označení jasně vystihuje, v jakém směru síla působí, ovšem nevystihuje, jakým jevem síla vzniká. Zároveň bývají síly označovány jako třecí (anglicky *friction force*). Situace v kontaktu kolo-kolejnice ovšem není tak jednoduchá, aby bylo možné případ zjednodušit na čisté tření nebo adhezi. Proto je v této práci použit název skluzová síla  $T$  (anglicky *creep force*).

$T\gamma$  a počítáno pomocí vztahu:

$$T\gamma = |T_x\gamma_x| + |T_y\gamma_y| + |M_z\varphi_z| \quad [\text{Nm/m}]. \quad (1.1)$$

Toto číslo je skalární veličina, která má vyjadřovat intenzitu opotřebení bez ohledu na směr a smysl, proto jsou ve vztahu použity absolutní hodnoty. Z definice čísla opotřebení, která je založená na skluzové práci<sup>ii</sup> v kontaktu kolo-kolejnice, vyplývá jednotka [Nm/m], která označuje práci skluzových sil na jednotku ujeté dráhy, tedy měrnou skluzovou práci.

Často se lze setkat se zjednodušením, které předpokládá nulový spin  $\varphi_z$ , resp. spinový moment  $M_z$ . Potom je číslo opotřebení definováno jako:

$$T\gamma = |T_x\gamma_x| + |T_y\gamma_y| \quad [\text{Nm/m}]. \quad (1.2)$$

Na základě čísla opotřebení mohou být definovány modely pro predikci opotřebení. Některé z nich jsou uvedeny např. v [1]. Využití čísla opotřebení v souvislosti s testováním vývoje opotřebení na jízdní ploše kola na zkušebním kladkovém stavu je popsáno v [5], kde je použita normalizovaná podoba parametrů podle velikosti kontaktní plochy kolo-kolejnice  $A$ , tedy:

$$T\gamma|_A = \frac{T\gamma}{A}. \quad (1.3)$$

Dále je tento parametr použit v [6] pro predikci vývoje opotřebení jízdního obrysu kol nebo zmíněn v [7], kde je číslo opotřebení  $T\gamma$  uváděno jako kritérium pro hodnocení opotřebení v kontaktu kolo-kolejnice. Přístup založený na disipaci energie je také zmíněn v článku z roku 1995 [8], kde je použita normalizovaná forma z rov. (1.3) ve vztahu k intenzitě opotřebení kol a kolejnic, přičemž je tento vztah analyzován laboratorními testy na zkušebních stavech. Již zde jsou uvedeny předpoklady použití parametrů pro lepší plánování údržby a oprav trati nebo při stanovení poplatků za přístup na dopravní cestu.

Číslo opotřebení  $T\gamma$  je používáno jako referenční číslo pro hodnocení opotřebení kol a kolejnic. Je ovšem nutné si uvědomit, že toto číslo nedefinuje přímo velikost opotřebení ve smyslu objemu materiálu, který byl z kol nebo kolejnic odstraněn. Využívá se především k porovnání různých scénářů nebo vlivů parametrů trati a vozidel.

Existují postupy, kde se číslo opotřebení využívá také k navrhování jízdních obrysů kol nebo predikci jejich opotřebení [6], [9]. Aby to bylo možné je nutné znát další veličiny jako např. polohu kontaktního bodu, kde skluzové účinky působí, velikost dotykové plochy, apod. V článku [10] z roku 1991 je takový postup uveden. Článek se ale odkazuje na

---

<sup>ii</sup>Pojem skluzová práce se běžně nepoužívá, zde se jedná o práci vykonanou skluzovými silami  $T$ . Tyto síly bývají označovány jako tangenciální, tečné nebo třecí. Proto se v literatuře častěji setkáváme s označením třecí práce nebo práce třecích sil.

model opotřebení založený na číslu opotřebení ze staršího zdroje. Je tedy zřejmé, že číslo opotřebení je tímto způsobem používáno již řadu let.

### **Přístup založený na skluzové rychlosti**

Velmi používaným modelem pro predikci opotřebení kontaktu dvou odvalujících se těles je tzv. Archardův model. Výstupem tohoto modelu je přímo predikce objemu materiálu, který je odstraněn z povrchu těles. Model je založen na existenci skluzového pohybu těles a vzájemného normálového působení, proto je vhodný pro aplikaci na soustavu kolo-kolejnice.

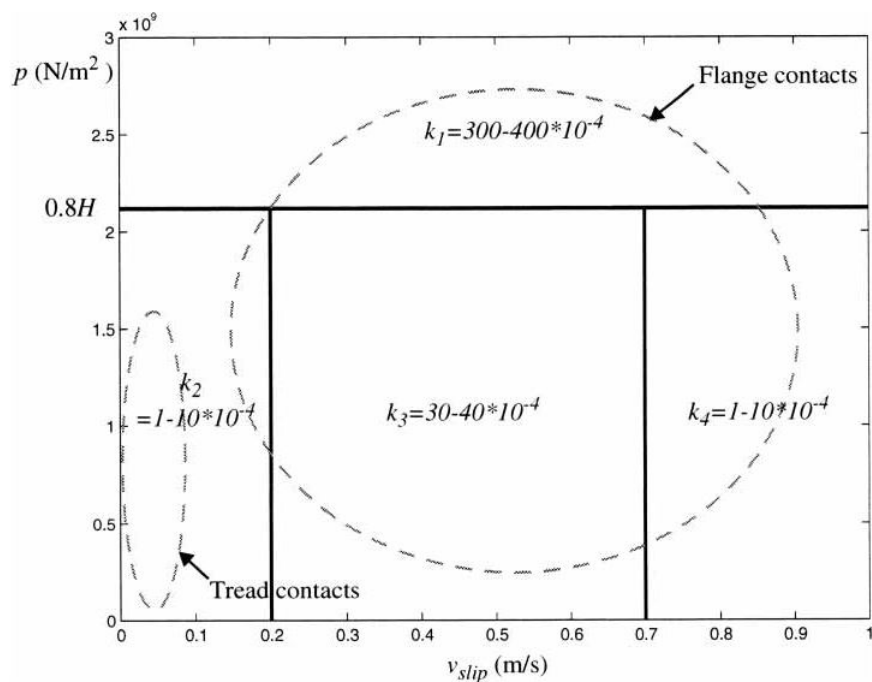
Výpočet objemu opotřebeného materiálu je v tomto modelu závislý na normálové síle v kontaktu kolo-kolejnice a skluzové vzdálenosti. Rovnice pro výpočet je dána:

$$V_A = \frac{Nx_s}{H} \cdot \begin{cases} k_1 & \text{když } p > 0,8H \\ k_2 & \text{když } p \leq 0,8H \text{ a } w \leq w_1 \\ k_3 & \text{když } p \leq 0,8H \text{ a } w_1 < w \leq w_2 \\ k_4 & \text{když } p \leq 0,8H \text{ a } w_2 < w \end{cases} \quad (1.4)$$

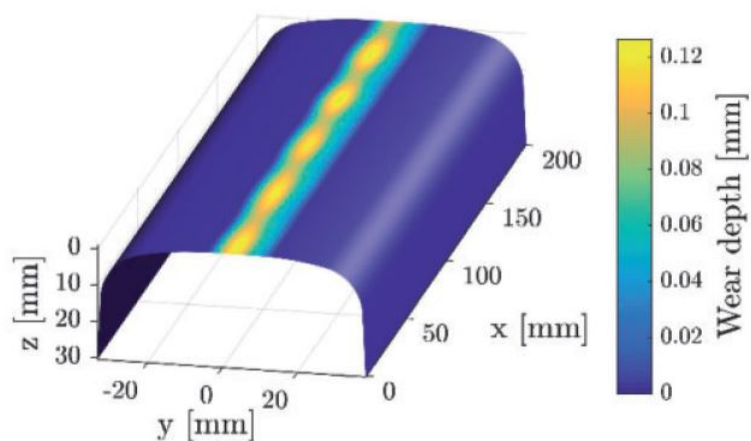
kde:

- $V_A$  je objem odstraněného materiálu podle Archardova modelu,
- $N$  je normálová síla v kontaktu,
- $x_s$  je skluzová vzdálenost,
- $H$  je tvrdost měkčího materiálu z obou těles,
- $k_{1..4}$  jsou koeficienty opotřebení,
- $p$  je střední normálové napětí v kontaktní ploše,
- $w$  je skluzová rychlost (na obr. 1.1 označená jako  $v_{slip}$ ),
- $w_1, w_2$  jsou limitní hodnoty skluzové rychlosti.

Hodnota 0,8 v rov. (1.4) vyjadřuje poměrnou část tvrdosti materiálu. Hodnoty koeficientů opotřebení jsou uvedeny a graficky zobrazeny na obr. 1.1. Hodnoty jsou kalibrovány na materiály kola a kolejnice používané ve Velké Británii [1]. Model tedy umožňuje další kalibraci pro odlišné materiály nebo podmínky kontaktu kolo-kolejnice. Zároveň ale vyžaduje tuto kalibraci při požadavku na zpřesnění výpočtu objemu opotřebení kol a kolejnice.



**Obrázek 1.1:** Grafické zobrazení hodnot koeficientů opotřebení  $k$  pro Archardův model. [1]



**Obrázek 1.2:** Zobrazení výsledků predikce vlnkovitého opotřebení hlavy kolejnic na základě Archardovy metody. [13]

Archardův model je často používán pro predikci opotřebení jízdního obrysu kola a návrhu optimalizovaného profilu jízdního obrysu nebo opotřebení hlav kolejnic a plánování jejich údržby a oprav (viz [11], [12]). V článku [12] byl Archardův model aplikován lokálně v jednotlivých elementech kontaktní plochy, která je na tyto elementy rozdělena při numerickém řešení sil v kontaktu. To přispívá k lepšímu stanovení konkrétního místa na jízdním obrysu kola a profilu kolejnice, kde k opotřebení dochází. Dále lze tento model používat k predikci opotřebení profilu kolejnic v určitém místě na trati, což může být užitečné například při analýze vlnkovitosti. Takový postup je uveden v [13] a na obr. 1.2 je zobrazen výsledek predikce opotřebení hlav kolejnic.

V [1] je také uvedeno, že bylo provedeno porovnání Archardova modelu s modely založenými na disipaci energie (čísla opotřebení). Modely vykazovaly dobrou shodu pro různé kontaktní podmínky i přes to, že jsou založeny na odlišné fyzikální podstatě.

### 1.1.2 Kontaktně únavové poškození kol a kolejnic

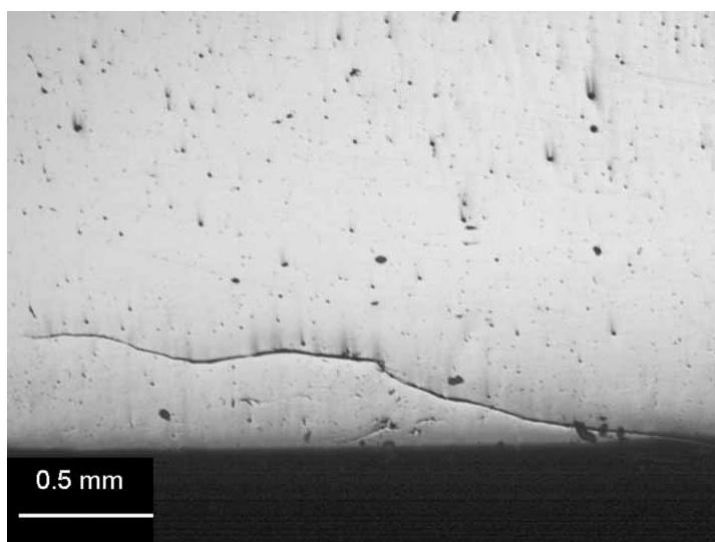
Poškození kol a kolejnic vlivem kontaktně únavového namáhání je označováno zkratkou *RCF*, která vychází z anglického *Rolling Contact Fatigue*. Toto poškození způsobuje na povrchu kolejnic nebo v blízkosti povrchu trhliny, které mohou vést až k odlomení části materiálu z povrchu kolejnic. Je způsobováno především velkým normálovým zatížením v kombinaci s tangenciálním, kterými jsou daná místa na kolejnici opakovaně zatěžována. Tímto zatěžováním může v jednotlivých vrstvách materiálu docházet k plastické deformaci, která je dále kumulována. Pokud materiál dosáhne meze plasticity, vzniká iniciace trhliny. Ta může být odstraněna vlivem silného opotřebení nebo se může dále rozvíjet v *RCF*.

*RCF* poškození lze rozdělit do jednotlivých fází vývoje:

- iniciace trhliny,
- počáteční růst trhliny,
- rozvoj trhliny,
- odlom materiálu z povrchu kolejnic.

Po druhé fázi je již trhlina viditelná na povrchu kol nebo kolejnic (viz obr. 1.3). Predikce *RCF* se zabývá zejména analýzou prvních dvou fází.

Jsou používány dva základní přístupy:



**Obrázek 1.3:** Trhlina způsobená *RCF* na jízdním obryse kola. [1]

- přístup založený na teorii plasticity (*Shakedown*<sup>iii</sup> teorii);
- přístup založený na disipaci energie.

Tyto dva přístupy jsou popsány dále. Jejich porovnáním se zabývá článek [2], který poukazuje na rozdíly ve výsledcích získaných při analýze malých poloměrů oblouku. To je způsobeno vlivem velkého opotřebení kol a kolejnic (vyšších hodnot skluzů), které není v modelech založených na teorii plasticity zohledněno oproti modelu s disipací energie. Dále jsou oba přístupy porovnány také v [14].

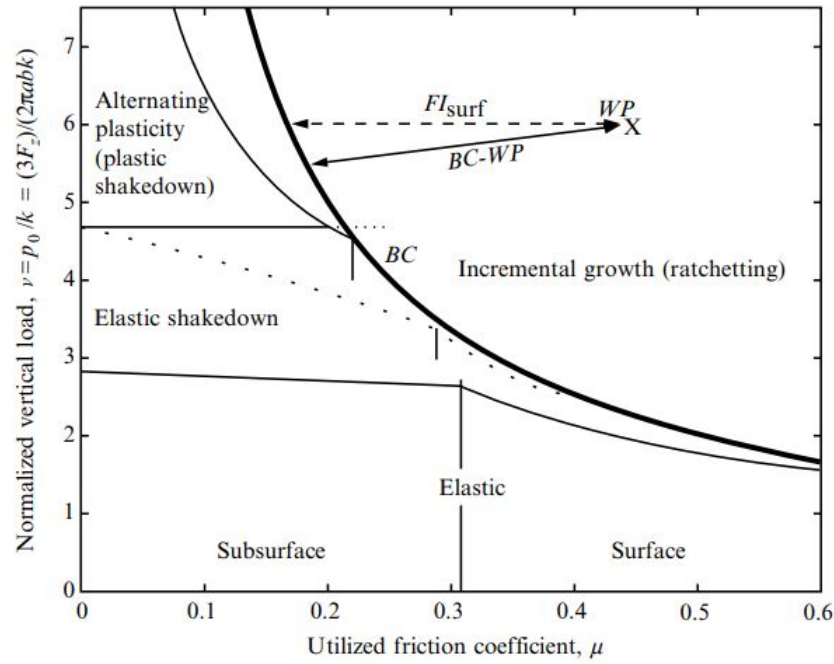
### Přístup založený na teorii plasticity

Tato teorie popisuje chování materiálu při opakovaném zatěžování. Ukazuje, zda bude docházet k plastické deformaci materiálu, která bude opakovaným zatěžováním narůstat až do vzniku trhliny (anglicky je tento stav nazván *Ratchetting*), nebo zda může dojít k počátečnímu zpevnění materiálu, který se tím dostane do elastického ustáleného stavu, tedy přizpůsobí se (anglicky nazváno jako *Elastic shakedown*).

Přístup je založen na modelu s definovanou limitní křivkou (tzv. *Shakedown limit*), kdy při jejím překročení dochází právě k akumulování plastické deformace materiálu a naopak v oblasti pod touto křivkou dochází k jevu přizpůsobení materiálu. Akumulace plastické deformace pak vede k iniciaci a následnému rozvoji *RCF* trhliny. Grafické vyjádření tohoto modelu je zobrazeno na obr. 1.4.

---

<sup>iii</sup> Anglickým výrazem „*Shakedown*“ je v českém jazyce myšleno „přizpůsobení“, podle čehož je tato teorie nazvána.



**Obrázek 1.4:** Diagram teorie plasticity zobrazující limitní křivku, která odděluje oblast přizpůsobení (*Shakedown*) a růstu plastické deformace (*Ratchetting*). Ukazatel  $FI_{surf}$  představuje vzdálenost pracovního bodu  $WP$  od limitní křivky  $BC$ . [15]

Podle popisu používaného modelu (viz [1], [15]) je hlavním ukazatelem tzv. *Surface Fatigue index*  $FI_{surf}$ , který vyjadřuje vzdálenost pracovního bodu daného aktuálními podmínkami v kontaktu od limitní křivky. Výpočet tohoto ukazatele je dán vztahem:

$$FI_{surf} = \mu - \frac{1}{\nu} = \mu - \frac{k}{p_0}, \quad (1.5)$$

kde  $\nu$  je normalizované svislé zatížení kolejnič:

$$\nu = \frac{p_0}{k} = \frac{3N}{2\pi abk} \quad (1.6)$$

kde  $k$  [N/m<sup>2</sup>] je mez kluzu materiálu ve smyku,  $p_0$  [N/m<sup>2</sup>] je maximální napětí v kontaktu,  $N$  je normálová síla působící v kontaktu kolo-kolejnice (na obr. 1.4 je označena jako  $F_z$ ),  $a$  a  $b$  jsou poloosy kontaktní elipsy.

Součinitel adheze  $\mu$  z rov. (1.5) (někdy v literatuře nazýván jako trakční koeficient) je definovaný silovým poměrem:

$$\mu = \frac{T}{N} = \frac{\sqrt{T_x^2 + T_y^2}}{N}, \quad (1.7)$$

kde  $T_x$  a  $T_y$  jsou podélná a příčná tangenciální síla.

Limitní křivka je pak definována podmínkou  $FI_{surf} = 0$ , potom  $\mu = 1/\nu$ .

Pokud je splněna podmínka  $FI_{surf} > 0$  model předpokládá, že dojde ke vzniku *RCF* poškození. Ovšem není predikováno, zda se bude trhlina rozvíjet a nebo zda bude odstraněna vlivem opotřebení. Z uvedených rovnic je zřejmé, že nejsou uvažovány skluzy a skluzové rychlosti v kontaktu kolo-kolejnice. Model tedy neuvažuje vliv opotřebení kol a kolejnic, které má na iniciaci a růst *RCF* trhliny vliv. Model je proto nepřesný především v oblasti velkých hodnot součinitele adheze  $\mu$  a nízkých hodnot normalizovaného svislého zatížení  $\nu$ . Pro získání přesnějších výsledků je vždy nutné výpočty doplnit o výpočet opotřebení a uvažovat jeho vliv. To je použito v článku [16], kde je zaveden korekční faktor, který při vysokých hodnotách čísla opotřebení  $T\gamma$  snižuje intenzitu *RCF*.

Při použití tvrdšího materiálu kolejnic (vyšší hodnotě  $k$ ) je kolejnice odolnější proti vzniku *RCF* trhliny. Vyhodnocení *RCF* touto metodou pro více druhů materiálu kolejnic je uvedeno např. v [17].

### **Přístup založený na disipaci energie**

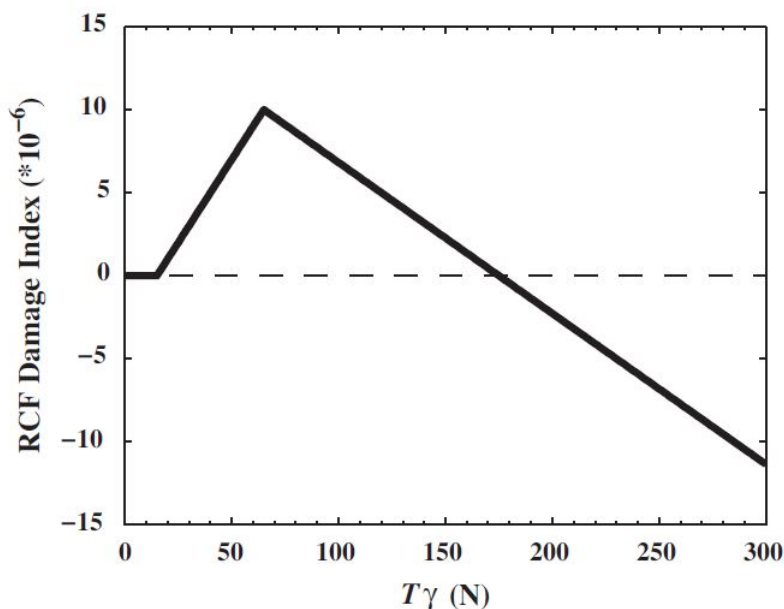
Další možností předpovídání iniciace a rozvoje *RCF* poškození je využití principu disipace energie v kontaktu kolo-kolejnice. Tento přístup přímo navazuje na výpočet opotřebení kol a kolejnic pomocí disipace energie popsány v kap. 1.1.1, tedy na výpočet čísla opotřebení  $T\gamma$  (viz rov. (1.1), resp. (1.2)). Tento model předpokládá, že v případě, kdy je opotřebení velmi mírné, dochází k akumulaci plastické deformace v materiálu, což vede k iniciaci a rozvoji trhliny. Ovšem při zvýšení skluzových účinků v kontaktu dochází k silnému opotřebení, což může vést ke snížení intenzity *RCF* vlivem odstranění vzniklých poškození. Z uvedeného je zřejmé, že při analýze *RCF* je nutné zavést vliv opotřebení, což tento přístup umožňuje.

Model byl také publikován v již zmiňované práci M. C. Burstowa *Whole Life Rail Model* [4], která byla zmíněna v kap. 1.1.1. Další podrobnější popis tohoto přístupu s jeho validací na základě porovnání s měřením *RCF* ve Velké Británii je uveden v [18], kde je číslo opotřebení  $T\gamma$  označeno za vhodný indikátor pro hodnocení intenzity a rizika vzniku *RCF*.

Model predikce *RCF* poškození je popisován např. v [1], [2]. Míra možnost vzniku tohoto poškození je závislá na čísle opotřebení  $T\gamma$ , přičemž jejich vztah je zobrazen na grafu na obr. 1.5. Nutno dodat, že funkce znázorněná na tomto grafu definována na základě experimentu pro běžný materiál kolejnic. Hodnoty *RCF* indexu uvedené na svislé ose grafu na obrázku jsou stanoveny tak, že pokud vlivem kumulace *RCF* poškození dosáhne hodnota indexu 1 bude trhlina viditelná, tedy rozšířená na povrchu kol nebo kolejnic (viz např. [19]).

Funkci zobrazenou na obr. 1.5 lze rozdělit do několika intervalů:

- Pro číslo opotřebení  $T\gamma < 15$  N je index  $RCF$  roven 0. V této oblasti se nepředpokládá opotřebení ani  $RCF$  poškození.
- Pro hodnoty čísla opotřebení  $T\gamma \geq 15$  N  $\wedge$   $T\gamma < 65$  N možnost vzniku  $RCF$  narůstá.
- Pro hodnoty čísla opotřebení  $T\gamma \geq 65$  N se začíná projevovat opotřebení hlav kolejnic a možnost vzniku  $RCF$  se zmenšuje.
- Pro hodnoty čísla opotřebení  $T\gamma > 175$  N opotřebení převládá a vznik  $RCF$  je nepravděpodobný.

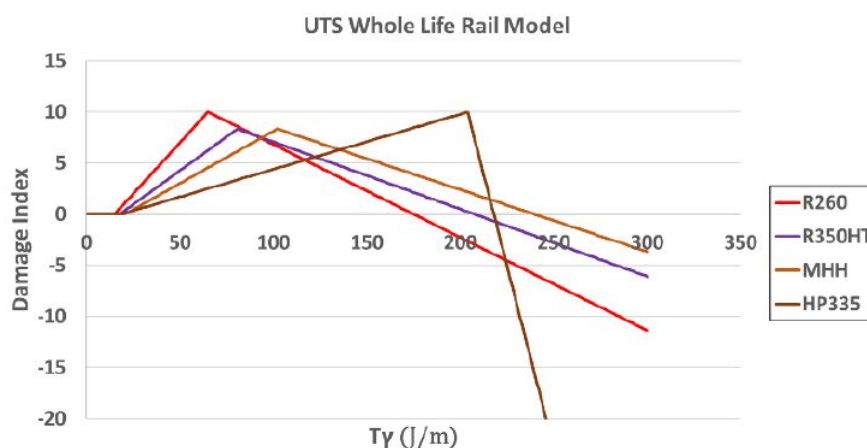


**Obrázek 1.5:** Funkce možnosti vzniku kontaktně únavového poškození  $RCF$  v závislosti na čísle opotřebení  $T\gamma$ . [2]

Z uvedené funkce vyplývá, že při použití tohoto modelu je možnost vzniku kontaktně únavového poškození hlav kolejnic největší při hodnotách čísla opotřebení  $T\gamma = 65$  N a v intervalu od  $T\gamma = 15$  N do  $T\gamma = 175$  N se kontaktně únavové vady mohou vyskytovat. Naopak pro hodnoty čísla opotřebení  $T\gamma > 175$  N opotřebení hlav kolejnic převládá.

Studie uvedená v článku [3] se věnuje porovnání konvenčního materiálu kolejnic R220 s kvalitnějším materiálem R370CrHT. Při uvažování nových materiálů je nutné parametry grafu na obr. 1.5 kalibrovat, přičemž podstata jevu zůstává stejná. Zároveň jsou v tomto článku modely porovnány s pozorováním a měřením na reálné železnici. Další materiály

kolejnic jsou zkoumány v [20], kde je také uveden možný postup pro kalibraci bodů modelu. Ukázka výsledných závislostí pro jednotlivé materiály je zobrazena na obr. 1.6. Různým materiálům kolejnic a jejich vlivu na opotřebení a *RCF* poškození se věnuje také článek [19].



**Obrázek 1.6:** Funkce možnosti vzniku kontaktně únavového poškození *RCF* stanovená pro různé materiály kolejnic. [20]

Výhodou tohoto modelu je relativně jednoduchý výpočet založený na hodnotě čísla opotřebení  $T\gamma$ , které je běžně používané pro vyhodnocování opotřebení kola a kolejnic. Tímto přístupem je do vyhodnocení *RCF* zaveden vliv opotřebení a není nutné jeho další vyhodnocování.

## 1.2 Další přístupy k hodnocení poškozujících účinků

V této kapitole jsou představeny další přístupy a ukazatele, které jsou navrženy pro hodnocení poškozujících účinků v kontaktu kola a kolejnice.

### 1.2.1 Heumannova metoda

Heumannova metoda se zabývá problematikou průjezdu vozidla obloukem, přesněji pohybu podvozku. Cílem metody je nalezení tzv. řídicí síly  $P$  působící na vnějším nabíhajícím kole prvního dvojkolí při jízdě obloukem. Tato síla je potřebná pro vyvážení třecích sil v kontaktech kol a kolejnic, které působí proti pohybu podvozku při jízdě obloukem v kontaktu kolo-kolejnice. Na základě této síly je definován tzv. parametr opotřebení. Heumannova metoda byla definovaná v době, kdy nebylo možné využívat výkonné počítače. Proto metoda pracuje s mnoha zjednodušeními a zároveň navrhuje graficko-početní řešení

problému. V dnešní době lze ovšem metodu řešit právě pomocí numerických metod, což je rychlejší a přesnější. Představení a podrobný rozbor metody je uveden v [21], dále je metoda uvedena a popsána v [7].

Heumannova metoda předpokládá řadu zjednodušení:

- válcové jízdní obrysy kol,
- shodné svislé kolové síly na všech kolech,
- příčná síla mezi okolkem nabíhajícího kola a kolejnicí působí ve svislé rovině procházející příčnou osou nápravy,
- součinitel tření je shodný na všech kolech,
- jízda bez působení tažných a brzdících sil,
- absolutně tuhé vedení dvojkolí,
- příčné tuhá kolej i její uložení.

Metoda vychází z předpokladu, že vozidlo resp. podvozek zaujme při průjezdu obloukem s konstantní tuhostí stálou polohu vůči kolejnici. Problém je pak řešen jako kvazistatický. Metoda předpokládá střed otáčení podvozku označený písmenem  $M$ , tento bod leží na podélné ose podvozku a lze k němu podle obr. 1.7 psát rovnice silové a momentové rovnováhy:

$$P - 2Qf \frac{x_M}{q_1} + 2Qf \frac{2a - x_M}{q_2} = 0, \quad (1.8)$$

$$Px_M - 2Qfq_1 - 2Qfq_2 = 0, \quad (1.9)$$

kde průvodiče  $q_1$  a  $q_2$  jsou vzdálenosti působišť třecích sil  $Qf$  od středu otáčení  $M$ ,  $x_M$  je vzdálenost středu otáčení od přední nápravy a  $2a$  je rozvor podvozku, tedy vzdálenost náprav podvozku. Velikosti průvodičů  $q_1$  a  $q_2$  jsou dány vztahy:

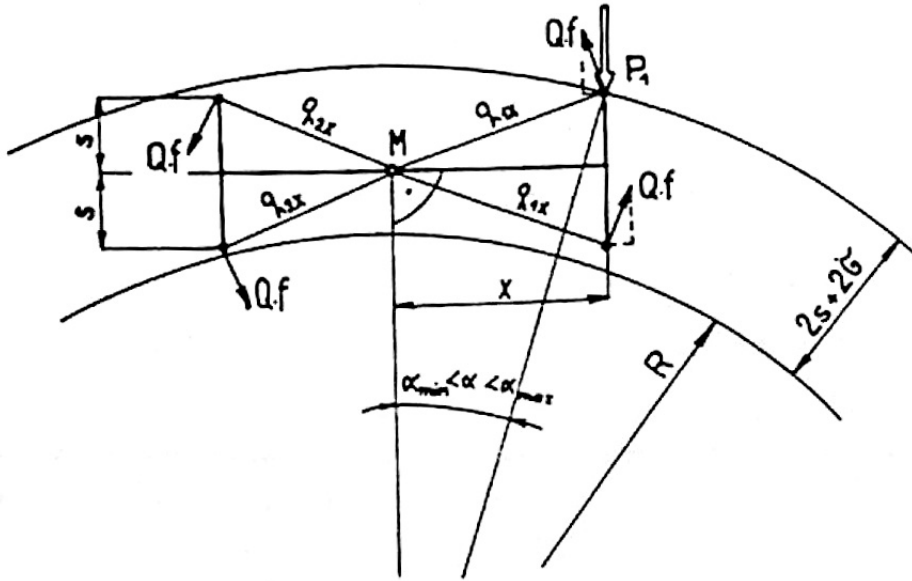
$$q_1 = \sqrt{x_M^2 + s^2}, \quad (1.10)$$

$$q_2 = \sqrt{(2a - x_M)^2 + s^2}. \quad (1.11)$$

Neznámými v uvedených rovnicích jsou  $x_M$  a  $P$ . Heumannova metoda vychází z hledání minimální hodnoty součinu  $Px_M$ <sup>iv</sup>. Předpokládá, že podvozek zaujme takovou polohu, kdy bude potřebný moment řídicí síly resp. moment třecích sil minimální.

---

<sup>iv</sup>V některých případech může dojít k zvýšení hodnoty řídicí síly  $P$  a zároveň ke zmenšení vzdálenosti  $x_M$ , což může vést ke snížení hodnoty součinu. Proto je hledáno minimum tohoto součinu a nikoli jen řídicí síly.



**Obrázek 1.7:** Zjednodušené zobrazení třecích sil působících v kontaktech kol a kolejnic při jízdě obloukem používané při řešení Heumannovy metody. [21]

Výslednou řídicí sílu  $P$  a polohu středu otáčení  $x_M$  lze využít pro stanovení odporu z jízdy, kdy odpor u jízdy obloukem  $O_R$  je vyjádřen silou působící v podélné ose podvozku. Potom platí momentová rovnováha:

$$O_R R = P x_M. \quad (1.12)$$

Odpor z jízdy obloukem je tak stanoven jako:

$$O_R = P \frac{x_M}{R} = P \cdot \alpha, \quad (1.13)$$

kde  $\alpha$  je úhel náběhu podvozku. Výraz  $P \cdot \alpha$  je v literatuře označován také jako tzv. Faktor opotřebení. Již v Heumannově práci je tedy uvažován vztah třecích účinků v kontaktu kolo kolejnice, opotřebení kol a kolejnic a odporu z jízdy obloukem. Jelikož je metoda založená na hledání minimální hodnoty součinu  $P x_M$ , lze říci, že hledá minimální odpor z jízdy obloukem. Podle této teorie podvozek zaujme v oblouku koleje takovou polohu, aby poškozující účinky způsobené třecími silami v kontaktech kol a kolejnic byly minimální.

Heumannova metoda dále uvažuje případy, kdy podvozek zaujímá tzv. vzpříčenou polohu a na vnitřním kole druhého dvojkolí podvozku působí příčná tzv. nepravá řídicí síla  $P_2$ . Zároveň uvažuje také možnost působení vnější příčné síly na podvozek např. vlivem jízdy s nedostatkem převýšení. Postupy a rovnice pro řešení těchto případů jsou popsány v [21].

## 1.2.2 Parametr poškození povrchu kolejnic

V kap. 1.1.1 je uvedeno, že číslo opotřebení  $T\gamma$ , definované na základě práce skluzových sil vykonané v kontaktu kolo-kolejnice, lze použít k posuzování poškození kol a kolejnic. Toto číslo nelze získat pomocí měření, jelikož je závislé na hodnotách skluzů v kontaktu kolo-kolejnice, a pro jeho získání je nutné použít výpočetní metody a simulace.

Z pohledu normy EN 14363 [22] jsou pro hodnocení poškození povrchu kolejnic používány kvazistatické vodící síly  $Y_{qst}$ . Ovšem tato norma v informativní příloze K popisuje, že hodnocení pomocí této veličiny je nedostatečné, resp. že souvislost mezi silou  $Y_{qst}$  a poškozením povrchu kolejnic je v některých případech velmi slabá, zejména v porovnání s číslem opotřebení  $T\gamma$  a jeho vztahem k opotřebení kola kolejnice. Norma proto navrhuje tzv. parametr poškození povrchu kolejnic  $T_{qst}$ , který je závislý na kvazistatických hodnotách svislé kolové síly  $Q_{qst}$ , příčné vodící síly  $Y_{qst}$  a podélné tangenciální síly  $T_{x,qst}$  působících v kontaktu kolo-kolejnice. Tento parametr je definován jako:

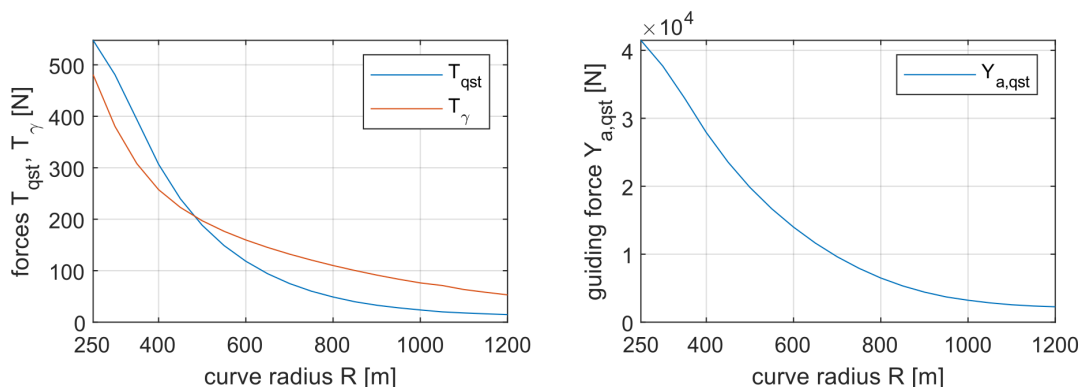
$$T_{qst} = \frac{Q_{qst}}{10000} (330f_T^2 - 62f_T + 4) \quad [\text{N}], \quad (1.14)$$

kde

$$f_T = \frac{Y_{qst}}{Q_{qst}} + 0,62 \frac{|T_{x,qst}|}{Q_{qst}} \quad [-]. \quad (1.15)$$

Parametr je definován pouze pro nabíhající kolo (vnější kolo prvního dvojkolí), což je z pohledu predikce opotřebení kola a kolejnic od projíždějícího vozidla značné omezení.

Podle normy je parametr ekvivalentem k číslu opotřebení  $T\gamma$  (viz rov. (1.2)), z čehož vychází navržené hodnoty konstant v rov. (1.14) a (1.15).



**Obrázek 1.8:** Základní porovnání hodnot parametru poškození povrchu kolejnic  $T_{qst}$ , čísla opotřebení  $T\gamma$  (vlevo) a kvazistatické vodící síly  $Y_{qst}$  (vpravo) na nabíhajícím kole v závislosti na poloměru oblouku. [23]

Tématem porovnání parametru poškození povrchu kolejnic  $T_{qst}$  a čísla opotřebení  $T\gamma$  se zabývá příspěvek [23]. Na obr. 1.8 jsou zobrazeny průběhy těchto veličin a kvazistatické

vodicí síly  $Y_{gst}$  na nabíhající kole v závislosti na poloměru oblouku  $R$ , které jsou získané ze shodných simulací jízdy vozidla. Z obrázku vyplývá, že všechny průběhy mají obdobný charakter, tedy se zvyšující se hodnotou poloměru oblouku dochází k nelineárnímu snižování hodnot parametrů. Ovšem zejména u větších poloměrů oblouků dochází ke značným rozdílům relativních hodnot parametrů.

Výhodou tohoto parametru je, že veličiny pro jeho určení lze získat z měření na skutečném vozidle. Otázkou je poté přesnost tohoto modelu a zohlednění vlivu parametrů vozidla, které ovlivňují poškození kol a kolejnic.

### 1.3 Hodnocení poškozujících účinků správci železniční infrastruktury

Správci železniční infrastruktury používají různé systémy a metody pro hodnocení vozidel ve vztahu k jejich dynamickým účinkům na trať. Důvodem je, že tyto účinky mají přímý vliv na poškození trati ať už z pohledu ovlivňování vlastností jednotlivých komponent trati nebo poškození hlav kolejnic jako je opotřebení a *RCF* poškození. Pro správce infrastruktury je tedy důležité, aby poškozující účinky vozidla na trať byly co nejmenší, což vede také ke snížení nákladů na opravu a údržbu tratí. Taková vozidla vykazující nižší poškozující účinky na trať, v porovnání s konvenčními vozidly, jsou často nazývána jako „*track-friendly*“, česky můžeme říci, že vozidla jsou „přívětivá“ k trati.

Při provozování těchto vozidel mohou být provozovatelům sníženy poplatky za použití dopravní cesty, což motivuje provozovatele taková vozidla nakupovat a zároveň je celý systém zaměřen na snižování emisí z poškození kolejnic a jejich následné opravy. Takové jednání můžeme označit za snahu o zvýšení udržitelnosti a snížení celkových emisí železniční dopravy.

Komplexní hodnocení poškozujících účinků vozidla na trať vede na rozdělení tohoto problému podle typu úseku trati (přímá trať, oblouk, oblast výhybky) a typu poškození trati (opotřebení, únavové trhliny, degradace šterkového lože, narušení geometrické polohy koleje, poškození komponent výhybky).

V návaznosti na předchozí kapitoly jsou z metodik správců infrastruktury vybrány části, které se zabývají hodnocením vozidel z pohledu poškozujících účinků na kolej. Zřejmě nejpropracovanější přístupy k tomuto hodnocení jsou používány správci infrastruktury ve Švýcarsku a Velké Británii.

### 1.3.1 Švýcarský přístup

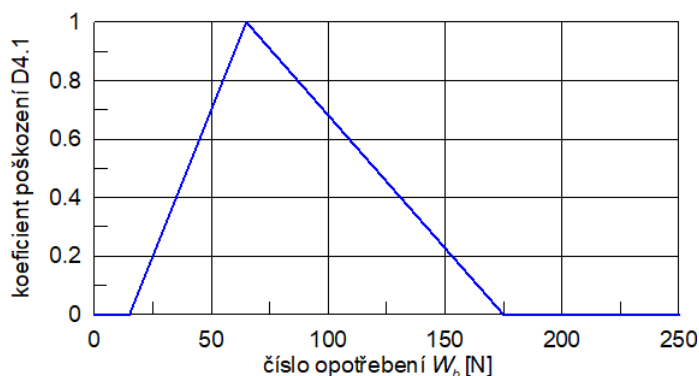
Švýcarský správce železniční infrastruktury v rámci poplatků za použití dopravní cesty zavádí tzv. základní cenu za opotřebení (*Basic price by wear*). Přičemž podrobný popis struktury a postupu výpočtů poplatků je publikován v [24].

Z pohledu poškozujících účinků vozidla na kolej jsou v metodice definovány jednotlivé koeficienty poškození označované písmenem  $D$ . Ke každému koeficientu jsou uvedeny parametry, které mají na jeho velikost zásadní vliv. Přehled těchto koeficientů poškození je uveden na obr. 1.9. Z této ucelené metodiky lze vyjmout konkrétní koeficient poškození  $D4$ , resp. koeficienty  $D4.1$  a  $D4.2$ , které hodnotí  $RCF$  a opotřebení. Tyto dva koeficienty jsou z pohledu této práce důležité a je vhodné koeficienty blíže analyzovat ve vztahu k již uvedeným přístupům hodnocení. Podrobnější rozbor ostatních koeficientů je uveden např. v [25] a [26].

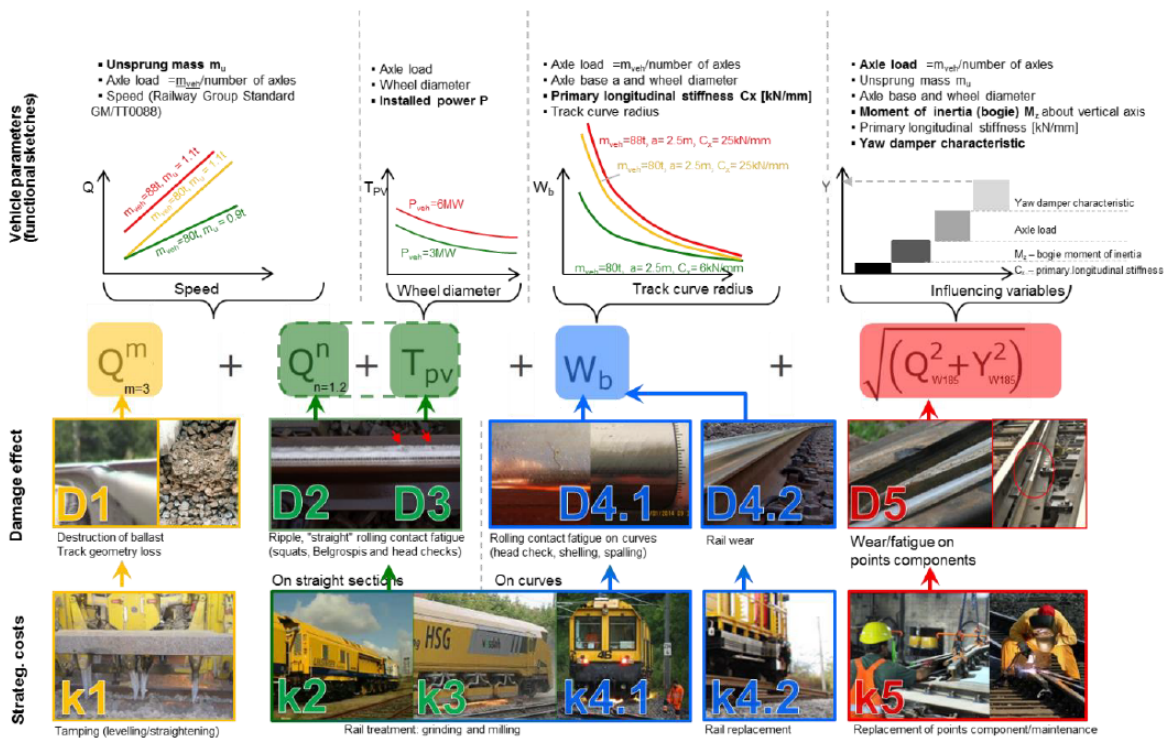
Koeficienty  $D4.1$  a  $D4.2$  jsou přímo závislé na hodnotě čísla opotřebení  $T\gamma$ , které je v metodice označeno jako  $W_b$  a bylo definováno v kap. 1.1.1. Na obr. 1.9 je dále uvedena informace, že zásadní vliv na velikost čísla opotřebení má nápravové zatížení, rozvor podvozku, poloměr kola, tuhost primárního vypružení (vedení dvojkolí) v podélném směru a samozřejmě poloměr oblouku. Pro vyhodnocení metodiky je potřeba získat hodnoty čísla opotřebení pro oblouky o poloměru 270, 343, 480 a 800 m.

#### D4.1 - Kontaktně únavové poškození ( $RCF$ )

Koeficient poškození  $D4.1$  je definován pomocí již zmíněného vztahu mezi indexem  $RCF$ , který popisuje možnost vzniku kontaktně únavového poškození, a číslem opotřebení  $T\gamma$ . Vztah je graficky znázorněn na obr. 1.10.



**Obrázek 1.10:** Uvažovaná závislost koeficientu poškození  $D4.1$  na čísle opotřebení  $T\gamma = W_b$  (pro ocel R260). [25]



**Obrázek 1.9:** Zobrazení vyhodnocovaných veličin v souvislosti s koeficienty poškození  $D$ , poškozujícími účinky a údržbovými zásahy, které jsou označeny písmeny  $k$ , které definují jejich relativní nákladnost. [24]

Tato funkční závislost lze popsat pomocí následující rovnice:

$$\begin{aligned}
 T\gamma \in (0; 15 \text{ N}) & : D4.1 = 0; \\
 T\gamma \in (15 \text{ N}; 65 \text{ N}) & : D4.1 = n_{FW} \cdot (0,02 \cdot T\gamma - 0,3); \\
 T\gamma \in (65 \text{ N}; 175 \text{ N}) & : D4.1 = n_{FW} \cdot (-T\gamma + 175) / 110; \\
 T\gamma \geq 175 \text{ N} & : D4.1 = 0,
 \end{aligned}
 \tag{1.16}$$

kde  $n_{FW}$  odpovídá počtu podvozků. Z rovnice a grafu na obr. 1.10 vyplývá, že možnosti vzniku a následného rozvoje kontaktně únavové trhliny začíná a zvyšuje se od hodnoty čísla opotřebení  $T\gamma = 15 \text{ N}$ . Při dosažení hodnoty čísla opotřebení  $T\gamma = 65 \text{ N}$  je pravděpodobnost vzniku a rozvoje trhliny největší, a dále se snižuje až do hodnoty čísla opotřebení  $T\gamma = 175 \text{ N}$ , kdy je rovna nule.

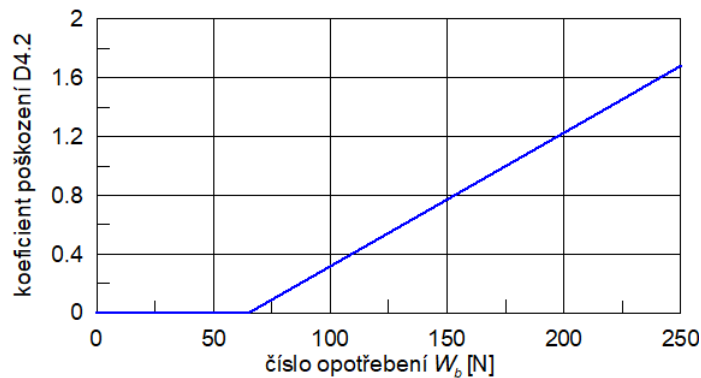
Tento model nebyl vyvinut švýcarskými správci infrastruktury. Jeho původ a experimentální ověření je již popsáno v kap. 1.1.2. Model uvedený ve švýcarské metodice odpovídá použití oceli R260.

## D4.2 - Opotřebení

Koeficient poškození  $D4.2$  popisuje opotřebení hlav kolejnic a je také definován číslem opotřebení  $T\gamma = W_b$ , což koresponduje s koeficientem poškození  $D4.1$ . Vztah pro jeho výpočet je:

$$\begin{aligned} T\gamma < 65 \text{ N} : D4.2 &= 0; \\ T\gamma \geq 65 \text{ N} : D4.2 &= n_{FW} \cdot (T\gamma - 65) / 110. \end{aligned} \quad (1.17)$$

Uvedená rovnice je graficky znázorněna na obr. 1.11.



**Obrázek 1.11:** Uvažovaná závislost koeficientu poškození  $D4.2$  na čísle opotřebení  $T\gamma = W_b$  (pro ocel R260). [25]

Pokud uvažujeme oba koeficienty poškození ( $D4.1$  a  $D4.2$ ), tak švýcarský model říká že:

- do hodnoty čísla opotřebení  $T\gamma = 15$  N nedochází k žádnému poškození ani opotřebení,
- do hodnoty čísla opotřebení  $T\gamma = 65$  N lze předpokládat iniciaci a rozvoje kontaktně únavového poškození,
- od hodnoty čísla opotřebení  $T\gamma = 65$  N se začínají projevovat účinky opotřebení, které mají pozitivní vliv na snižování kontaktně únavové poškození
- a od hodnoty čísla opotřebení  $T\gamma = 175$  N převládá opotřebení hlav kolejnic do té míry, že kontaktně únavové poškození je vlivem opotřebení odstraňováno.

Tento přístup je shodný s již uvedenými postupy pro hodnocení opotřebení a  $RCF$  na základě disipace energie v kontaktu kolo-kolejnice. Potřeba určit hodnoty čísla opotřebení pro různé poloměry oblouku vyžaduje realizaci simulačních výpočtů jízdy vozidla. Proto je vyhodnocení této metodiky časově náročné, ale také jsou nutné podrobné informace o vozidle pro vytvoření jeho matematického modelu pro simulační výpočty.

Existing vehicle

New vehicle name  Price base

Vehicle type  Passenger  Freight

Locomotive/coach/MU  Locomotive  Coach or multiple unit

Vehicle type  Motor  Trailer

Descriptor

Vehicle weight (tonnes)  Total number of seats

(For passenger vehicles, weight should be the vehicle tare weight)

Number of axles

Unsprung mass (kg/axle)

Vehicle maximum speed (mph)

User calculated operating speed?

Use route-based maximum speed?

Curving class

User-defined TGamma table

Heritage operators

Heritage operator rate?

Calculate VUC rate Close this window Further information

Obrázek 1.12: Okno programu pro výpočet parametru *VUC*. [27]

### 1.3.2 Britský přístup

Britský správce železniční infrastruktury (*Network Rail*) definuje poplatky za použití dopravní cesty pomocí parametru označeného zkratkou *VUC* (*Variable Usage Charge*) (viz [27]). Jde o jistou pohyblivou složku poplatku, která má odrážet náklady spojené s poskytnutím dopravní cesty provozovatelům dopravy, tedy náklady na provoz, údržbu a obnovu infrastruktury. V rámci tohoto parametru jsou zvýhodněna tzv. „*track-friendly*“ vozidla, které vykazují nižší poškozující účinky na kolej.

Výpočet *VUC* je založen na znalosti hodnot určitých parametrů vozidla. Výhodou v tomto případě je, že tyto parametry je nutné uvádět již při dokazování kompatibility nových vozidel s infrastrukturou. Na obr. 1.12 je zobrazeno okno programu sloužící pro výpočet parametrů *VUC*.

### Oblouková třída

Z pohledu opotřebení kol a kolejnic, které je nejvýraznější v obloucích, jsou definovány tzv. „*Curving Class*“, tedy „obloukové třídy“. Vozidla jsou pak zařazena do těchto obloukových tříd na základě hodnot vybraných konstrukčních parametrů. Obloukovým třídám odpovídají charakteristické hodnoty čísla opotřebení  $T\gamma$ . Tyto hodnoty však mohou být určeny také přímo na základě výsledků z provedených simulačních výpočtů. Což vhodné využít pokud vozidlo spadá do relativně horší obloukové třídy, ale např. díky použití kon-

strukce podvozku s technickým řešením pro snížení dynamických účinků na kolej by mělo vozidlo patřit do lepší obloukové třídy (jeho reálné poškozující účinky na trať jsou menší). Tato technická řešení totiž nemusí být zahrnuta do původního definování obloukové třídy. Oblouková třída si klade za cíl rozdělit vozidla do určitých skupin (tříd) podle jejich poškozujících účinků na kolej při průjezdu obloukem. Obloukové třídy jsou zpravidla označovány pomocí názvu, který charakterizuje vozidlo a čísla, které představuje hodnotu úhlové tuhosti primárního vypružení (vedení dvojkolí) kolem svislé osy dvojkolí v jednotce MNm/rad (např. *Loco2\_50* nebo *Coach\_8*). Lze tedy předpokládat, že tato veličina má zásadní vliv na rozdělení vozidel do obloukových tříd a je zásadní i z pohledu poškozujících účinků vozidla na kolej v oblouku.

Jak již bylo uvedeno, další možností je provedení multi-body simulací jízdy vozidla, ze kterých se vyhodnocuje číslo opotřebení  $T\gamma$  na jehož základě jsou poškozující účinky vozidla na trať hodnoceny. Podmínky pro toto vyhodnocení a výpočet  $T\gamma$  jsou uvedeny v [28].

# Kapitola 2

## Cíle disertační práce a použité metody

Cíle disertační práce byly stanoveny následovně:

- Rozbor vlivu modelování kontaktu kolo-kolejnice na dynamické účinky kolejového vozidla při jízdě obloukem se zaměřením na různé řešení tangenciálního problému.
- Definování parametrů kolejového vozidla, které mají zásadní vliv na dynamické účinky při jízdě obloukem na základě citlivostní analýzy.
- Navržení metodiky hodnocení dynamických účinků vozidla při jízdě obloukem a její porovnání se stávajícími metodikami.
- Přínos technických řešení pro snížení poškozujících účinků kolejových vozidel na trať při jízdě obloukem.

V této práci jsou poškozující účinky jízdy vozidla obloukem hodnoceny kvazistatickými hodnotami sledovaných veličin. Kvazistatické hodnoty jsou v oblasti kolejových vozidel běžně zařazovány do popisu dynamiky jízdy vozidla. Například publikace [7] (kapitola 14) a [30] obsahují ve svém názvu informaci, že se zabývají dynamikou kolejových vozidel ovšem v jejich obsahu je věnována pozornost i kvazistatickým jevům, jako je jízda vozidla obloukem za ustálených podmínek.

### 2.1 Motivace

Jak bylo uvedeno v úvodní kapitole, hodnocení poškozujících účinků kol a kolejnic lze založit na hodnotách tzv. čísla opotřebení  $T\gamma$ . Tento přístup je možné nalézt v obecných

teoriích zabývajících se intenzitou poškozování kol a kolejnic, porovnáváním výpočtu opotřebení s naměřenými daty, optimalizací jízdního obrysu kola s cílem minimalizace opotřebení apod. Číslo opotřebení  $T\gamma$  je také uvedené v normě EN 14363, kde má nahrazovat hodnocení poškození povrchu kolejnic pomocí kvazistatické vodící síly  $Y_{qst}$ . Jelikož ale není v současné době možné získat jeho hodnoty měření, je navržen parametr  $T_{qst}$ , který má být ekvivalentem čísla opotřebení a lze jej vypočítat z měřitelných veličin. Norma tedy stanovuje, že pro hodnocení poškození povrchu kolejnic je  $T\gamma$  vhodným parametrem. Dále je číslo opotřebení používáno i správci železničních infrastruktury jako jeden z parametrů pro stanovení poplatků za použití dopravní cesty. Zjednodušeně řečeno, vozidla, která vykazují nižší poškození kolejnic platí nižší poplatky, jelikož náklady na údržbu trati se také sníží. Ovšem např. ve švýcarské metodice je to jediný parametr, kvůli kterému je nutné realizovat simulační výpočty jízdy vozidla, což velmi zvyšuje náročnost vyhodnocení metodiky.

Pomocí čísla opotřebení  $T\gamma$  je také možné stanovit tzv. *RCF* index, což je index popisující míru kontaktně únavového opotřebení. Pro stanovení tohoto indexu se používá model, který je vždy kalibrován v závislosti na materiálu kol a kolejnic. Není ovšem nutné realizovat další samostatnou analýzu *RCF* poškození.

Pro hodnocení poškozujících účinků kol a kolejnic by bylo vhodné najít takový parametr, který za daných podmínek vykazuje shodné vlastnosti jako číslo opotřebení  $T\gamma$  a zároveň není závislý na simulačních výpočtech jízdy vozidla, které vyžadují tvorbu podrobného virtuálního modelu vozidla a jsou časově náročné. Takový parametr by pak mohl být vhodný pro implementování do metodik pro stanovení poplatků za použití dopravní cesty jakožto ukazatel opotřebení. Je zde nutné dodat, že tento parametr by sloužil pro porovnání poškozujících účinků různých vozidel a jeho cílem by nebylo přesně stanovit míru opotřebení a jeho vývoj. Stejně tak je tomu v již používaných metodikách správců infrastruktury, jelikož simulační metody pracují s mnoha zjednodušujícími předpoklady (jmenovité nerovnosti trati, profily kolejnic a jízdní obrysy, konstantní součinitel tření, konstantní nedostatek převýšení apod.), které se v reálném provozu mění a nelze je obecně předpovídat.

## 2.2 Teoretická část

Vzhledem k tomu, že opotřebení kol a kolejnic je nejintenzivnější při jízdě obloukem a zároveň je číslo opotřebení používáno především pro hodnocení poškozujících účinků kol a kolejnic v oblouku, věnuje se tato práce právě jízdě vozidla obloukem.

V kapitole 3 je věnována pozornost jízdě kolejového vozidla obloukem. Jsou uvedeny

fyzikální principy jízdy obloukem ovlivňující polohu, kterou dvojkolí, podvozky a vozidlo zaujmou, a vliv této polohy na poškozující účinky.

V kapitole 4 jsou podrobněji představeny vybrané přístupy k hodnocení poškozujících účinků jízdy vozidla na kolej, které jsou dále v práci aplikovány.

## 2.3 Simulační a výpočetní část

Jelikož je číslo opotřebení  $T\gamma$  založené na veličinách, které v současné době nelze při jízdě vozidla obloukem měřit, jsou jako vhodný nástroj k získání výsledků zvoleny multi-body simulační výpočty (*MBS*). Ty zároveň umožňují modelovat vozidla s relativně libovolnými parametry. Měnit jakékoli parametry přímo na reálném vozidle je velmi obtížné, proto jsou simulační výpočty jízdy vozidla ideálním nástrojem pro řešení práce.

V kapitole 5 je uvedeno seznámení s realizovanými simulačními výpočty. Je zde popsán obecný referenční model vozidla reprezentující vůz elektrické jednotky (*EMU*), nastavení modelu a uvažované simulační scénáře.

V další kapitole 6 je uveden rozbor vlivu modelování kontaktu kolo-kolejnice na získané výsledky hodnot čísla opotřebení.

Kapitola 7 se zabývá rozsáhlou citlivostní analýzou vybraných parametrů trati a vozidla, která je zaměřená na hodnoty čísla opotřebení. Ukazuje, které parametry mají zásadní vliv na jeho velikost a je vhodné je zohlednit např. v metodice správců železniční infrastruktury pro hodnocení poškozujících účinků vozidla na kolej.

V kapitole 8 jsou na základě citlivostní analýzy stanoveny parametry, které s určitou přesností odpovídají hodnotám čísla opotřebení získaných ze simulačních výpočtů, a jsou tak vhodnými parametry pro hodnocení poškozujících účinků jízdy vozidla na kolej. Zároveň je popsána metodika definování těchto parametrů, což zároveň umožňuje budoucí zpřesnění jejich hodnot nebo zavedení dalších vlivů. Stanovené parametry jsou porovnány s parametry používanými ve stávajících metodikách hodnocení.

V poslední kapitole 9 jsou prezentována vybraná technická řešení, která umožňují snížení poškozujících účinků vozidla na kolej.

# Kapitola 3

## Jízda kolejového vozidla obloukem

Tato kapitola se věnuje teoretickému seznámení čtenáře s mechanikou jízdy vozidla obloukem za ustálených podmínek (konstantní parametry oblouku, rychlosti jízdy a parametry vozidla).

Podle principu drážní dopravy je trajektorie pohybu vozidla dána konstrukcí a parametry dráhy, tedy v tomto případě kolejí. Trasování koleje je pak specifikováno poloměry oblouků, které jsou určovány ve vztahu k požadované rychlosti jízdy vozidel a stavebním možnostem. Při jízdě vozidla po koleji dochází v kontaktu kolo-kolejnice k interakci, která se projevuje vznikem normálových a tangenciálních sil. Ty vznikají reakcí na setrvačnou hmotnost vozidla a v důsledku vedení vozidla kolejí, příp. požadavku na zrychlení nebo zpomalení vozidla. Při jízdě vozidla obloukem lze chápat kolej jako aktivní nebo akční člen, který řídí, určuje směr jízdy vozidla. Vozidlo musí být konstruováno tak, aby se dokázalo těmto požadavkům koleje (trajektorii oblouku) přizpůsobit při zajištění bezpečné jízdy. Jelikož nelze konstruovat vozidlo, které se vždy ideálně přizpůsobí, dochází ke vzniku nežádoucích silových účinků v kontaktu kolo-kolejnice a ty vedou k poškození povrchu kol a kolejnic. Jde především o opotřebení jejich povrchů a kontaktně únavové poškození, které již byly popsány v úvodní kapitole 1.

### 3.1 Skluzové poměry

Z pohledu minimalizace nežádoucích, skluzových účinků v kontaktu kolo-kolejnice je ideální situace, kdy se kolo po kolejnici volně odvaluje. Potom je okamžitá rychlost v kontaktu stejná pro kolo i kolejnici a nedochází ke vzniku skluzu. Jak již bylo konstatováno, zřejmě nelze konstruovat vozidlo, které by bylo ideálně přizpůsobivé všem situacím, které v koleji nastanou. Proto musí být předpokládáno, že k tomuto ideálnímu stavu nedochází,

ale naopak nejběžnějším pohybem kola po kolejnici je odvalování se skluzem.

Skluz (v této práci označovaný řeckým písmenem  $\gamma$ ) je jev, ke kterému dochází pokud je v bodě dotyku kola s kolejnicí nenulová okamžitá rychlost. Skluz tedy nastane, když je rychlost posuvného pohybu kola  $\vec{v}_p$  rozdílná od obvodové rychlosti bodu na obvodu kola  $\vec{v}_o = \vec{\omega} \times \vec{r}_k$ , kde  $\vec{\omega}$  je úhlová rychlost rotačního pohybu kola a  $\vec{r}_k$  je polohový vektor kontaktu kola s kolejnicí. Potom pro obecnou skluzovou rychlost  $\vec{w}$  platí:

$$\vec{w} = \vec{v}_p + \vec{v}_o = \vec{v}_p + \vec{\omega} \times \vec{r}_k. \quad (3.1)$$

Skluz je pak definován poměrem skluzové rychlosti a referenční rychlosti  $v_{ref}$ :

$$\vec{\gamma} = \frac{\vec{w}}{v_{ref}}, \quad (3.2)$$

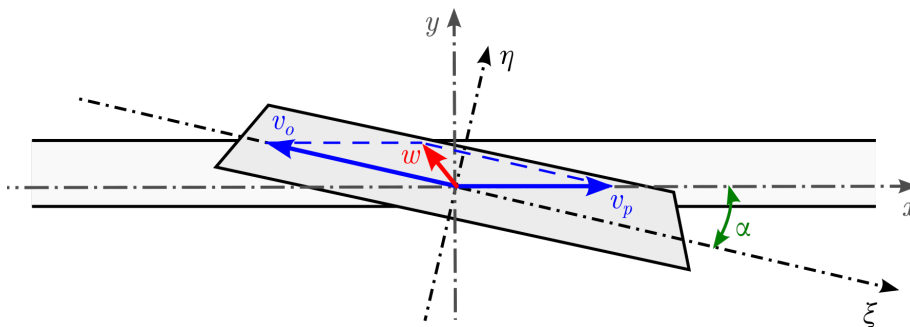
kde referenční rychlost může být volena jako  $v_{ref} = |v_o|$ ,  $v_{ref} = |v_p|$  nebo aritmetickým průměrem těchto rychlostí:

$$v_{ref} = \frac{|v_o| + |v_p|}{2}. \quad (3.3)$$

V následujících podkapitolách je uveden přehled popisující skluz kola po kolejnici v jednotlivých směrech. Jsou uvažována některá zjednodušení a spinový skluz je představen odděleně od podélného a příčného skluzu.

### 3.1.1 Podélný a příčný skluz

Pro definici podélného a příčné skluzu je zde uvedena situace, kdy svislé osy kola a kolejnice jsou rovnoběžné, kolo je vůči kolejnici natočeno o úhel náběhu  $\alpha$  a vykreslení potřebných veličin je provedeno v rovině kontaktu  $xy$ , která je v tomto pohledu a zjednodušení rovnoběžná s rovinou temene kolejnic (viz obr. 3.1).



**Obrázek 3.1:** Rychlosti v kontaktu kolo kolejnice v rovině  $xy$  při natočení kola vůči kolejnici o úhel náběhu  $\alpha$ .

V této práci je uvažován předpoklad ustáleného stavu kontaktu kolo-kolejnice, kdy se jejich vzájemná poloha při průjezdu vozidla obloukem nemění. Potom lze uvažovat zjednodušení, že rychlost posuvného pohybu kola má vždy shodný směr s podélnou osou

koleje ( $v_{px} = v_p$  a  $v_{py} = 0$ ). Zároveň úhel náběhu  $\alpha$  je velmi malý (do  $5^\circ$ ), a proto lze použít linearizaci goniometrických funkcí ( $\sin \alpha = \alpha$  a  $\cos \alpha = 1$ ). Obvodová rychlost  $v_0$  je zavedena v podélné ose kola.

Skluzová rychlost v rovině  $xy$  je označena písmenem  $w$ , potom podélná a příčná skluzová rychlost  $w_x$ ,  $w_y$  jsou vektorové složky skluzové rychlosti  $w$  ve směru os koleje (viz obr. 3.1).

Skluzová rychlost  $w_x$  a skluz  $\gamma_x$  v podélném směru jsou dány vztahy:

$$w_x = v_p - v_o \cos \alpha \approx v_p - \omega r_k, \quad (3.4)$$

$$\gamma_x = \frac{w_x}{v_{ref}} \approx \frac{v_p - \omega r_k}{v_{ref}}. \quad (3.5)$$

V případě uvažování souřadného systému kola a vlivem linearizace goniometrické funkce dostáváme vztah pro skluzovou rychlosti v podélné ose kola  $\xi$ :

$$w_\xi = v_p \cos \alpha - v_o \approx v_p - \omega r_k \approx w_x. \quad (3.6)$$

Skluzová rychlost  $w_y$  a skluz  $\gamma_y$  v příčném směru jsou definovány vztahy:

$$w_y = v_o \sin \alpha \approx v_o \alpha, \quad (3.7)$$

$$\gamma_y = \frac{w_y}{v_{ref}} \approx \frac{v_o \alpha}{v_{ref}}. \quad (3.8)$$

Obdobně jako pro podélný směr i zde lze definovat vztah pro skluzovou rychlost a skluz v příčné ose kola  $\eta$ :

$$w_\eta = v_p \sin \alpha \approx v_p \alpha, \quad (3.9)$$

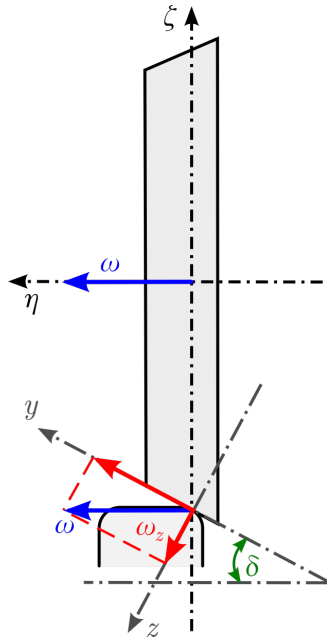
$$\gamma_\eta = \frac{w_\eta}{v_{ref}} \approx \frac{v_p \alpha}{v_{ref}}. \quad (3.10)$$

Z rovnice (3.5) vyplývá, že podélný skluz  $\gamma_x$  je závislý na polohovém vektoru kontaktu kola s kolejnicí, resp. na okamžitém poloměru kola  $r_k$ . V případě uvažování křivkového, ale i kuželového jízdního obrysu kola dochází vlivem příčného posunutí kola ke změně velikosti tohoto vektoru (okamžitého poloměru kola). Z toho lze vyvodit, že příčný pohyb kola vůči kolejnici má vliv na velikost obvodové rychlosti a podélného skluzu  $\gamma_x$  při konstantní úhlové rychlosti kola  $\omega$ . Příčný skluz  $\gamma_y$  je podle rovnice (3.8) závislý na úhlu náběhu  $\alpha$ . Při nulovém úhlu náběhu je příčný skluz také nulový. Úhel náběhu, tedy natočení dvojkolí kolem svislé osy vůči jeho výchozí (radiální) poloze, vlivem kuželovitosti jízdního obrysu kola způsobuje posunutí kontaktního bodu v podélné ose. Lze potom říci, že podélné posunutí kontaktního bodu a úhel náběhu mají vliv na hodnotu příčného skluzu  $\gamma_y$ .

### 3.1.2 Spinový skluz

Pro definování spinového skluzu je uvažován zjednodušený případ zobrazený na obr. 3.2, kde kolo není natočeno kolem podélné osy. Svislé osy kola a kolejnice jsou rovnoběžné.

Úhlová rychlost  $\omega$  má stejný směr s příčnou osou kola. Celá situace je zobrazena v rovině kontaktu  $yz$  a  $\delta$  je úhel sklonu dotykové roviny kola s kolejnicí, který zároveň popisuje natočení souřadného systému kola vůči souřadnému systému kontaktu.



**Obrázek 3.2:** Úhlové rychlosti v kontaktu kolo kolejnice v rovině  $yz$ .

Z geometrie na obr. 3.2 vyplývá vztah pro výpočet spinové úhlové rychlosti:

$$\omega_z = \omega_\eta \sin \delta \approx \omega \sin \delta. \quad (3.11)$$

Spinový skluz je poté definován jako:

$$\varphi_z = \frac{\omega_z}{v_{ref}} = \frac{\omega \sin \delta}{v_{ref}}. \quad (3.12)$$

Z uvedených vztahů vyplývá, že spinový skluz má jednotku  $[m^{-1}]$ . Zároveň je spinový skluz závislý na velikost sklonu dotykové roviny  $\delta$ , která je při použití křivkového jízdního obrysu proměnná (na obr. 3.2 je zobrazena situace pouze pro kuželový jízdní obrys) v závislosti na příčné poloze kontaktu kolo-kolejnice. Při poloze kontaktního bodu na jízdní ploše s velmi malým sklonem dotykové roviny je spinový skluz velmi malý, naopak v případě kdy se kontaktní bod dostane na strmou plochu okolku s úhlem sklonu až  $70^\circ$ , nabývá spinový skluz maximálních hodnot.

Vlivem zjednodušení, zmíněného v předchozí kapitole 3.1.1, je uvažována nulová úhlová rychlost kola kolem svislé osy  $\omega_\zeta$ .

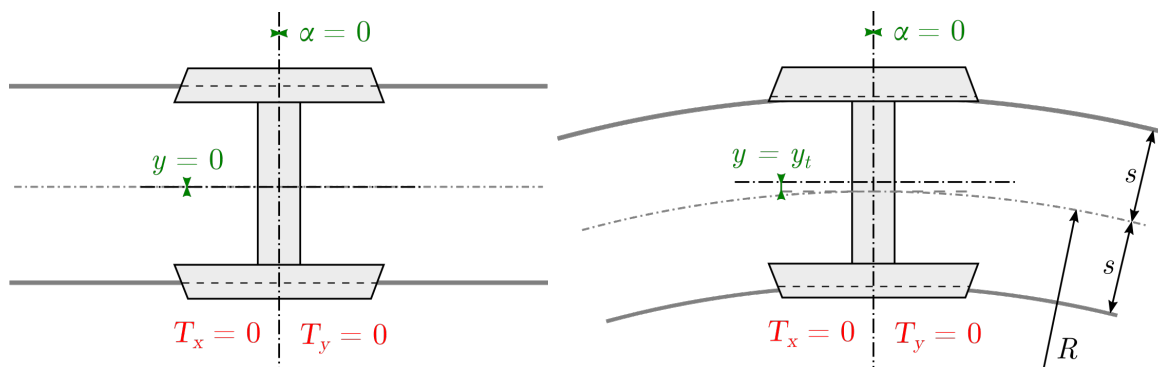
## 3.2 Fyzikální podstata průjezdu vozidla obloukem

Oblouk koleje je definovaný pomocí hodnot poloměru oblouku a převýšením koleje. Důležité jsou také profily kolejnic, úklon kolejnic nebo nerovnosti, což jsou obecné parametry popisující trať v oblouku, ale i v přímém úseku. Podstatou řešení jízdy vozidla obloukem je zjistit polohu dvojkolí, podvozků a vozidla vůči koleji, stanovit polohu kontaktních bodů kol a kolejnic a na jejich základě dopočítat síly působící v těchto kontaktech. Z pohledu simulačních výpočtů lze průjezd vozidla obloukem řešit pomocí časové integrace veličin.

Pro detailnější rozbor je v této kapitole popsáno chování dvojkolí při jízdě obloukem. Pro uvedené situace nejsou uvažovány tažné ani brzdné síly působící v kontaktu kolo-kolejnice.

### 3.2.1 Dvojkolí v oblouku koleje

Před samotným řešením polohy dvojkolí při průjezdu obloukem je zde uvedena ideální poloha dvojkolí při jízdě v přímé koleji (viz obr. 3.3 vlevo). Ideální polohou je myšlena taková poloha dvojkolí, kdy při jeho odvalování po koleji nevznikají skluzy a z nich vyplývající skluzové síly  $T_x$  a  $T_y$ . Z obrázku je zřejmé, že tato ideální poloha nastane pokud je podélná osa koleje shodná s podélnou osou kola, potom dvojkolí není příčně vychýleno, okamžité poloměry odvalování obou kol jsou stejné a úhel náběhu  $\alpha$  je nulový. Vliv spinového skluzu není v tomto případě uvažován.



**Obrázek 3.3:** Ideální poloha dvojkolí při odvalování v přímé koleji (vlevo) a v oblouku koleje (vpravo).

Na obr. 3.3 vpravo je zobrazena ideální poloha dvojkolí v oblouku o určitém poloměru  $R$ . Ze zobrazení vyplývá, že je uvažován nulový úhel náběhu, dvojkolí tedy zaujímá tzv. radiální polohu, kdy je jeho příčná osa shodná s normálou k oblouku. Vzhledem k tomu, že při průjezdu obloukem musí vnější kolo dvojkolí urazit větší vzdálenost než vnitřní, musí být dvojkolí příčně posunuto o teoretickou hodnotu  $y_t$ . Toto posunutí způsobí, že okamžitý poloměr odvalování vnějšího kola je větší než vnitřního kola (v případě

uvažování kuželového nebo křivkového jízdního obrysu kola). Střed dvojkolí se pak pohybuje po tzv. rovnovážné křivce (viz [1] a [17]), jejíž poloměr křivosti je právě o  $y_t$  větší než poloměr oblouku (křivost osy koleje).

V případě kuželového jízdního obrysu potom platí, že poměr okamžitého poloměru odvalování kola vůči poloměru křivosti odpovídající kolejnici je stejný:

$$\frac{r_{out}}{R + s} = \frac{r_{in}}{R - s} = \frac{r_0}{R}, \quad (3.13)$$

kde  $r_{out}$  a  $r_{in}$  jsou okamžité poloměry odvalování na vnějším a vnitřním kole,  $r_0$  je poloměr odvalování vztažený na poloměr oblouku  $R$  a  $s$  je vzdálenost kolejnici od středu osy koleje (viz obr. 3.3). Okamžité poloměry  $r_{out}$  a  $r_{in}$  je možné spočítat při znalosti kuželovitosti jízdního obrysu kola  $\delta_0$  jako:

$$r_{out} = r_0 + \delta_0 y_t, \quad (3.14)$$

$$r_{in} = r_0 - \delta_0 y_t. \quad (3.15)$$

Z uvedených vztahů je možné vyjádřit ideální příčné posunutí dvojkolí s kuželovými jízdními obrysy jako:

$$y_t = \frac{r_0 s}{\delta_0 R}. \quad (3.16)$$

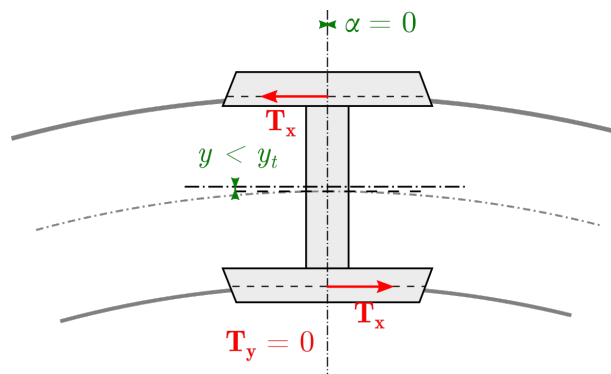
Z rovnice vyplývá, že pro průjezd oblouky malých poloměrů je výhodná větší kuželovitost jízdních obrysů kol, čímž se minimalizuje posunutí  $y_t$ . Jeho hodnota je totiž omezena volným kanálem koleje. Větší kuželovitost ovšem není vhodná pro stabilitu jízdy při vysoké rychlosti na přímé trati. I z tohoto důvodu jsou používány křivkové jízdní obrysy s proměnou kuželovitostí, která je závislá na příčném posunutí dvojkolí. Potom mluvíme o tzv. efektivní kuželovitosti:

$$\delta_{ef} = f(y) = \frac{\Delta r}{2y}, \quad (3.17)$$

kde  $\Delta r = f(y)$  je nazývána jako Delta-R funkce, která je také funkcí příčného posunutí dvojkolí.

### Situace s podélným skluzem

Pokud je příčné posunutí dvojkolí  $y$  menší než teoreticky ideální  $y_t$  (resp. pokud je posunutí různé od teoreticky ideálního), dochází ke vzniku podélného skluzu v kontaktu kola s kolejnici, a tedy i podélné skluzové síly  $T_x$ . Tato situace je zobrazena na obr. 3.4, kde je stále uvažována radiální poloha dvojkolí, tedy  $\alpha = 0$ .

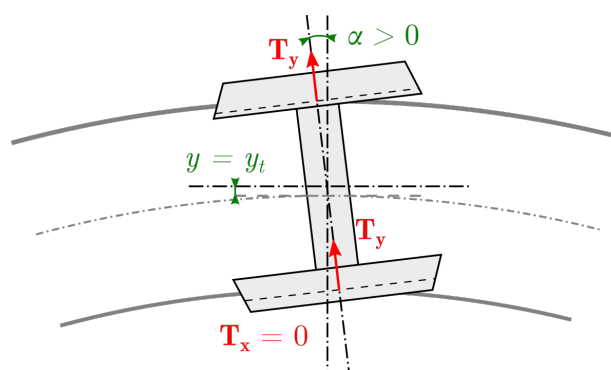


**Obrázek 3.4:** Situace se skluzovými silami při nedostatečném příčném posunutí dvojkolí v oblouku koleje  $y < y_t$  a při nulovém úhlu náběhu.

Při nedostatečném posunutí dvojkolí v příčném směru bude okamžitý poloměr valení vnějšího kola příliš malý, a naopak u vnitřního kola příliš velký. To způsobí, že okamžité poloměry kol budou odpovídat průjezdu obloukem s větším poloměrem. Pokud by se dvojkolí dále pohybovalo, došlo by k jeho vychýlení z radiální polohy. Pro zachování podmínky radiální polohy musí být dvojkolí natočeno zpět proti tomuto vychýlení. Podélné skluzové síly pak působí proti pohybu natočení.

### Situace s příčným skluzem

Naopak při dodržení ideálního teoretického příčného posunutí  $y_t$  a zároveň natočení dvojkolí kolem svislé osy o úhel náběhu  $\alpha$  dochází teoreticky k situaci, kdy v kontaktech kol a kolejnic vzniká pouze příčný skluz a příčné skluzové síly  $T_y$ . Situace je graficky zobrazena na obr. 3.5.



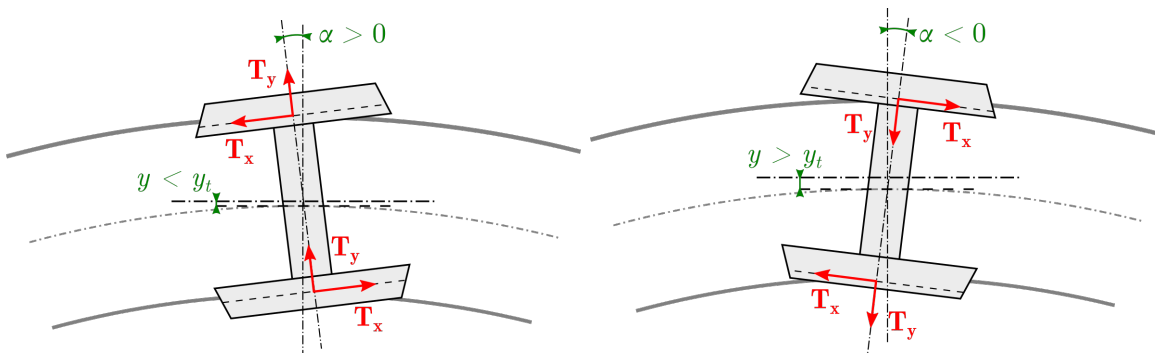
**Obrázek 3.5:** Situace se skluzovými silami při natočení dvojkolí o nenulový úhel náběhu  $\alpha$  v oblouku koleje a při teoreticky ideálním posunutí dvojkolí v příčném směru.

Smysl působení příčných skluzových sil lze vysvětlit, pokud si představíme, že pohyb dvojkolí pokračuje ve směru shodném s jeho podélnou osou. Při takovém pohybu by

se vychýlilo od rovnovážné křivky pohybu dvojkolí směrem ven z oblouku. Aby byla zachována trajektorie rovnovážné křivky, musí být dvojkolí posunuto zpět na tuto křivku. Skluzové síly potom působí proti tomuto myšlenému pohybu.

### Situace s podélným i příčným skluzem

Výše uvedené superpoziční situace slouží spíše k názornějšímu vysvětlení a pochopení problematiky. Ovšem ve skutečnosti není běžné, že by vlivem polohy dvojkolí vznikaly pouze podélné nebo pouze příčné skluzy a skluzové síly. Obecná poloha dvojkolí je potom dána příčným posunutím  $y$  a úhlem náběhu  $\alpha$ . Dva příklady obecné polohy dvojkolí v oblouku koleje jsou zobrazeny na obr. 3.6.



**Obrázek 3.6:** Skluzové síly při nedokonalém příčném posunutí dvojkolí a nenulovém úhlu náběhu. ( $y < y_t \wedge \alpha > 0$  vlevo;  $y > y_t \wedge \alpha < 0$  vpravo)

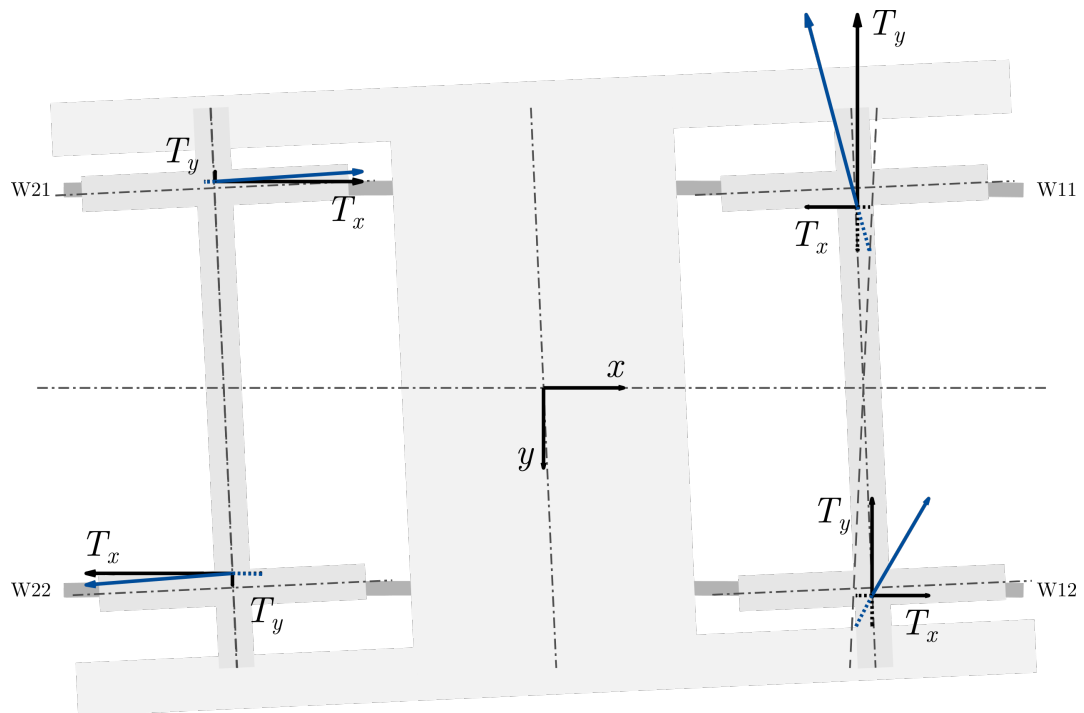
### Situace s uvažováním celého podvozku

Dvojkolí jsou prostřednictvím primárního vypružení a vedení zavazbena k rámu podvozku. To značně omezuje možnost jejich pohybu. Zároveň se přední a zadní dvojkolí podvozku nacházejí v jiných situacích. Přednímu dvojkolí říkáme nabíhající a na jeho vnějším kole lze očekávat největší silové a tedy i poškozující účinky<sup>ii</sup>. Naopak zadní dvojkolí je vlivem polohy rámu podvozku a předního dvojkolí natáčeno do oblouku, na jeho kolech nebývají silové účinky tak velké a častěji zde také dochází k změně jejich smyslu.

Na obr. 3.7, 3.8 a 3.9 jsou zjednodušeně zobrazeny rámy podvozků, dvojkolí a naznačeny kolejnice. Podélné a příčné skluzové síly na jednotlivých kolech jsou vyznačeny šipkami, jejich vektorové součty jsou zobrazeny modrou barvou. Délky vektorů odpovídají velikosti sil v rovinně kontaktu kola a kolejnice a jsou pro potřeby tohoto zobrazení sklopeny do obecné roviny  $xy$ . Kolo umístěné nahoře vpravo označené  $W11$  je vnější kolo prvního

<sup>i</sup>Zde je značné zjednodušení v uvažování řešení pouze rovinného problému.

<sup>ii</sup>Pokud mluvíme o nabíhajícím kole, je tím myšleno právě vnější kolo prvního dvojkolí.



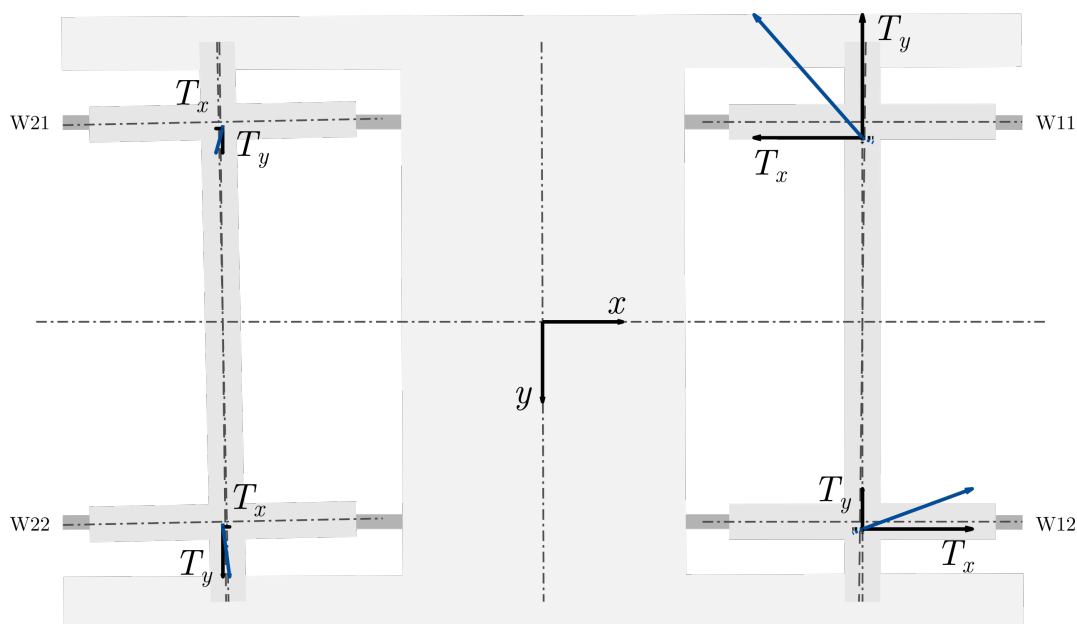
**Obrázek 3.7:** Poloha částí podvozku a skluzové síly při průjezdu obloukem o poloměru 200 m s nedostatkem převýšení 100 mm.

dvojkolí (nabíhající kolo). V uvedeném zobrazení jsou posunuta působišťe sil vůči vyznačenému středu kol, to znázorňuje posunutí kontaktního bodu na jízdních obrysech kol. Jednotlivé části zobrazených podvozků jsou natočeny kolem svislé osy o určité úhly náběhu, které byly pro lepší viditelnost 8krát zvětšeny. Čárkovanými čarami jsou zobrazeny ideální polohy příčné osy dvojkolí, tedy radiální polohy.

Obr. 3.7 zobrazuje situaci při průjezdu extrémně malým poloměrem oblouku 200 m s nedostatkem převýšení. Na prvním dvojkolí je patrný relativně velký úhel náběhu, kterému odpovídají velké příčné skluzové síly. Současně zde působí i nezanedbatelné podélné skluzové síly. Na zadním dvojkolí jsou podélné skluzové síly větší než na prvním a jsou způsobeny malým rozdílem valivých poloměrů obou kol. Dvojkolí se nachází téměř v radiální poloze, a proto jsou příčné skluzové síly velmi malé.

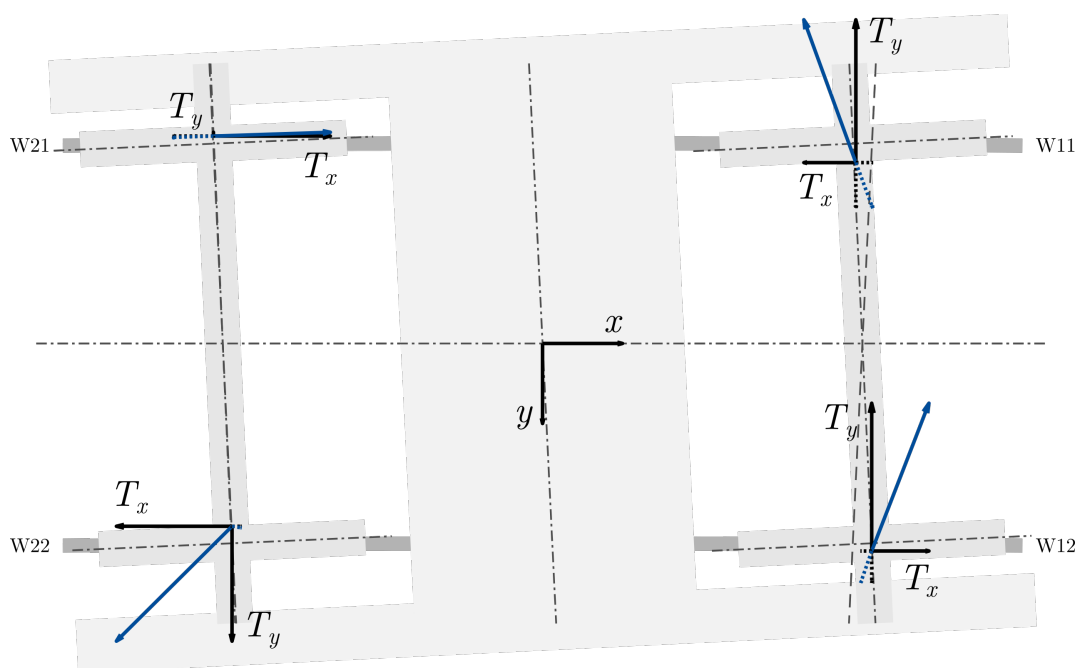
Situace při změně poloměru oblouku na 800 m je zobrazena na obr. 3.8. Nabíhající dvojkolí již nevykazuje tak velký úhel náběhu, což je způsobeno právě změnou poloměru oblouku, a proto jsou příčné skluzové síly menší. Naopak se zvětšily síly v podélném směru. U zadního dvojkolí došlo k malému nárůstu úhlu náběhu a z něj vyplývajících příčných sil, ovšem vlivem příčného posunutí dvojkolí jsou podélné skluzové síly velmi malé. Zároveň se změnil smysl působení podélných skluzových sil oproti případu s poloměrem oblouku 200 m.

Na obr. 3.9 je zobrazena situace průjezdu stejným obloukem jako na obr. 3.7, ovšem



**Obrázek 3.8:** Poloha částí podvozku a skluzové síly při průjezdu obloukem o poloměru 800 m s nedostatkem převýšení 100 mm.

s přebytkem převýšení. Vozidlo se tedy pohybovalo nižší rychlostí, a tím se snížila odstředivá síla. Hlavním rozdílem je zvětšení příčné skluzové síly na vnitřním kole druhého dvojkolí W22. Na tomto dvojkolí ovšem nedochází k zvětšení úhlu náběhu a druhé kolo W21 vyšší příčnou sílu nevykazuje. Zde se podvozek nachází v tzv. vzpříčené poloze, kdy právě kolo W22 naléhá okolkem na vnitřní kolejnici a volný kanál koleje je vyčerpán.



**Obrázek 3.9:** Poloha částí podvozku a skluzové síly při průjezdu obloukem o poloměru 200 m s přebytkem převýšení 80 mm.

Grafické znázornění působících skluzových sil a polohy jednotlivých částí podvozku na uvedených obrázcích bylo autorem práce vytvořeno v programu MATLAB na základě dat ze simulačních výpočtů jízdy vozidla, kterým se více věnuje kap. 5.

### 3.3 Odpor z jízdy obloukem

Jak vyplývá z dříve uvedeného, skluzové síly v kontaktu kola a kolejnice vznikají vlivem polohy dvojkolí, která je odlišná od té ideální. Zjednodušeně lze říci, že čím větší jsou výchylky dvojkolí od jeho ideální polohy, tím větší skluzové síly vznikají. Například při průjezdu obloukem se dvojkolí příčně posunuje směrem k ideální příčné poloze. V určitém okamžiku se vlivem vztahu kolo-kolejnice již dále posunovat nemůže, pak začnou působit skluzové síly, jejichž velikost je závislá právě na rozdílu ideální a reálné polohy dvojkolí.

Mechanická práce, kterou skluzové síly vykonají se musí projevat v energetické rovnováze jízdy kolejového vozidla. Aby bylo možné skluzové síly zohlednit např. v pohybové rovnici vlaku, kde mají všechny působící síly směr shodný se směrem jízdy vozidla, je nutné tyto síly nahradit silou působící právě v tomto směru. Potom ji lze nazvat odporovou silou z jízdy obloukem.

Pro definování odporové síly  $z$  jízdy obloukem pro jedno dvojkolí v obecné poloze lze využít situaci zobrazenou na obr. 3.10, kde jsou zavedeny podélné i příčné síly. Odporová síla  $O_R$  představuje nahrazení skluzových sil. Tato síla je zavedena do bodu  $M$ , který je středem otáčení dvojkolí a je vzdálený o hodnotu  $x$  od příčné osy nápravy.

Pro získání odporové síly  $O_R$  lze vycházet z momentové rovnováhy, kdy moment odporové síly ke středu oblouku  $S$  musí být stejný jako moment sil  $T_x$  a  $Y^{\text{iii}}$ , tedy platí:

$$O_R R = T_x(R + s) - T_x(R - s) + 2Yx = 2T_x s + 2Yx, \quad (3.18)$$

kde  $s$  je polovina vzdálenosti styčných kružnic. Potom platí:

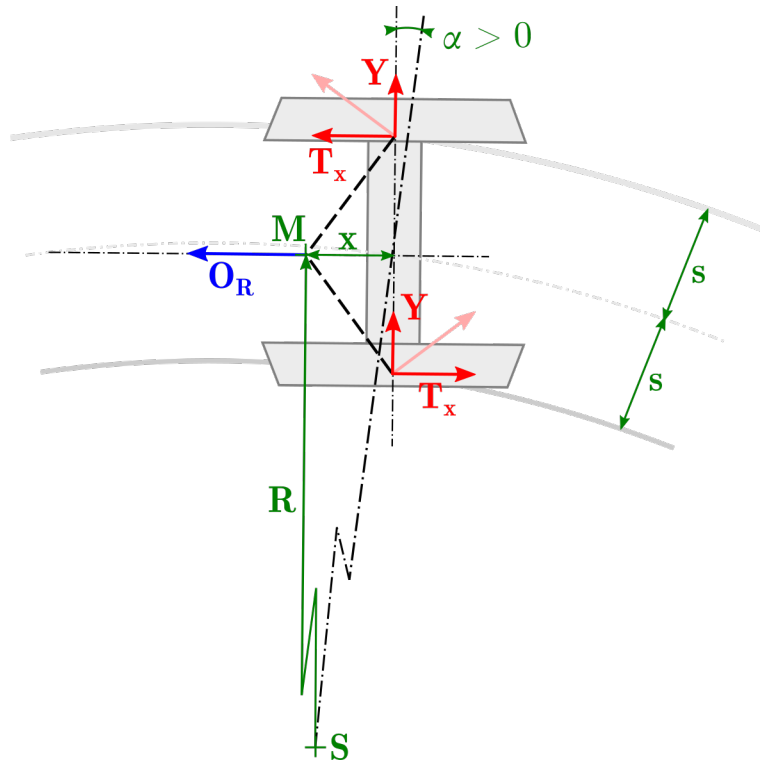
$$O_R = \frac{2T_x s + 2Yx}{R}. \quad (3.19)$$

Rovnici lze dále upravovat a vytknout poměr  $x/R$ , zároveň z obr. 3.10 vyplývá rovnost poměru rozměrů a sil  $s/x = Tx/Y$ , potom platí:

$$O_R = \left(2T_x \frac{s}{x} + 2Y\right) \frac{x}{R} = 2 \left(\frac{T_x^2}{Y} + Y\right) \frac{x}{R}. \quad (3.20)$$

---

<sup>iii</sup>V tomto případě byla uvažována vodicí síla  $Y$  namísto příčné skluzové síly  $T_y$  jelikož se jedná o zjednodušené odvození rovinného problému, kde jsou uvažovány válcové jízdní obrisy kol.



**Obrázek 3.10:** Nahrazení silového působení v kontaktech kolo-kolejnic odporovou silou  $O_R$  působící v ose dvojkolí.

Jelikož úhel náběhu  $\alpha$  dosahuje pouze malých hodnot, lze použít linearizace goniometrické funkce a vztah pro výpočet úhlu náběhu je:

$$\alpha \approx \frac{x}{R}, \quad (3.21)$$

což je vztah, který lze v souvislosti s rovnicí (3.20) využít a odporovou sílu definovat jako:

$$O_R = P \frac{x}{R} \approx P\alpha, \quad (3.22)$$

kde  $P$  je tzv. řídicí síla, která působí v příčné ose dvojkolí. Tento vztah pro definování odporové síly z jízdy obloukem je známý z Heumannovy metody (viz kap. 1.2.1), jejíž principy jsou zde aplikovány na jedno dvojkolí. Zároveň ze vztahu vyplývá, že při snižujícím se poloměru oblouku  $R$  dochází ke zvýšení odporové síly  $O_R$  a naopak.

Smysl působení odporové síly logicky směřuje proti pohybu dvojkolí a celého vozidla. Tato síla tedy vykonává určitou mechanickou práci a svou existencí spotřebovává kinetickou energii vlaku. To se projeví buď zpomalováním vozidla nebo nutností dodat další energii prostřednictvím tažné síly hnacího vozidla. Tyto úvahy jsou více popsány v následující kapitole.

# Kapitola 4

## Vybrané přístupy k hodnocení poškozujících účinků

Možné a běžně používané přístupy k hodnocení poškozujících účinků jízdy vozidla na trať na základě dynamických veličin byly již uvedeny v úvodní kapitole 1. Číslo opotřebení  $T\gamma$  je používáno pro hodnocení opotřebení kol a kolejnic, návrh optimalizovaných jízdních obrysů kol apod. Zároveň existují modely, které na jeho základě hodnotí kontaktně únavové poškození kol a kolejnic (*RCF*). Toto číslo je používáno také správci železniční infrastruktury jako veličina úměrná k opotřebení kolejnic a na jejím základě jsou vypočítávány náklady, které jsou spojené s jeho odstraněním. Číslo opotřebení je závislé na velikosti skluzových sil a tedy i poloze podvozku a jeho součástí při průjezdu obloukem. V předchozí kapitole byla ukázána souvislost mezi těmito silami a odporovou silou z jízdy obloukem  $O_R$ .

V této kapitole je věnována větší pozornost číslu opotřebení  $T\gamma$ , odporové síle z jízdy obloukem  $O_R$  a jejich vzájemnému vztahu.

### 4.1 Číslo opotřebení

Číslem opotřebení se zabývala již kap. 1.1.1. Zde je uvedeno jeho odvození na základě práce skluzových sil působících v kontaktu kolo-kolejnice. Pro zjednodušení je možné uvažovat případ pro čistý podélný skluz  $\gamma_x$  a působení skluzové síly v tomto směru  $T_x$ , např. na jednom kole. Práce této síly  $dW_{T_x}$  v kontaktu kolo-kolejnice je dána součinem skluzové síly  $T_x$  s myšlenou skluznou dráhou  $dx_s$ .

$$dW_{T_x} = T_x dx_s \quad [\text{Nm}] \quad (4.1)$$

Tuto skluznou dráhu  $dx_s$  lze definovat jako podélnou skluzovou rychlost  $w_x$  násobenou časem  $dt$ , přičemž skluzovou rychlost vyjádříme součinem skluzu  $\gamma_x$  a rychlosti posuvného pohybu kola  $v_p$  (viz rov. (3.2), přičemž uvažujeme  $v_p = v_{ref}$ ).

$$dW_{T_x} = T_x w_x dt = T_x \gamma_x v_p dt \quad [\text{Nm}] \quad (4.2)$$

Rychlost posuvného pohybu kola  $v_p$  násobená časem  $dt$  odpovídá jeho ujeté dráze  $dl = v_p dt$ . Pokud rovnici (4.2) vydělíme touto dráhou  $dl$ , získáme práci skluzové síly vztaženou na jednotku délky pohybu kola tzv. měrnou skluzovou práci<sup>1</sup>:

$$\frac{dW_{T_x}}{dl} = T_x \gamma_x \quad [\text{Nm/m} = \text{N}]. \quad (4.3)$$

Strany rov. (4.3) mají jednotku síly a na pravé straně se nachází součin skluzové síly  $T_x$  a skluzu  $\gamma_x$ , který je označován jako číslo opotřebení. Po dosazení vztahu z rov. (4.1) do rov. (4.3) získáme vztah pro skluz  $\gamma_x$ :

$$\gamma_x = \frac{dx_s}{dl}. \quad (4.4)$$

Skluz je tedy poměr myšlené skluzové dráhy vůči ujeté dráze.

V [7] je postup odvození vysvětlen pomocí výkonu skluzových sil  $P_T$ . Pro skluzovou sílu v podélném směru lze určit výkon  $P_{T_x}$ :

$$P_{T_x} = \frac{dW_{T_x}}{dt} \quad [\text{Nm/s}], \quad (4.5)$$

potom:

$$\frac{P_{T_x}}{v_p} = \frac{dW_{T_x}}{dl} = T_x \gamma_x. \quad (4.6)$$

Pro zavedení dalších používaných směrů v rozboru kontaktu kolo-kolejnice platí princip superpozice a absolutní hodnoty měrných skluzových prací v jednotlivých směrech se sčítají, tedy:

$$T\gamma = |T_x \gamma_x| + |T_y \gamma_y| + |M_z \varphi_z| \quad [\text{Nm/m}], \quad (4.7)$$

kde  $T_x, T_y$  jsou skluzové síly a  $\gamma_x, \gamma_y$  jsou skluzy v podélném a příčném směru,  $M_z$  je spinový moment a  $\varphi_z$  je spinový skluz. Absolutní hodnoty jsou zavedeny, protože pro stanovení čísla opotřebení je zásadní velikost vykonané práce skluzových sil bez vlivu směru, kterým skluzové síly působí.

Často se setkáváme se vztahem, který zanedbává spinový moment  $M_z$ , tedy:

$$T\gamma = |T_x \gamma_x| + |T_y \gamma_y| \quad [\text{Nm/m}]. \quad (4.8)$$

<sup>1</sup>V této práci je používáno označení skluzové síly, proto i zde je zvoleno označení pojmem měrná skluzová práce. V literatuře je ovšem častěji používáno označení měrná třecí práce.

To může být z důvodu předpokladu relativně malých hodnot spinového momentu, omezením použitého výpočetního modelu nebo zavedením vlivu spinu do příčné složky skluzové síly.

Hodnoty veličin, které jsou potřebné pro stanovení čísla opotřebení zatím neumíme získat měřením na skutečném vozidle projíždějícím obloukem, proto jsou pro jeho určení používány multi-body simulační výpočty. Komerčně používané softwary, určené pro aplikaci v kolejových vozidlech, běžně nabízejí hodnotu čísla opotřebení jako jeden z výstupních parametrů. Pro provedení těchto simulací musí být sestaven model vozidla, trati a zvolena vhodná metoda pro řešení kontaktu kolo-kolejnice. Vlivem použité metody řešení kontaktu se blíže zabývá kapitola 6.

## 4.2 Odpor z jízdy obloukem

Pohybová rovnice vlaku popisující jeho pohyb v podélném směru, která je používána při trakčních výpočtech, lze také převést do energetické rovnováhy. Energie dodávána prostřednictvím práce tažné síly  $E_F$  musí být shodná s kinetickou energií vozidla  $E_k$  a prací odporových sil  $E_O$ :

$$E_F = E_k + E_O. \quad (4.9)$$

Jelikož se práce zaměřuje na odpor z jízdy obloukem budou zde další odpory zanedbány. Rovnici pak lze rozepsat:

$$Fdx = \frac{1}{2}m_{red}d\dot{x}^2 + O_R dx, \quad (4.10)$$

kde  $F$  je tažná síla,  $m_{red}$  je hmotnost vozidla zohledňující vliv rotačních hmot a  $O_R$  je odporová síla z jízdy obloukem. Potom lze psát silovou rovnováhu:

$$F = m_{red}\ddot{x} + O_R. \quad (4.11)$$

Pro určení odporu z jízdy obloukem s využitím simulačních výpočtů lze k této rovnici přistupovat dvěma způsoby. Je možné simulovat jízdy vozidla výběhem, tedy bez působení tažné síly  $F$ . Potom je velikost odporové síly dána vztahem:

$$F = 0 \quad \Rightarrow \quad O_R = -m_{red}\ddot{x}. \quad (4.12)$$

Záporné znaménko v tomto vztahu ukazuje, že zrychlení bude záporné a vozidlo bude zpomalovat. Hodnotu zrychlení lze získat jako výstup ze simulačních výpočtů a odpor z jízdy obloukem poté dopočítat. Tento přístup je také uveden a použit v článku [29].

Druhou možností je působit na model vozidla vnější tažnou silou  $F$ , jejíž velikost bude právě taková, aby se vozidlo pohybovalo konstantní rychlostí a zrychlení bylo nulové.

Potom platí, že velikost odporové síly z jízdy obloukem se rovná této tažné síle:

$$\dot{x} = konst. \quad \Rightarrow \quad O_R = F. \quad (4.13)$$

### 4.3 Vztah čísla opotřebení a odporu z jízdy obloukem

Při simulačních výpočtech jízdy vozidla obloukem lze uvažovat obě výše zmíněné varianty (jízdy výběhem nebo konstantní rychlostí). Skluzové síly v kontaktech kol a kolejnic pak mají vliv na odpor z jízdy obloukem (viz kap. 3.3). Proto se nabízí úvaha, že součet práce skluzových sil ve všech kontaktech kolo-kolejnice  $\Sigma W_T$  je prací odporových sil  $E_O$  v rov. (4.9) a rovnice je změněna do tvaru:

$$E_F = E_k + \Sigma W_T. \quad (4.14)$$

Pohybová rovnice potom bude mít tvar:

$$F = m_{red}\ddot{x} + \Sigma T\gamma. \quad (4.15)$$

Rovnice (4.12) a (4.13) lze doplnit:

$$F = 0 \quad \Rightarrow \quad O_R = \Sigma T\gamma = -m_{red}\ddot{x}. \quad (4.16)$$

$$\dot{x} = konst. \quad \Rightarrow \quad O_R = \Sigma T\gamma = F. \quad (4.17)$$

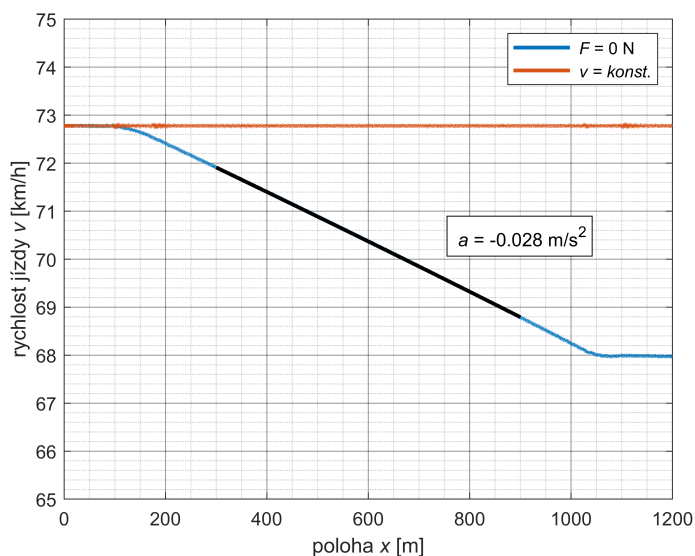
Z uvedených rovnic vyplývá, že hodnota odporové síly z jízdy obloukem, tedy síly působící proti směru jízdy, je shodná s hodnotou součtu čísel opotřebení ve všech kontaktech kolo-kolejnice, a zároveň potřebné tažné síle  $F$  pro udržení konstantní rychlosti jízdy. To platí pouze pro případ, kdy nejsou uvažovány ostatní odporové síly, což simulační výpočty umožňují.

Vztah skluzových sil a odporu z jízdy obloukem je definován již v práci Heumanna (viz rov. (3.19)). Zde by tedy mohla být přejata Heumannova myšlenka o hledání minima momentu skluzových sil a použita pro číslo opotřebení  $T\gamma$ . Totiž že podvozek zaujme vždy takovou polohu, aby výsledné skluzové účinky, a tedy i číslo opotřebení, byly minimální.

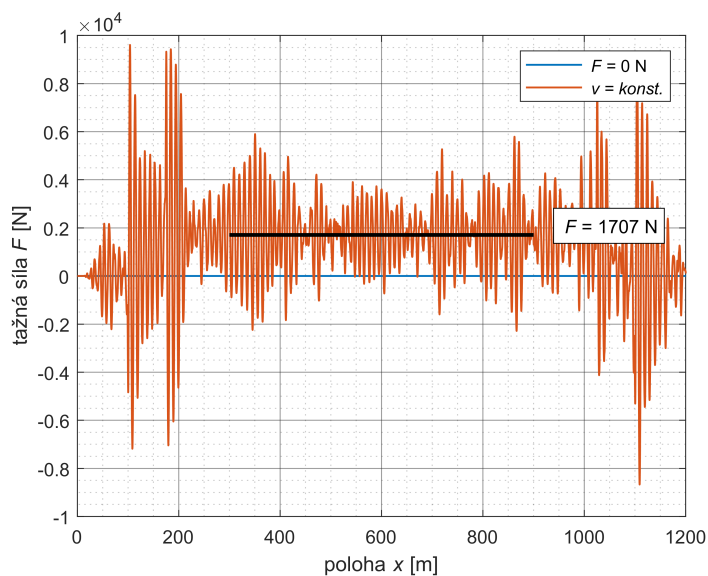
Pro ověření uvedeného předpokladu byly provedeny simulační jízdy kolejového vozidla obloukem (více o simulačních výpočtech v kap. 5). V prvním scénáři byla vozidlu zadána počáteční rychlost, dále se pohybovalo výběhem. Tento scénář je v následujících grafech zobrazen modrou barvou. V druhém scénáři byla počáteční rychlost udržována po celou jízdu vozidla. To bylo docíleno přidáním vnější tažné síly do těžiště skříně vozidla. Na následujících obrázcích je tento scénář zobrazen oranžovou barvou.

Na obr. 4.1 jsou uvedeny závislosti rychlosti jízdy vozidla na jeho poloze. Z grafu vyplývá, že vozidlo ve vzdálenosti 100 m od začátku vjíždí do oblouku (viz modrá křivka). V intervalu od 300 m do 900 m se celé vozidlo nachází v oblouku koleje a z grafu je zřejmé, že pro případ, kdy nepůsobí tažná síla, klesá rychlost jízdy vozidla. Lze také určit zrychlení, které má hodnotu  $\ddot{x} = -0,028 \text{ m/s}^2$ . Naopak v druhém případě je rychlost konstantní.

Závislosti tažné síly na poloze jsou zobrazeny na obr. 4.2. V prvním případě je tažná síla nulová. Naopak v druhém případě má tažná síla potřebná pro udržení konstantní rychlosti při průjezdu obloukem v průměru hodnotu  $F = 1707 \text{ N}$ .



Obrázek 4.1: Závislost rychlosti jízdy vozidel  $v$  na poloze vozidla  $x$ .



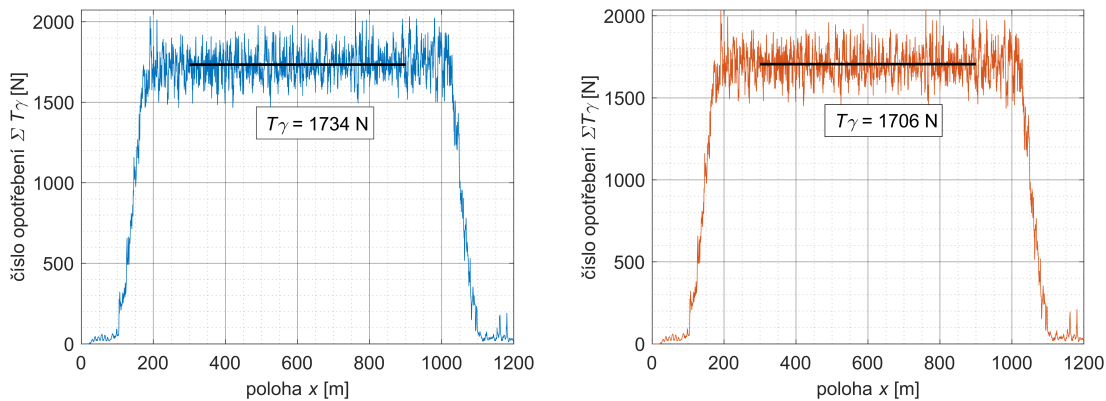
Obrázek 4.2: Závislost tažné síly  $F$  na poloze vozidla  $x$ .

Na obr. 4.3 jsou pro oba zmíněné scénáře zobrazeny závislosti součtu čísla opotřebení pro celé vozidlo  $\Sigma T\gamma$  a jejich průměrné hodnoty pro interval, kdy se vozidlo nachází v oblouku. Graf vlevo odpovídá prvnímu scénáři, kdy vozidlo zpomaluje a nepůsobí žádná tažná síla. Lze tak ověřit platnost rovnice (4.16) výpočtem setrvačné síly (součinitel rotačních hmot je uvažován o hodnotě 1,05):

$$-m_{red}\ddot{x} = -61740 \cdot (-0,028) = 1729 \text{ N.} \quad (4.18)$$

Průměrná hodnota součtu čísla opotřebení má hodnotu 1734 N. Relativní odchylka těchto hodnot je menší než 0,5 %, což značí dobrou shodu a potvrzuje platnost rovnice.

V druhém scénáři můžeme porovnat hodnotu tažné síly z grafu na obr. 4.2 a hodnotou součtu čísla opotřebení na obr. 4.3 vpravo. Hodnoty se téměř rovnají a proto lze považovat rovnici (4.17) za platnou.



**Obrázek 4.3:** Závislosti součtu čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$  na poloze vozidla  $x$ . Pro případy s nulovou tažnou silou (vlevo) a s konstantní rychlostí pohybu (vpravo).

Za předpokladu simulačních výpočtů jízdy vozidla obloukem konstantní rychlostí, kde nepůsobí žádné další vlivy (odpor vzduchu, odpor v ložiskách, odpor ze stoupání, tažné a brzděné síly, apod.) kromě vlivu zakřivení trati, je vnější tažná síla potřebná k udržení konstantní rychlosti shodná se součtem čísla opotřebení ve všech kontaktech kolo-kolejnice. Tyto síly pak definují odpor z jízdy obloukem. Pokud tedy některé metodiky pro určení poplatků za použití dopravní cesty na základě opotřebení kolejí hodnotí vozidla pomocí hodnot čísla opotřebení, tak hodnotí jejich odpor z jízdy obloukem. Zároveň je číslo opotřebení ukazatelem pro vývoj opotřebení kol a kolejnic, to znamená, že odpor z jízdy obloukem může být také ukazatelem opotřebení kol a kolejnic.

## Kapitola 5

# Simulační výpočty jízdy kolejového vozidla obloukem

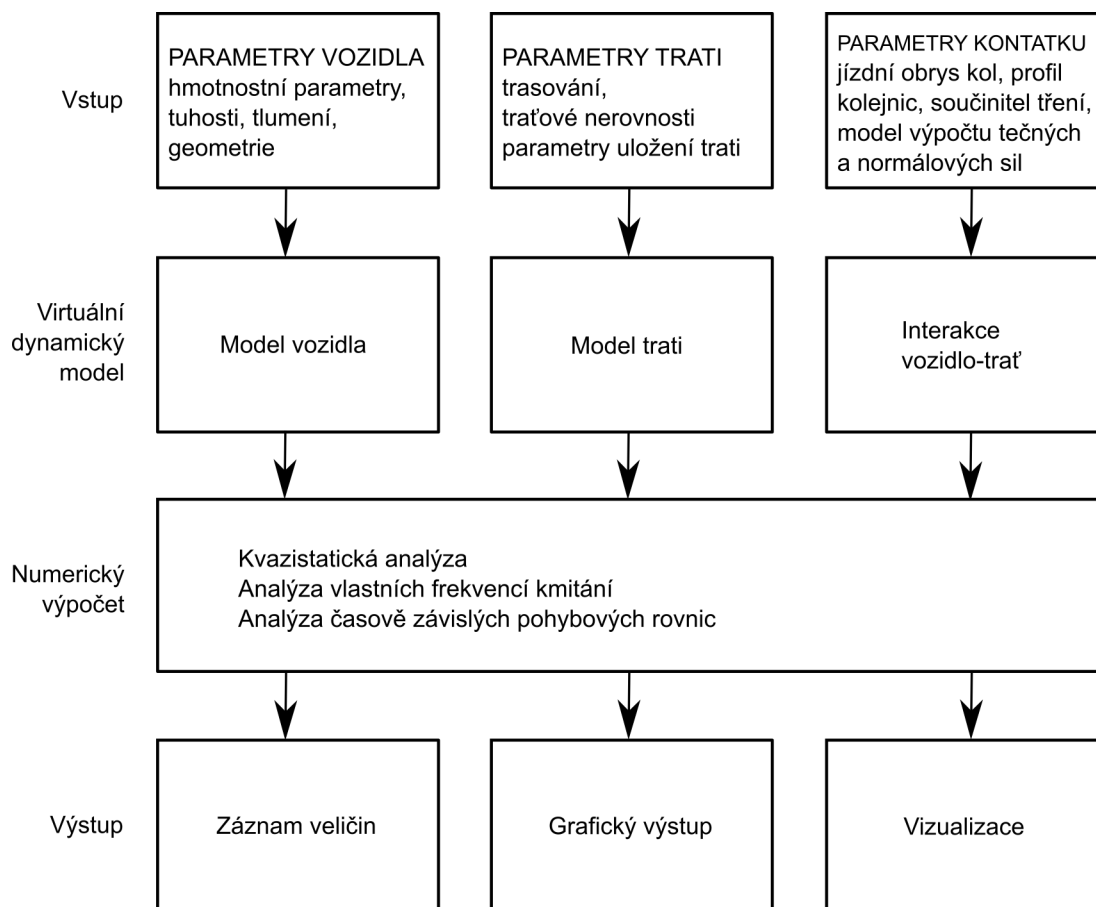
Hlavní metodou řešení disertační práce jsou multi-body simulační výpočty (často označovány zkratkou *MBS*). Výpočetní technika se stále a rychle rozvíjí, a proto je potřeba se věnovat jejímu efektivnímu využívání. Obecně je cílem simulačních výpočtů vytvoření virtuálního matematického modelu, který vykazuje stejné vlastnosti jako zkoumaný reálný objekt, mechanismus, jev apod. Pomocí takového modelu lze předpovídat chování reálného objektu za různých podmínek. Platí, že čím je tento model přesnější, tím je náročnější na výpočetní časy a výkon techniky, proto jsou i v dnešní době některé výpočetní operace zjednodušovány s cílem získání dostatečně přesného výsledku v krátkém čase.

Simulační výpočty jsou velmi často využívány ve fázi vývoje nových, z pohledu zaměření této práce, kolejových vozidel nebo jejich součástí. S jejich pomocí lze predikovat vlastnosti vozidel ještě předtím, než jsou vyrobeny. Využívají se také pro optimalizace konstrukčních parametrů vozidla nebo jako náhrada zkoušek na reálném vozidle.

V této práci jsou simulační výpočty používány z důvodu realizace citlivostní analýzy parametrů kolejového vozidla ve vztahu k poškozujícím účinkům na kolej (vyhodnocení čísla opotřebení a odporu z jízdy obloukem). Během řešení práce vzniklo velké množství variant kolejového vozidla, které nelze obsáhnout jiným způsobem než vytvořením jejich virtuálního modelu. Zároveň jsou simulační výpočty používány např. v metodikách pro určení poplatku za použití dopravní cesty, které jsou založeny na vyhodnocení čísla opotřebení.

## 5.1 Multi-body simulace jízdy kolejového vozidla

Prvním krokem multi-body simulací jízdy kolejového vozidla je vytvoření modelu vozidla, modelu trati a definováním jejich interakce volbou vhodného řešení kontaktu kolo-kolejnice. Modely jsou poté popsány soustavou pohybových diferenciálních rovnic. Řešení těchto diferenciálních rovnic se odvíjí od typu numerické analýzy a požadovaného výsledku. Lze provést frekvenční analýzu, statický výpočet nebo jejich časovou integraci.



**Obrázek 5.1:** Schematické zobrazení procesu modelování a simulačních výpočtů jízdy kolejového vozidla.

Celý proces multi-body simulačních výpočtů jízdy kolejového vozidla je schematicky zobrazen na obr. 5.1, který vychází z předlohy v [30]. Vstupními parametry jsou parametry vozidla, trati a jejich vzájemného vztahu, na základě kterých je vytvořen model vozidla a trati. Numerické výpočty pro jednotlivé analýzy jsou v komerčních softwarech připraveny tak, aby uživatel pouze vybral, jaký výpočet chce provést a nastavil jeho parametry. V případě vývoje vlastního softwaru je nutné naprogramovat vhodné numerické metody pro řešení vybraného problému. Pokud je zvoleno řešení pomocí časové integrace diferenciálních rovnic, pak nejdůležitějším výstupem jsou časové záznamy fyzikálních veličin,

kteřé lze vyhodnotit a na jejich základě analyzovat chování vozidel. Grafický výstup a vizualizace jsou dodatečné výstupy vhodné pro použití při prezentaci výsledků.

Běžně používanými komerčními softwary pro multi-body simulace jízdy kolejového vozidla jsou např. SIMPACK, ADAMS nebo VAMPIRE. U těchto softwarů je tvořen pouze virtuální model vozidla, přičemž jeho matematický popis pomocí diferenciálních rovnic program definuje na základě zadaných parametrů virtuálního modelu. Alternativou může být software zvaný SJKV (Simulace Jízdy Kolejového Vozidla) vyvíjený na Dopravní fakultě Jana Pernera, Katedře dopravních prostředků a diagnostiky.

Přehled o aktuálně používaných metodách, výpočetních nástrojích, softwaru a problematice multi-body simulací je uveden např. v [30].

## 5.2 Vstupní podmínky

Multi-body simulace jsou v této práci používány pro potřeby citlivostní analýzy, kdy jsou v každém scénáři měněny parametry vozidla. Zároveň má práce ukázat obecné principy a závislosti parametrů vozidla na vybrané charakteristiky. Proto bylo přistoupeno k vytvoření obecného, referenčního modelu kolejového vozidla pro osobní dopravu a modelu trati s konvenčními parametry. Cílem tohoto modelu nebylo co nejvíce přiblížit jeho chování ke konkrétnímu vozidlu, ale využít jeho variabilitu a obecnost. Pro realizaci simulací byl použit program SIMPACK, který je mezi firmami zabývajícími se kolejovými vozidly, ale i výzkumnými organizacemi běžně používaný a přijímaný.

### 5.2.1 Obecný referenční model vozidla

Základním předpokladem celé studie bylo pracovat s modelem vozidla, který je dostatečně obecný. Model byl navržen tak, aby zastupoval nejběžnější koncepci železničního vozidla pro osobní dopravu, tedy čtyřnápravové dvoupodvozkové vozidlo se dvěma stupni vypružení. Model se tedy skládá celkem ze 7 základních těles:

- čtyř dvojkolí,
- dvou rámu podvozku,
- jedné skříně vozidla.

V modelu jsou navíc vytvořeny tělesa představující ložiskové skříně, jejichž smyslem je zajištění vazby umožňující rotační pohyb dvojkolí a umístění pružin a tlumičů primárního

vypružení. Z pohledu rozložení hmotnosti se jedná o součásti dvojkolí, jelikož nejsou vůči dvojkolí vypruženy.

Pružiny a tlumiče jsou modelovány se základními lineárními charakteristikami, kromě tlumiče vrtivých pohybů (horizontální tlumič spojující rám podvozku a skříň vozidla) a narážek ve vazbě rámu podvozku ke skříni vozidla, tyto prvky jsou modelovány s lineární lomenou charakteristikou. Použitím nelineárních charakteristik by model získal velké množství dalších parametrů, které by ovlivňovaly získané výsledky. Takové charakteristiky je vhodné volit při tvorbě modelu konkrétního vozidla tak, aby jejich vlastnosti odpovídaly použitým prvkům na vozidle. Pro tvorbu obecného zjednodušeného modelu vozidla se jejich použití nehodí.

Základní parametry použitého obecného referenčního modelu kolejového vozidla jsou uvedeny v tab. 5.1. Tuhostí primárního vypružení je myšlena celková tuhost mezi rámem podvozku a ložiskovou skříní, tedy tuhosti primárních pružin i prvku vedení dvojkolí.

**Tabulka 5.1:** Základní parametry referenčního modelu kolejového vozidla.

Veličina	Značka	Hodnota
Hmotnost skříně vozidla	$m_s$ [kg]	40000
Hmotnost rámu podvozku	$m_p$ [kg]	5200
Hmotnost ložiskové skříně	$m_{ls}$ [kg]	50
Hmotnost dvojkolí	$m_d$ [kg]	2000
Vzdálenost středů podvozků	$2a_2$ [m]	19
Rozvor podvozku	$2a_1$ [m]	2,4
Podélná tuhost primárního vypružení na jedno kolo	$k_{x1}$ [N/m]	$3,5 \cdot 10^7$
Příčná tuhost primárního vypružení na jedno kolo	$k_{y1}$ [N/m]	$5 \cdot 10^6$
Svislá tuhost primárního vypružení na jedno kolo	$k_{z1}$ [N/m]	$1,6 \cdot 10^6$
Příčná vzdálenost primárního vypružení od středu rámu podvozku	$b_1$ [m]	1,05
Podélná tuhost sekundární vypružení na polovinu podvozku	$k_{x2}$ [N/m]	$2 \cdot 10^5$
Příčná tuhost sekundárního vypružení na polovinu podvozku	$k_{y2}$ [N/m]	$2 \cdot 10^5$
Svislá tuhost sekundárního vypružení na polovinu podvozku	$k_{z2}$ [N/m]	$7 \cdot 10^5$
Příčná vzdálenost sekundárních pružin od středu rámu podvozku	$b_2$ [m]	1

## 5.2.2 Model vozidla v programu SIMPACK

Při tvorbě modelu v prostředí programu SIMPACK bylo využito možnosti vytvořit tzv. substruktury. Pomocí nich lze do vytvářeného modelu načíst jiné dříve vytvořené modely. Použití této metody je vhodné při modelování dynamické soustavy těles, kde se častěji opakují stejná tělesa a prvky. V případě železničních vozidel to jsou např. dvojkolí.

### Model dvojkolí

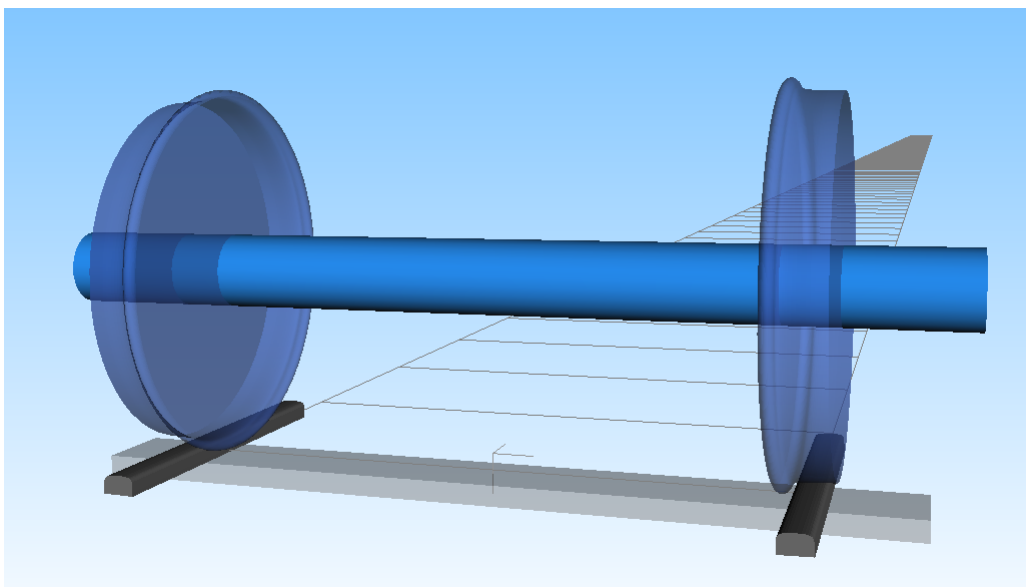
Model dvojkolí, kromě samotného dvojkolí, obsahuje také objekt představující element kolejnic a pražce (viz obr. 5.2 a obr. 5.3). Jsou zde tedy nastaveny jejich parametry a vzájemný vztah. Model dvojkolí má 6 stupňů volnosti a s kolejnicemi je spojen silovými prvky, které reprezentují kontakt kola s kolejnicí. Model železničního pražce je pružně uložen k základnímu rámu (všeobecnému souřadnému systému) se třemi stupni volnosti (příčné a svislé posunutí, rotace kolem podélné osy). Kolejnice jsou s pražcem pevně spojeny. Vazba modelu pražce s kolejnicemi k modelu dvojkolí je specifická tím, že pražec se v podélné ose koleje pohybuje společně s dvojkolím. Při odvalování dvojkolí se, z pohledu dynamické interakce, v čase nemění hodnota tuhosti pod dvojkolím a pražcem. Parametry modelu pružného uložení trati jsou uvedeny v tab. 5.2, kde hodnota  $s = 0,75$  m je příčná vzdálenost kolejnice od osy koleje neboli polovina vzdálenosti styčných kružnic.

**Tabulka 5.2:** Základní parametry obecného modelu uložení trati.

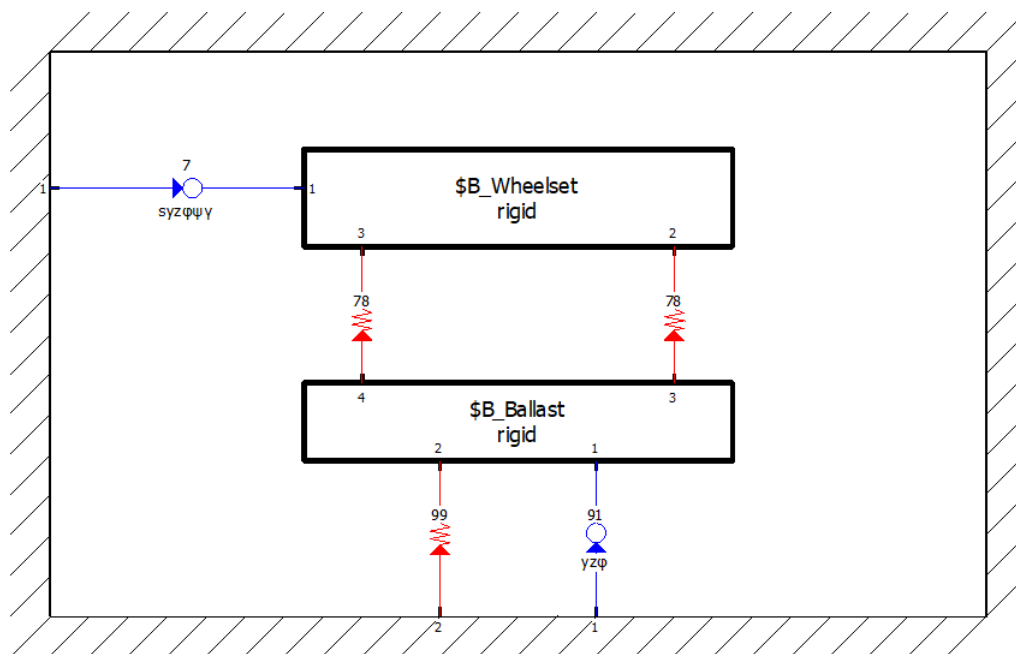
Veličina	Značka	Hodnota
Celková svislá tuhost	$k_{z0}$ [N/m]	$1,5 \cdot 10^8$
Celková svislá konstanta tlumení	$d_{z0}$ [Ns/m]	$1,88 \cdot 10^5$
Celková příčná tuhost	$k_{y0}$ [N/m]	$4 \cdot 10^7$
Celková příčná konstanta tlumení	$d_{y0}$ [Ns/m]	$9,8 \cdot 10^4$
Úhlová tuhost kolem podélné osy	$k_{\varphi 0} = k_{z0} \cdot s^2$ [Nm/rad]	$8,4375 \cdot 10^7$
Úhlová konstanta tlumení kolem podélné osy	$d_{\varphi 0} = d_{z0} \cdot s^2$ [Nms/rad]	$1,0575 \cdot 10^5$
Hmotnost modelu pražce a kolejnice na jedno dvojkolí	$m_0$ [kg]	330

Pro modelování silové interakce mezi kolem a kolejnicí je použit element 78 nazvaný *Rail-Wheel Interaction*, jehož výstupem jsou záznamy např. sil v tečném a normálovém směru, vodící a svislé kolové síly, ale i skluzu, poloha kontaktu kolo-kolejnice, číslo opotřebení atd.

Na obr. 5.2 je zobrazena vizualizace modelu dvojkolí s modelem kolejnic a pražce. Na obr. 5.3 je uvedeno schematické zobrazení téhož modelu s označením použitých silových prvků (červenou barvou) a stupňů volnosti (modrou barvou).



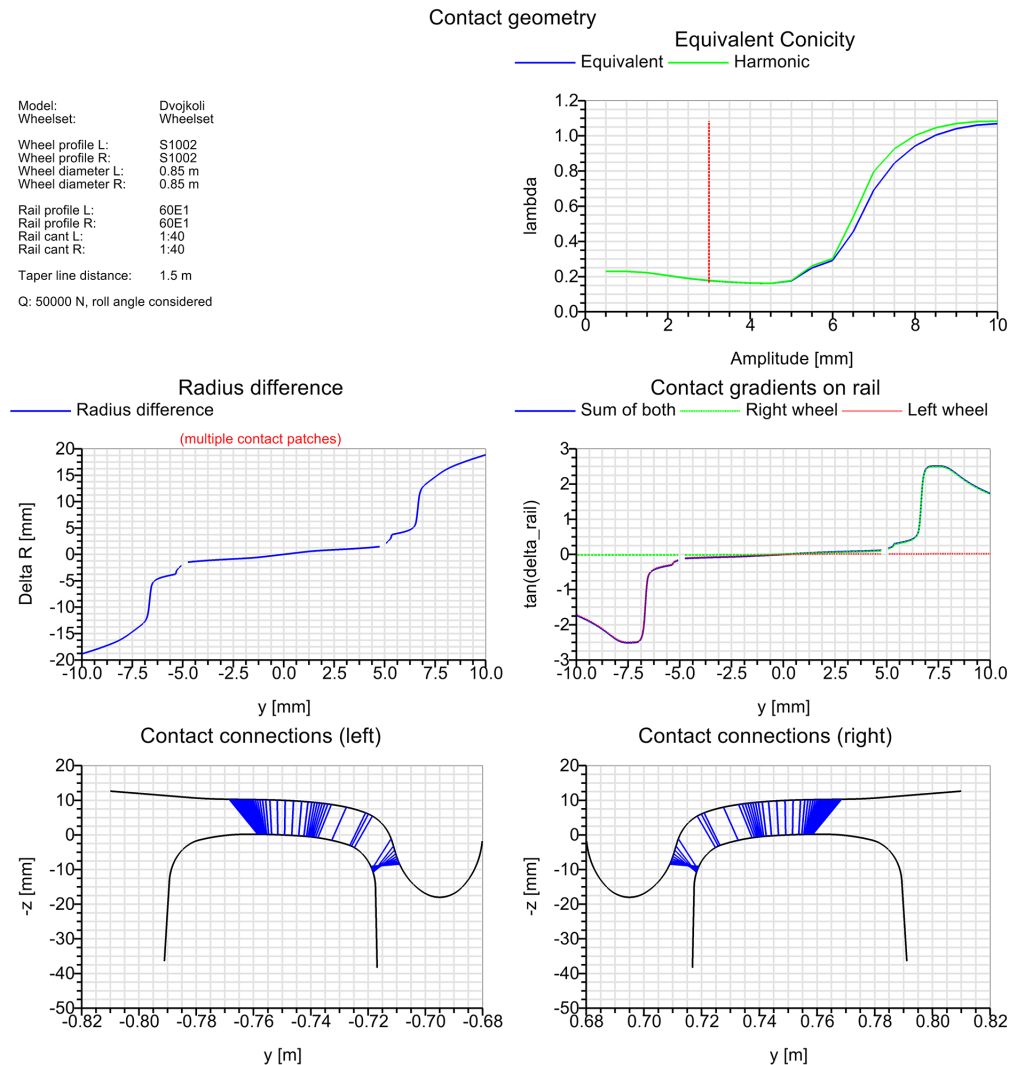
**Obrázek 5.2:** Vizualizace modelu dvojkolí a trati v prostředí programu SIMPACK.



**Obrázek 5.3:** Schematické znázornění modelu dvojkolí a trati v prostředí programu SIMPACK.

Pro kola dvojkolí byl zvolen jízdní obrys kola S1002 s výškou okolku 28 mm a tloušťkou

okolku 32,5 mm. Profil kolejnic byl zvolen 60E1 s úkolem kolejnic 1:40. Vzájemný vztah dvojkolí vůči koleji je prezentován kontaktní geometrií (ekvivalentní konicitou,  $\Delta$ -R funkcí, spojnicemi poloh kontaktu na levé a pravé straně dvojkolí a koleje), která byla exportována z programu SIMPACK a je zobrazena na obr. 5.4. Pro součinitel tření byla zvolena výchozí hodnota 0,4.

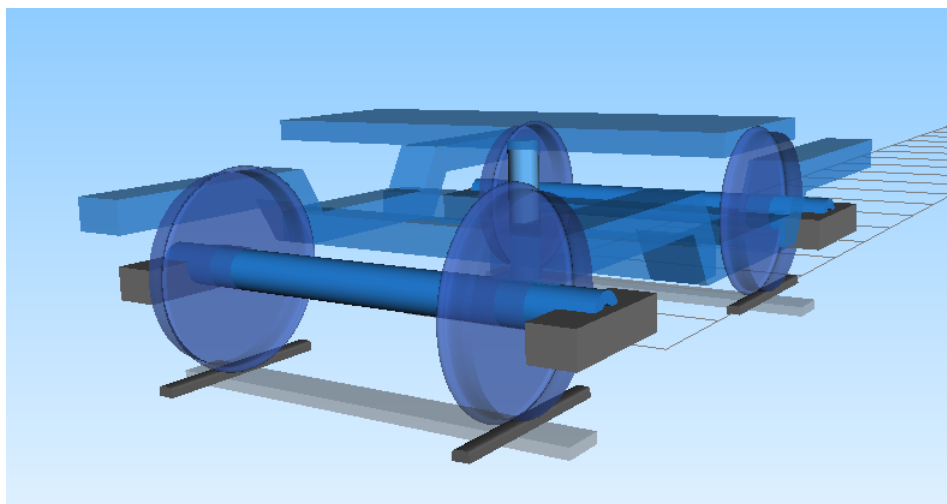


**Obrázek 5.4:** Charakteristiky kontaktní geometrie uvažovaného dvojkolí a koleje.

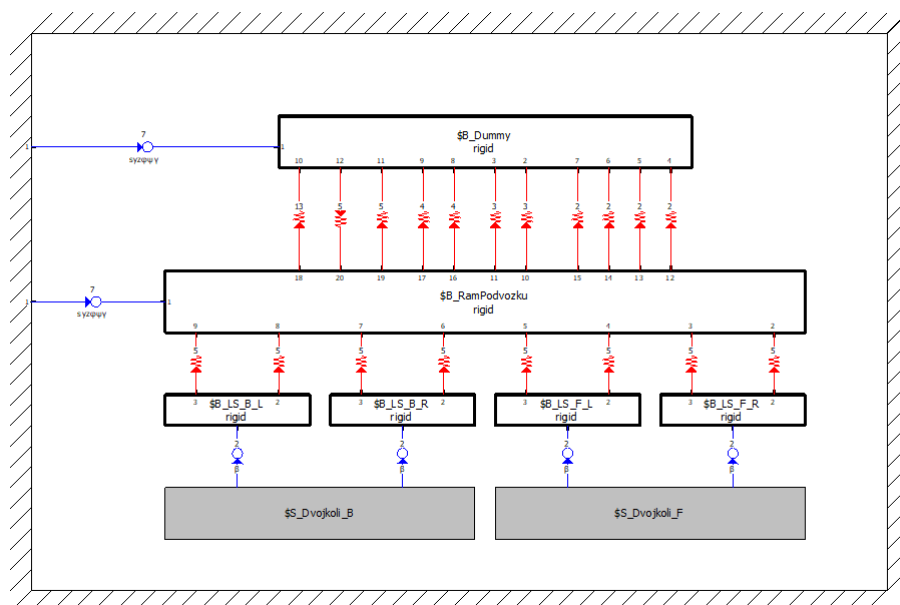
## Model podvozku

Model podvozku je tvořen tělesem představujícím rám podvozku, čtyřmi ložiskovými skříněmi a jedním tzv. dummy, neboli prázdným tělesem, které reprezentuje příčník umístěný nad sekundárními pružinami. Na obr. 5.5 je zobrazena vizualizace modelu celého podvozku v prostředí programu SIMPACK. Mezi uvedenými tělesy jsou vytvořeny silové prvky (viz obr. 5.6), které odpovídají primárnímu a sekundárnímu vypružení a tlumení.

Důvodem vytvoření zmíněného dummy tělesa je právě možnost modelovat sekundární vypružení již v modelu podvozku. Na obr. 5.6 má toto těleso 6 stupňů volnosti z důvodu vyzkoušení funkčnosti modelu podvozku. Při použití tohoto modelu podvozku pro model celého vozidla je tato vazba změněna. K ložiskovým skříním jsou připojeny substrukтуры dvojkolí (vyznačené šedou barvou), přičemž vazba ložiskové skříně k dvojkolí má pouze 1 stupeň volnosti, a to rotaci kolem osy nápravy dvojkolí.



**Obrázek 5.5:** Vizualizace modelu podvozku v prostředí programu SIMPACK.

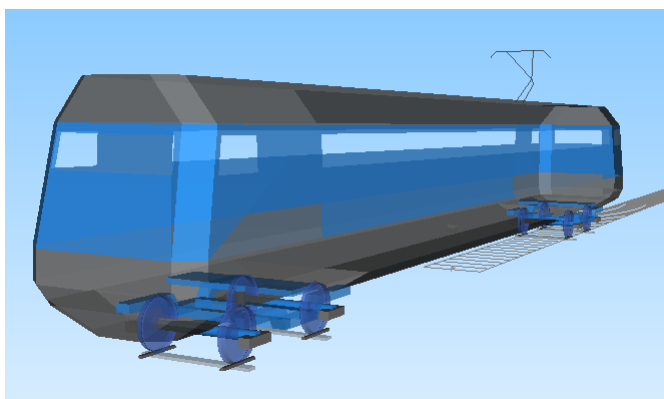


**Obrázek 5.6:** Schematické znázornění modelu podvozku v prostředí programu SIMPACK.

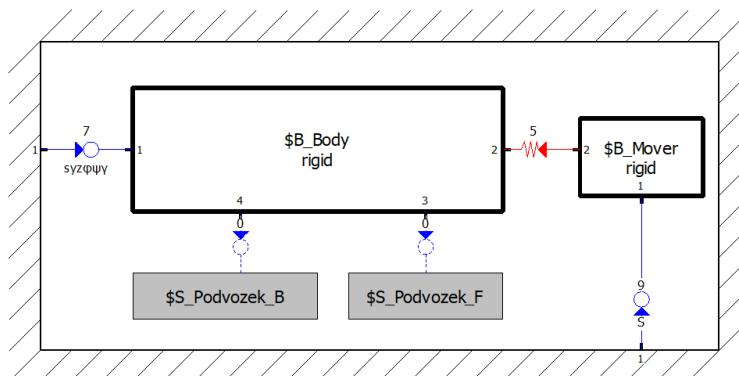
## Model vozidla

Dokončení modelu vozidla, který je zobrazený na obr. 5.7, je z pohledu tvorby celého modelu nejjednodušší. Je zde těleso představující skříň vozidla, které má 6 stupňů volnosti a jsou k němu pomocí substruktur připojeny dva modely podvozku (viz obr. 5.8). Podvozky jsou připojeny tak, že jsou tělesu dummy odebrány stupně volnosti a je pevně spojeno s modelem skříně vozidla. Veškeré pohyby mezi skříní vozidla a rámem podvozku se tedy odehrávají v sekundárním vypružení, až pod tělesem dummy.

Dále je v těžišti skříně vozidla vytvořeno další těleso nazvané *Mover* (viz obr. 5.8), které zajišťuje řízení pohybu modelu vozidla podél trati pomocí speciální vazby mezi tělesem a základním rámem. Mezi tímto tělesem a skříní vozidla je silový prvek s velkou tuhostí a tlumením, který přenáší pouze síly v podélném směru (v tečně k ose koleje), tedy tažné resp. tlačné síly. Tento prvek je do modelu přidán z důvodu udržování konstantní rychlosti jízdy působením tažné síly v těžišti skříně vozidla, což je nezbytné pro dodržení platnosti rov. (4.17) z kap. 4.3.



Obrázek 5.7: Vizualizace modelu kolejového vozidla v prostředí programu SIMPACK.



Obrázek 5.8: Schematické znázornění modelu kolejového vozidla v prostředí programu SIMPACK.

### 5.2.3 Uvažované simulační scénáře

Prvním podmínkou pro definování jednotlivých simulačních scénářů bylo určení hodnot poloměrů oblouků, ve kterých bude jízda vozidla vyhodnocována. Na základě normy EN 14363 [22] byly vybrány takové poloměry oblouku, aby každá z obloukových tříd uvedených v normě byla zastoupena. Výčet hodnot poloměrů oblouku použitých při numerických simulacích je uveden v tab. 5.3.

**Tabulka 5.3:** Definování poloměrů oblouku.

$R$ [m]	200	250	325	500	800
---------	-----	-----	-----	-----	-----

Poloměr oblouku 200 m zastupuje zkušební zónu extrémně malých poloměrů oblouků, poloměr 250 m je hraniční hodnota pro zkušební zónu oblouků velmi malých poloměrů, 325 a 500 m jsou hodnoty poloměru, které se nacházejí uprostřed dvou zkušebních zón a hodnota 800 m odpovídá zkušební zóně oblouků velkých poloměrů.

Stejně tak bylo nutné definovat rychlost jízdy vozidla, která je závislá na hodnotách převýšení koleje  $D$ , nedostatku převýšení  $I$  a poloměru oblouku  $R$ . Pro zkušební trať bylo uvažováno převýšení koleje:

$$D = 150 \text{ mm.} \quad (5.1)$$

V obloucích s poloměry podle tab. 5.3 byly simulovány jízdy vozidla se všemi nedostatky převýšení uvedenými v tab. 5.4. Rychlost jízdy je jednoduše vypočítána podle vztahu:

$$v = \sqrt{\frac{(D + I) \cdot R}{11,8}} \quad [\text{km/h}]. \quad (5.2)$$

Její hodnoty pro jednotlivé parametry nedostatku převýšení a poloměru oblouku jsou uvedeny v tab. 5.5.

**Tabulka 5.4:** Definování nedostatků převýšení

$I$ [mm]	-80	-40	0	50	100	130	150
----------	-----	-----	---	----	-----	-----	-----

Kladné hodnoty nedostatku převýšení byly zvoleny s ohledem na normu ČSN 73 6360 [31], kde jsou pro rychlosti od 80 km/h do 230 km/h uvedeny hodnoty nedostatků převýšení:

- Standardní hodnota  $I_n = 80$  mm,
- Mezní hodnota  $I_{lim} = 100$  mm,
- Maximální hodnota  $I_{max} = 130$  mm,

- Maximální hodnota přípustná pro vozidla osobní dopravy  $I_{max} = 150$  mm.

Švýcarská metodika pro výpočet ceny za použití dopravní cesty [24] pro simulaci jízdy vozidla při průjezdu obloukem uvažuje hodnotu nedostatku převýšení  $I = 130$  mm, přičemž převýšení koleje je uvažováno o hodnotě  $D = 150$  mm.

Záporné hodnoty nedostatku převýšení jsou uvažovány z důvodu analýzy vlivu nedostatku převýšení.

**Tabulka 5.5:** Definování rychlostí jízdy.

Rychlost $V$ [km/h]		Nedostatek převýšení $I$ [mm]						
		-80	-40	0	50	100	130	150
Poloměr oblouku $R$ [m]	200	34,44	43,18	50,42	58,22	65,09	68,89	71,31
	250	38,51	48,28	56,37	65,09	72,78	77,02	79,72
	325	43,91	55,04	64,28	74,22	82,98	87,82	90,90
	500	54,46	68,27	79,72	92,06	102,92	108,92	112,75
	800	68,89	86,36	100,84	116,44	130,19	137,78	142,61

Z uvedeného vyplývá, že v rámci citlivostní analýzy bylo s každou variantou kolejového vozidla, charakterizovanou specifickou sadou konstrukčních parametrů, provedeno 35 simulačních výpočtů, za účelem zjištění chování vozidla při průjezdu různými poloměry oblouku s různým nedostatkem převýšení.

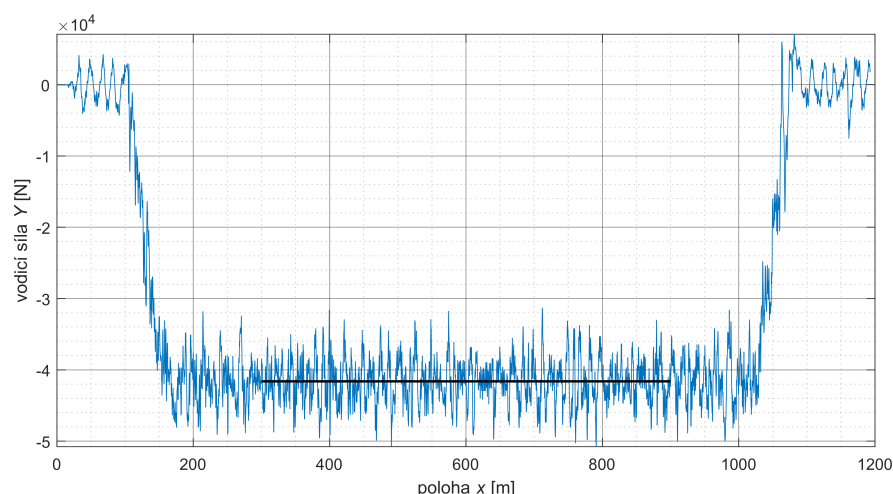
Pro realizaci simulačních výpočtů byl vytvořen skript, který nastavil parametry vozidla, parametry simulace a spustil samotný výpočet. Tento skript byl spouštěn s pomocí dalšího skriptu v prostředí programu Matlab, aby bylo zajištěno automatické spouštění dalšího výpočtu po skončení předchozího. Postup je graficky znázorněn pomocí vývojového diagramu v příloze 1. Následný převod výstupu ze simulačních výpočtů na potřebné vybrané charakteristiky pro další analýzu byl řešen v programu Matlab. Vývojový diagram popisující toto zpracování dat je uveden v příloze 2.

### Trasování zkušební oblouku

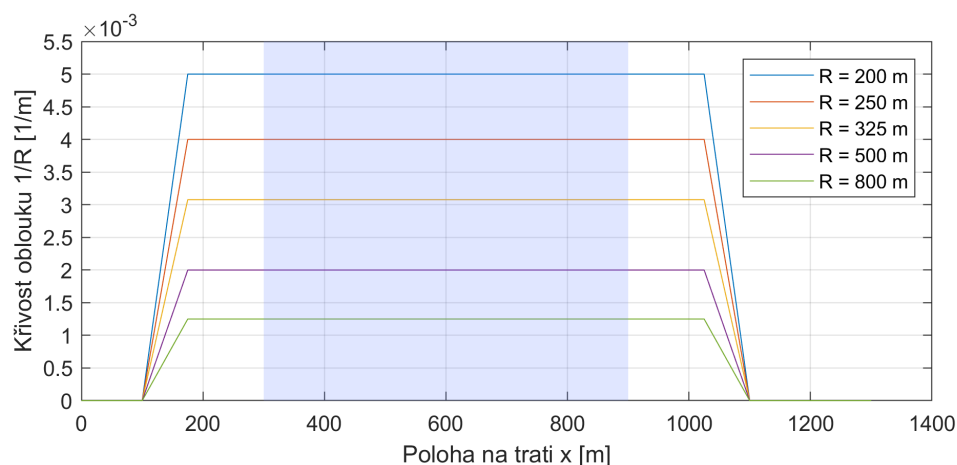
Parametry trasování zkušební oblouku byly shodné pro všechny simulace, kromě hodnoty poloměru oblouku. Zkušební trať začíná 100 m dlouhým přímým úsekem, následuje přechodnice o délce 75 m. Délka oblouku o konstantním poloměru je 850 m. Poté následuje 75 m dlouhá přechodnice a 200 m dlouhá přímá trať. Pro vyhodnocení jízdy vozidla obloukem je použit traťový úsek se začátkem v 300 m zkušební trati a koncem v 900 m. V tomto úseku již není patrná dynamická odezva z průjezdu přechodnicí a vozidlo zaujímá

kvazistatickou polohu, při které se hodnoty zaznamenaných veličin ustálí. To je zobrazeno na obr. 5.9, kde je černou čarou vyznačena střední hodnota síly v uvažovaném úseku pro vyhodnocení. Proto není nutné přizpůsobovat délku přechodnic tak, jak je tomu na skutečné trati.

Uvedený popis trasování oblouků a vyznačený úsek trati použitý pro vyhodnocení jízdy vozidla obloukem jsou zobrazena na obr. 5.10.



**Obrázek 5.9:** Ukázka závislosti vodicí síly  $Y$  na poloze vozidla  $x$  se zobrazením střední hodnoty vypočítané v úseku od 300 m do 900 m.

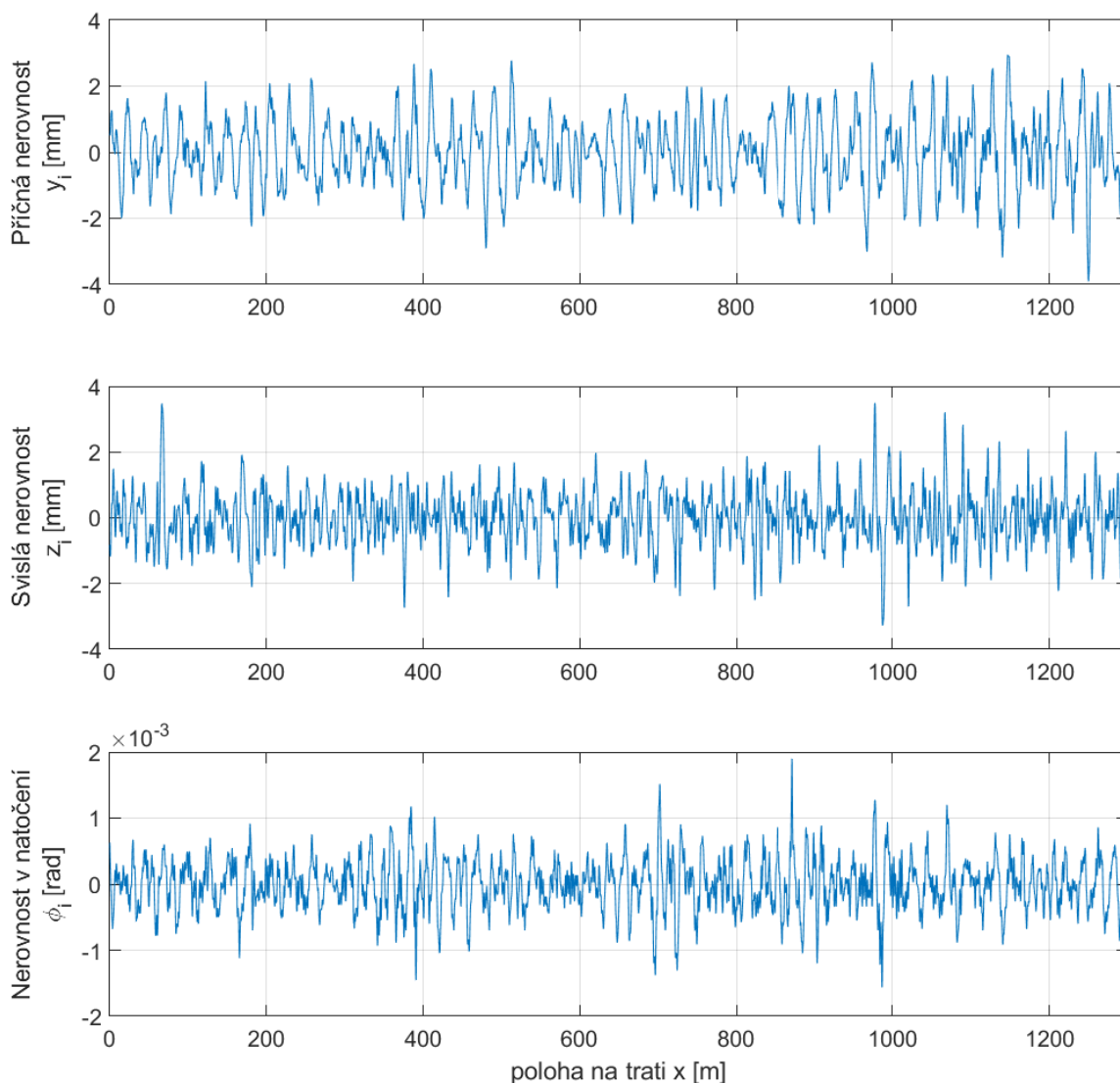


**Obrázek 5.10:** Trasování zkušebních oblouků pro jednotlivé poloměry s vyznačeným úsekem trati pro vyhodnocení.

## Nerovnosti

Dále byly na kolejnice přidány referenční nerovnosti převzaté ze švýcarské metodiky (viz kap. 1.3.1), kde jsou obdobné simulace jízdy vozidla obloukem realizovány. V terminologii

programu SIMPACK se jedná o tzv. *Track-related* způsob zadání nerovností<sup>i</sup>, což znamená, že nerovnosti jsou zadány vůči ose koleje. Na prvních několika metrech trati nejsou nerovnosti uvažovány, poté se postupně zvětšuje jejich intenzita. Při vjezdu vozidla do přechodnice jsou již uvažovány nezmenšené referenční nerovnosti. Záznamy nerovností koleje v příčném a svislém směru, a také natočení kolem podélné osy koleje, jsou zobrazeny na obr. 5.11.



**Obrázek 5.11:** Zobrazení příčných, svislých nerovností koleje a nerovnosti v natočení koleje kolem její podélné osy.

<sup>i</sup>Dalším možným způsobem zadání je *Rail-related*. Potom jsou zadávány záznamy nerovností pro jednotlivé kolejnice.

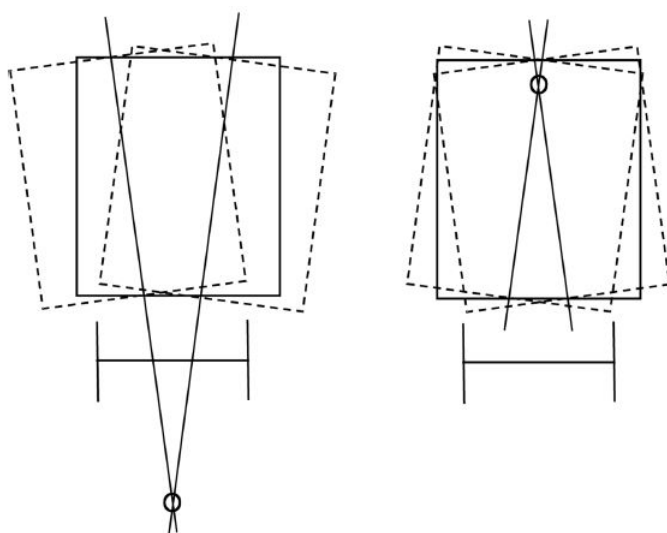
## 5.2.4 Validace modelu

Použitý software pro simulační výpočty je běžně používaný a uznávaný v oboru simulací jízdy kolejových vozidel. Model obsahuje obecné zjednodušené prvky vypružení, které nemají reprezentovat konkrétní řešení vypružení.

Pro ověření vhodnosti referenčního modelu jsou v tab. 5.6 uvedeny vlastní frekvence kmitání skříně vozidla pro dvě varianty její hmotnosti. Hodnoty frekvencí se dobře shodují s hodnotami uvedenými v [30], kde tabulka 17.1 uvádí vlastní frekvence pro referenční vůz osobní dopravy<sup>ii</sup>. Na obr. 5.12 jsou zobrazeny dva tvary kmitání skříně vozidla, jejichž frekvence jsou uvedeny v tabulce. Obrázek doplňuje informaci o nižším a vyšším tvaru kolébání skříně vozidla.

**Tabulka 5.6:** Vlastní frekvence kmitání skříně vozidla pro hmotnost 40000 kg a 50000 kg.

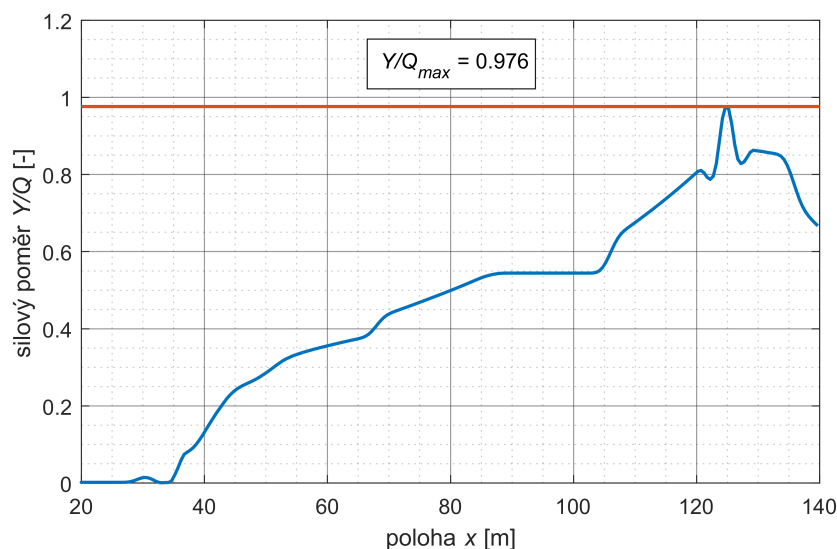
Vlastní frekvence kmitání		
hmotnost skříně	40000 kg	50000 kg
houpání skříně	1,19 Hz	1,07 Hz
nižší kolébání skříně	0,58 Hz	0,51 Hz
vyšší kolébání skříně	1,08 Hz	1,10 Hz
kývání skříně	1,30 Hz	1,29 Hz
vrtění skříně	0,61 Hz	0,61 Hz



**Obrázek 5.12:** Informativní zobrazení nižšího (vlevo) a vyššího (vpravo) tvaru kolébání skříně. [30]

<sup>ii</sup>Jedná se o vlastní frekvence modelu vozidla pro tzv. *Manchester Benchmark*.

Dále byla provedena simulace jízdy vozidla pro vyhodnocení bezpečnosti proti vykolejení. Zkušební trať byla vytvořena podle parametrů definovaných zkušební metodou 1 podle normy EN 14363 [22], tedy pro zkoušku na zborcené koleji. Zkroucení na bázi vzdálenosti podvozků bylo vytvořeno lineární změnou převýšení koleje a zkroucení na bázi podvozků pomocí nerovnosti vnější kolejnice. Zkušební trať byla projížďena rychlostí 1 m/s. Na obr. 5.13 je zobrazena závislost sledovaného poměru vodící síly  $Y$  a kolové síly  $Q$  na poloze prvního dvojkolí. V místě maximálního zkroucení vozidla dosáhl poměr  $Y/Q$  maximální hodnoty  $Y/Q_{max} = 0,976$ , což je hodnota menší než limitní  $Y/Q_{lim} = 1,2$ . Norma také vyhodnocuje zdvih kola, který se v tomto případě pohyboval kolem hodnoty 1 mm, přičemž norma uvádí limitní hodnotu 5 mm.



**Obrázek 5.13:** Závislost poměru  $Y/Q$  na poloze prvního dvojkolí při jízdě po zkušební koleji pro vyhodnocení bezpečnosti proti vykolejení Metodou 1.

Hodnoty vlastních frekvencí kmitání vozidla a hodnota poměru  $Y/Q$  při vyhodnocení bezpečnosti proti vykolejení dokládají, že model vozidla je funkční a jeho parametry jsou vhodně zvoleny. Model vozidla vyhovuje těmto základním požadavkům.

# Kapitola 6

## Vliv metody řešení tangenciálního problému v kontaktu kolo-kolejnice

Kontakt kolo-kolejnice je nejdůležitějším prvkem v oblasti vyšetřování dynamické interakce kolejového vozidla s kolejí. V porovnání s velikostí celého vozidla jde o velmi malou oblast přibližně o velikosti 1,5 až 2,5 cm<sup>2</sup>. Parametry kontaktu jsou závislé na geometrických charakteristikách kol a kolejnic (jízdní obrys kola, profil kolejnic, úklon kolejnic), jeho zatěžování (normálové a tangenciální napětí) a kontaktních podmínkách (součinitel adheze). Z pohledu simulačních výpočtů existuje řada přístupů, jak je tento prvek matematicky popsán. Volba tohoto přístupu může mít zásadní vliv na výsledky simulací. Řešení kontaktu kolo-kolejnice lze rozdělit na 3 části:

- Podrobný popis pohybu kola po kolejnici, resp. dvojkolí v koleji. Definice polohy, velikosti a tvaru kontaktní plochy kola a kolejnice.
- Řešení tzv. normálového problému, který popisuje problematiku vzniku kontaktní plochy a analýzu jejích parametrů.
- Řešení tzv. tangenciálního problému, který definuje postup výpočtu tangenciálních sil v tomto kontaktu, které vznikají v důsledku existence skluzů a tření mezi kolem a kolejnicí.

Jednotlivé části je nutné řešit v uvedeném pořadí, jelikož vstupními parametry pro řešení dané části jsou výstupní parametry té předchozí. Přístupy k řešení kontaktu jsou souhrnně a přehledně popsány např. v [7] a [30].

Při analýze a řešení kontaktu kolo-kolejnice se lze zaměřovat na přesnost modelů a rozvíjet dosud známé přístupy tak, aby co nejlépe odpovídali skutečnosti. To zahrnuje také porovnání těchto modelů s měřenými daty. Pro takové práce je ovšem nutné znát velké

množství přesných vstupních parametrů a samotné výpočty mohou být velmi výpočetně náročné. Jejich cílem může být hlubší a přesnější porozumění fyzikálním jevům, které se v kontaktu kolo-kolejnice odehrávají.

Z pohledu simulací jízdy kolejového vozidla, které mají být realizované v přívětivém výpočetním čase a kde zároveň nejsou přesně známy všechny parametry kontaktu (opotřebené jízdní obrisy kol a profily kolejnic, přesný součinitel tření, přesná reálná geometrická poloha koleje), se přistupuje k řešení kontaktu kolo-kolejnic pomocí zjednodušených metod. Tyto metody vykazují dostatečnou potřebnou přesnost výstupních veličin, např. svislých a příčných sil v kontaktu kolo-kolejnice.

Výhodou softwaru SIMPACK pro simulace jízdy kolejového vozidla je, že uživatel má možnost zvolit vhodnou metodu řešení normálového a tangenciálního problému a nastavit její parametry. Tato kapitola se zabývá právě možnostmi nastavení metody řešení v programu SIMPACK a jejich vlivu na vybrané parametry k hodnocení poškozujících účinků vozidla na kolej (viz kap. 4).

## 6.1 Metody řešení normálového problému

Běžně používaným způsobem řešení normálového problému v oblasti multi-body simulací jízdy kolejových vozidel je řešení pomocí Hertzovi teorie, která je podrobněji popsána např. v [7], [30], [32]. Ta je většinou dostatečně přesná pro běžně řešené úlohy simulací jízdy vozidla jako je bezpečnost proti vykolejení, jízdní stabilita nebo komfort. Pro přesnější vyjádření tvaru kontaktní plochy je možné využít tzv. semi-Hertovský model, označován také jako proužkový, který rozděluje kontaktní plochu do podélných proužků.

Nejpřesnější variantou je analýza kontaktu kolo-kolejnice pomocí metody konečných prvků, případně využití softwaru CONTACT. Ovšem tyto metody jsou výpočetně velmi náročné a pro běžné multi-body simulace se zatím nevyužívají. Častěji se lze setkat s přístupem, kdy získané výstupy z multi-body simulací (silové zatížení) jsou použity jako vstupy do těchto složitějších analýz. Možnosti použití softwaru CONTACT v součinnosti s multi-body softwarem SIMPACK jsou popsány v [33].

### 6.1.1 Hertzova teorie

Tato teorie je založena na předpokladu kontaktu dvou lineárně elastických, homogenních a izotropních těles. Tělesa musí mít hladký povrch a být výrazně větší, než je velikost uvažované kontaktní plochy.

Geometrie kontaktu kolo-kolejnice je zjednodušena a nahrazena dvojicí poloměrů křivosti v podélném  $x$  a příčném  $y$  směru. Potom má kontaktní plocha tvar elipsy s poloosami velikosti  $a$  a  $b$ . Rozložení normálového napětí  $\sigma(x,y)$  v takové kontaktní ploše má tvar půlelipsoidu, který lze matematicky popsat pomocí vztahu:

$$\sigma(x,y) = \sigma_{max} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2}, \quad (6.1)$$

kde

$$\sigma_{max} = \frac{3}{2} \frac{N}{\pi ab} \quad (6.2)$$

je maximum normálového napětí a  $N$  je normálová síla.

Odvozené vztahy pro výpočet velikosti poloos  $a$  a  $b$  kontaktní elipsy jsou definovány jako (viz např. [30]):

$$a = m_H \left( \frac{3}{2} N \frac{1 - \nu^2}{E} \frac{1}{A_e + B_e} \right)^{1/3}; \quad (6.3)$$

$$b = n_H \left( \frac{3}{2} N \frac{1 - \nu^2}{E} \frac{1}{A_e + B_e} \right)^{1/3}, \quad (6.4)$$

kde  $A_e$  a  $B_e$  jsou parametry jejichž hodnota je určena na základě geometrie kola a hlavy kolejnice,  $E$  je Youngův modul pružnosti,  $\nu$  je Poissonovo číslo charakterizující materiál kola a kolejnice a  $m_H$  a  $n_H$  jsou tzv. Hertzovy koeficienty závislé na geometrii kola a hlavy kolejnic.

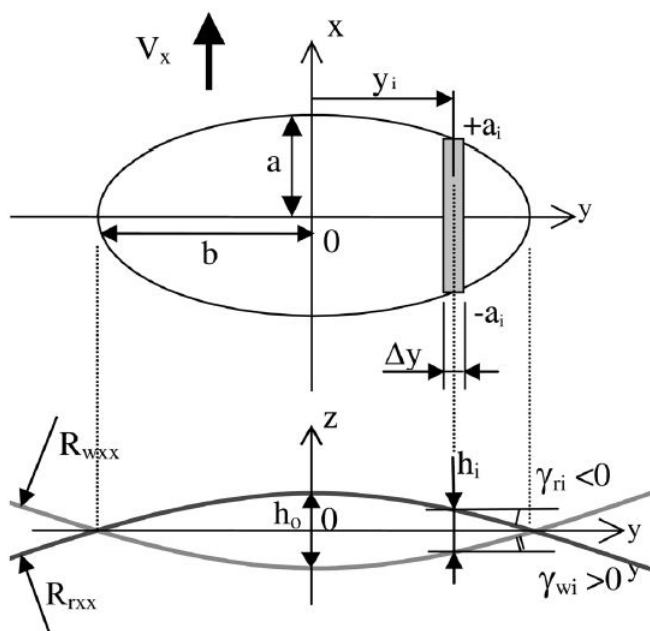
Výpočet délek poloos kontaktní elipsy, deformace těles v normálovém směru a maximální normálové napětí vychází z řešení eliptických integrálů, které jsou uvedeny např. v [32].

### 6.1.2 Proužkový semi-Hertzovský model

Hertzova teorie uvažuje pro výpočet kontaktní elipsy konstantní poloměry křivosti ploch kola a kolejnice v oblasti dotyku. Tyto poloměry křivosti jsou stanoveny pro polohu ve středu kontaktní elipsy. V podélném směru (v ose koleje) se poloměry příliš nemění, kolejnice má prakticky nekonečný poloměr a kolo při pootočení svůj poloměr také nemění. Problém nastává v příčném směru, kdy při posunutí kontaktního bodu o velmi malou vzdálenost může dojít k relativně velkým změnám křivosti ploch kola a kolejnic zejména v oblasti okolku. Pokud se kontaktní elipsa nachází v této oblasti, kontaktní křivosti v jednotlivých částech kontaktní plochy jsou značně odlišné. Toto je důvodem k používání proužkového semi-Hertzovského modelu.

Metoda je založena na rozdělení kontaktní plochy do podélných paralelních proužků, které jsou charakterizovány příčnou polohou a velikostí průniku těles v této příčné poloze. Normálové napětí, normálová síla i délka (podélná velikost) proužku jsou pak počítány

individuálně v jednotlivých proužcích. Na obr. 6.1 je zobrazena eliptická kontaktní plocha. Šedou barvou je vyznačený podélný proužek s definovanou délkou a příčnou polohou.



**Obrázek 6.1:** Definice proužku v proužkové semi-Hertzovské metodě. [34]

Problematika semi-Hertzovského modelu kontaktu je podrobněji rozebrána a matematicky popsána např. v [34] a [35].

## 6.2 Metody řešení tangenciálního problému

Výstup řešení normálového problému (viz výše) je vstupem pro řešení tangenciálního problému. Ten se zabývá vztahem mezi skluzovým pohybem kola vůči kolejnici a tangenciálními skluzovými silovými účinky. Nutnou podmínkou pro vznik těchto silových účinků je vzájemné normálové silové působení a existence tření v kontaktu kolo-kolejnice. Obecná podmínka pro vznik tangenciálních skluzových silových účinků je:

$$T \leq fN, \quad (6.5)$$

kde  $T$  je skluzová síla,  $f$  součinitel tření a  $N$  je normálová síla. Obdobně lze psát tento vztah pro tangenciální napětí  $\tau(x,y)$ :

$$\tau(x,y) \leq \tau_m(x,y) = f\sigma(x,y), \quad (6.6)$$

kde  $\tau_m$  je mez tangenciálního napětí. Kontaktní plocha se pak dělí na 2 části:

- oblast lpění, kde platí  $\tau(x,y) < \tau_m(x,y)$ ,

- oblast skluzu, kde platí  $\tau(x,y) = \tau_m(x,y)$ .

Skluzové síly a spinový moment v jednotlivých směrech lze vyjádřit pomocí tangenciálního napětí v těchto směrech (viz rov. (6.7)).

$$\begin{aligned} T_x &= \iint \tau_x dx dy \\ T_y &= \iint \tau_y dx dy \\ M_z &= \iint (x\tau_y - y\tau_x) dx dy \end{aligned} \quad (6.7)$$

### 6.2.1 Lineární teorie

Jednou ze základních teorií pro řešení tangenciálního problému je tzv. Lineární teorie odvozená J. J. Kalkerem (viz [7], [30], [36]). Tato teorie zavádí tzv. Kalkerovy koeficienty  $C_{11}$ ,  $C_{22}$ ,  $C_{23}$  a  $C_{33}$  pro definování vztahu mezi skluzy  $\gamma_x$ ,  $\gamma_y$  a skluzovými silami  $T_x$ ,  $T_y$ , resp. spinem  $\varphi_z$  a spinovým momentem  $M_z$ :

$$\begin{bmatrix} T_x \\ T_y \\ M_z \end{bmatrix} = -Gab \begin{bmatrix} C_{11} & 0 & 0 \\ 0 & C_{22} & \sqrt{ab}C_{23} \\ 0 & -\sqrt{ab}C_{23} & abC_{33} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \gamma_x \\ \gamma_y \\ \varphi_z \end{bmatrix}, \quad (6.8)$$

kde  $a$  a  $b$  jsou velikosti poloos kontaktní elipsy a  $G$  je modul pružnosti ve smyku. Tato lineární teorie předpokládá:

- eliptický tvar kontaktní plochy kolo-kolejnice,
- existenci tangenciálního napětí pouze v oblasti kontaktní plochy,
- shodné materiálové vlastnosti kola i kolejnice.

Lineární teorie je stanovena tak, že se blíží realitě pro malé hodnoty skluzů. Má velký význam při definování dalších modelů a teorií.

### 6.2.2 Algoritmus FASTSIM

Na základě zmíněné lineární a zjednodušené teorie („*Simplified theory*“) vytvořil J. J. Kalker zjednodušený výpočetní algoritmus zvaný FASTSIM pro potřeby řešení tangenciálního problému (viz [37]). Tento algoritmus je dnes používán a doporučován pro běžné multi-body simulace jízdy kolejového vozidla.

Algoritmus zavádí tzv. poddajnosti  $L$  [ $\text{m}^3/\text{N}$ ] kontaktu kolo-kolejnice, jejichž hodnoty vyplývají z porovnání s Lineární teorií a jsou závislé na Kalkerových koeficientech. Tyto

poddajnosti vyjadřují vztah mezi tangenciálním napětím  $\tau$  a tangenciální deformací v místě dotyku. Po zavedení vztahů definujících skluzu jsou tangenciální napětí dána jako:

$$\begin{aligned}\tau_x(x,y) &= \left( \frac{\gamma_x}{L_1} - \frac{\varphi_z y}{L_3} \right) (x - \bar{a}), \\ \tau_y(x,y) &= \frac{\gamma_y}{L_2} (x - \bar{a}) + \frac{\varphi_z}{2L_3} (x^2 - \bar{a}^2),\end{aligned}\tag{6.9}$$

kde  $\bar{a}$  je souřadnice hrany kontaktní elipsy v podélném směru  $x$ , která je závislá na příčné poloze  $y$ .

Vztahy pro výpočet skluzových sil v podélném a příčném směru jsou definovány:

$$\begin{aligned}T_x &= \frac{8a^2b}{3L_1} \gamma_x = C_{11} \gamma_x abG, \\ T_y &= \frac{8a^2b}{3L_2} \gamma_y + \frac{\pi a^3b}{4L_3} \varphi_z = C_{22} \gamma_y abG + C_{23} \sqrt{ab}^3 G \varphi_z.\end{aligned}\tag{6.10}$$

Na základě těchto rovnic jsou poté odvozeny vztahy pro jednotlivé poddajnosti  $L$ .

Metoda předpokládá kontaktní plochy ve tvaru elipsy. Kontaktní plocha je rozdělena do úzkých podélných proužků, které jsou dále rozděleny na jednotlivé elementy, ve kterých jsou počítány skluzové síly. Z toho vyplývá, že tento algoritmus lze po vhodné modifikaci použít se semi-Hertzovským modelem řešení normálového problému. Kalker ve své publikaci doporučuje rozdělení na 11 proužků jako výchozí počet pro získání dostatečné přesnosti, ale i výpočetní stability a rychlosti.

Vliv spinového skluzu  $\varphi_z$  na příčnou skluzovou sílu  $T_y$  (viz rov. 6.10) a spinový moment  $M_z$  je v algoritmu FASTSIM zachycen.

### 6.2.3 Polachova metoda

Další možný přístup k řešení tangenciálního problému pomocí výpočetních metod navrhl Oldrich Polach (viz [38]). Tento zjednodušený přístup uvažuje stejné předpoklady jako dříve zmíněný FASTSIM, přičemž metoda je navržena tak, aby snížila výpočetní náročnost a čas při zachování dostatečné přesnosti v porovnání s algoritmem FASTSIM. Jsou definovány vztahy pro výpočet skluzových sil v podélném a příčném směru:

$$T_i = -\frac{2Qf}{\pi} \left( \frac{\varepsilon}{1 + \varepsilon^2} + \arctan \varepsilon \right) \frac{\gamma_i}{\gamma}; \quad i = x, y,\tag{6.11}$$

kde  $Q$  je svislá kolová síla,  $f$  je součinitel tření,  $\gamma$  je celkový skluz a  $\gamma_i$  je skluz v podélném nebo příčném směru. Řecké písmeno  $\varepsilon$  je sklon lineární části tangenciálního napětí v oblasti lpění kontaktní plochy a je definován jako:

$$\varepsilon = \frac{1}{4} \frac{G\pi ab C_{jj}}{Qf} \gamma,\tag{6.12}$$

kde koeficient  $C_{jj}$  zavádí do výpočtu Kalkerovy koeficienty z Lineární teorie jako:

$$C_{jj} = \sqrt{\left(C_{11} \frac{\gamma_x}{\gamma}\right)^2 + \left(C_{22} \frac{\gamma_y}{\gamma}\right)^2}. \quad (6.13)$$

Příčná skluzová síla od spinu  $\varphi_z$  je podle této teorie definována odděleně ve tvaru:

$$T_{yS} = -\frac{9Qfa}{16} \left[1 + 6,3 \left(1 - \exp^{-a/b}\right)\right] \left[\varepsilon_s \left(-\frac{\delta^3}{3} + \frac{\delta^2}{2} - \frac{1}{6}\right) + \frac{1}{3} \sqrt{(1 - \delta^2)^3}\right] \frac{\varphi_z}{\gamma}, \quad (6.14)$$

kde

$$\delta = \frac{\varepsilon_s^2 - 1}{\varepsilon_s^2 + 1}; \quad \varepsilon_s^2 = \frac{8Gb\sqrt{ab}}{3Qf} \frac{C_{23}}{1 + 6,3(1 - \exp^{-a/b})} \gamma. \quad (6.15)$$

Skluzové síly počítané podle Polachovy metody vykazují blízké výsledky s algoritmem FASTSIM pro nižší hodnoty spinového skluzu. Tato shoda závisí také na tvaru dotykové plochy, tedy poměru jejich poloos  $a/b$ .

Metoda řeší pouze výpočet globálních veličin pro celou kontaktní plochu.

## 6.3 Možnosti řešení kontaktu v programu SIMPACK

Simulační výpočty jízdy kolejového vozidla prováděné v programu SIMPACK umožňují (v současnosti dostupné verzi programu, viz. [39]) dva různé způsoby řešení kontaktu kola a kolejnice, které jsou nazvány jako:

- *Equivalent Elastic Contact* (Ekvivalentní elastický kontakt),
- *Discrete Elastic Contact* (Diskrétní elastický kontakt).

### 6.3.1 Ekvivalentní elastický kontakt

Při použití ekvivalentního elastického kontaktu je kontaktní plocha mezi kolem a kolejnicí definovaná na základě průniku dvou lineárně elastických těles (kolem a kolejnicí) a nahrazena ekvivalentní elipsou. Velikost normálové síly získané řešením pomocí ekvivalentní elipsy odpovídá velikosti síly při uvažování původního tvaru kontaktní plochy. Na základě tohoto předpokladu je definována velikost elipsy, resp. jejích poloos (viz [33]).

Ekvivalentní kontaktní plocha je v prvním kroku uvažována ve vodorovné rovině. Tato rovina je natáčena kolem podélné osy v závislosti na sklonu dotykové roviny. Působíště skluzové a normálové síly je umístěno do středu kontaktní elipsy.

Při zvolení možnosti ekvivalentního elastického kontaktu umožňuje SIMPACK výběr z několika způsobů řešení tangenciálního problému, tedy výpočtu skluzových sil, např.

Lineární teorie, Jaschinski teorie, Vermeulen/Johnson/S.H.E. teorie, FASTSIM, Polach. Normálový problém je řešen Hertzovou teorií popsanou v kap. 6.1.1.

### **Ekvivalentní kontakt a FASTSIM**

Při použití algoritmu FASTSIM je kontaktní plocha rozdělena do mřížky na malé elementy. Skluzy a skluzové síly jsou poté definovány pro tyto jednotlivé elementy, tedy lokálně. Výpočet globálních veličin pro celou kontaktní plochu je proveden součtem výsledků pro jednotlivé elementy.

### **6.3.2 Diskrétní elastický kontakt**

Oproti ekvivalentnímu elastickému kontaktu pracuje diskrétní elastický kontakt s přesnějším tvarem kontaktní plochy a nenahrazuje ji elipsou. Algoritmus rozdělí kontaktní plochu do několika podélných proužků s konstantní šířkou. Řešení normálového a tangenciálního problému je provedeno pro jednotlivé proužky.

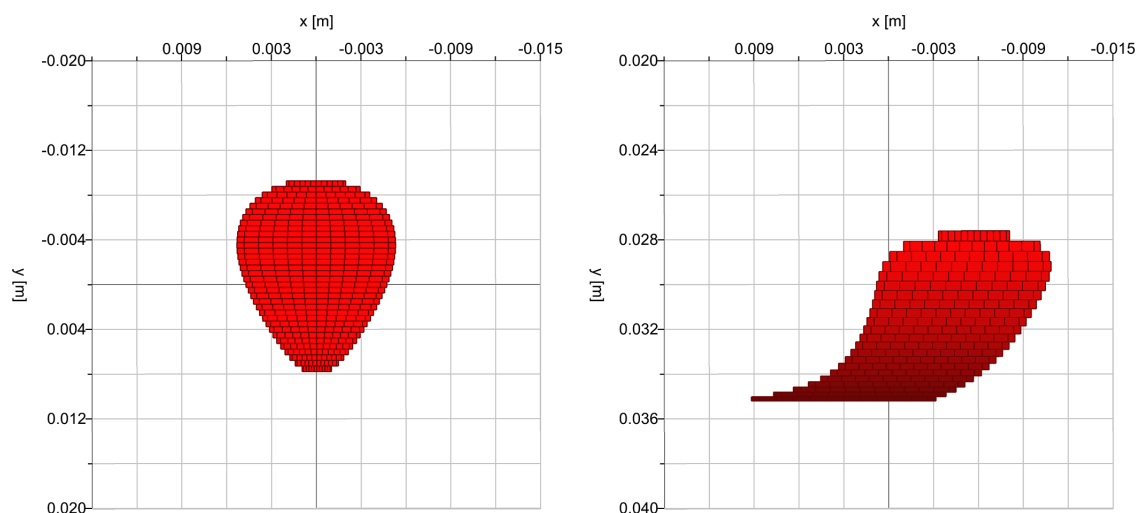
Poloha kontaktního bodu je určena pomocí váženého průměru normálových sil vypočtených pro jednotlivé proužky kontaktu. Ovšem tento bod slouží pouze pro potřeby lokalizace polohy kontaktu, tangenciální a normálové síly jsou aplikovány přímo do jednotlivých proužků.

Diskrétní elastický kontakt v programu SIMPACK tak využívá pro řešení normálového problému semi-Hertzovský model (viz kap. 6.1.2). Pro řešení tangenciálního problému lze použít pouze algoritmus FASTSIM.

### **Diskrétní kontakt a FASTSIM**

Diskrétní elastický kontakt využívá výhradně řešení výpočtu skluzových sil pomocí algoritmu FASTSIM. Všechny vstupní veličiny (skluzy, skluzové rychlosti, normálové napětí a křivosti kontaktních ploch) jsou ale definovány lokálně pro diskrétní podélné proužky vzniklé rozdělením kontaktní plochy.

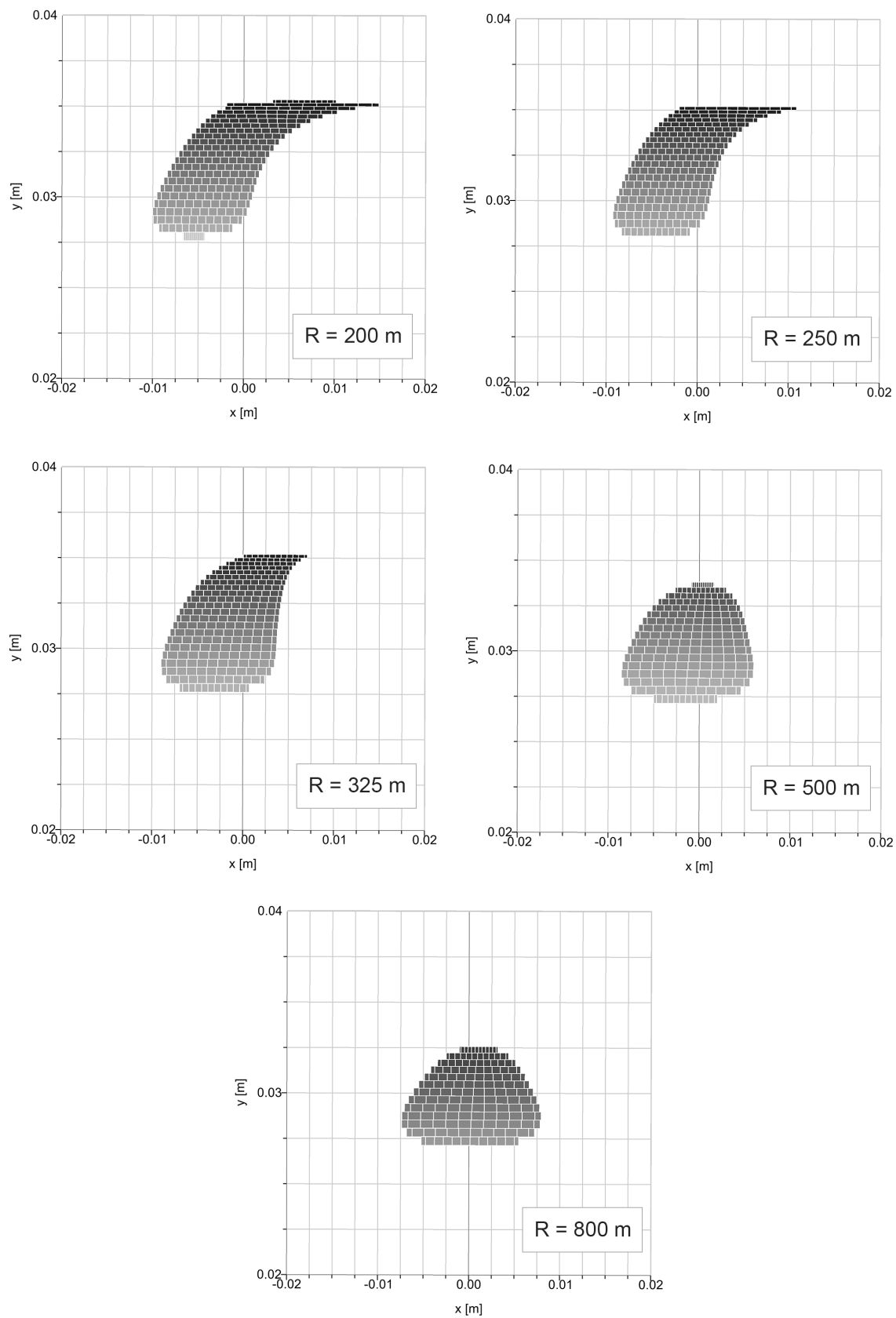
Toto řešení již nepředpokládá eliptickou kontaktní plochu. Ovšem platí, že pokud má skutečná kontaktní plocha kolo-kolejnice přibližně tvar elipsy, tak výstupy z řešení jsou stejné, jako při použití ekvivalentního elastického kontaktu s algoritmem FASTSIM.



**Obrázek 6.2:** Zobrazení kontaktní plochy lokalizované na jízdní ploše (vlevo) a na okolku (vpravo).

Na obr. 6.2 vlevo je zobrazena kontaktní plocha při jízdě v přímé koleji, tedy v oblasti jízdní plochy kola. Tato plocha je rozdělena do jednotlivých podélných proužků, které jsou dále děleny na jednotlivé elementy. Tvar této kontaktní plochy není eliptický, ale není ani výrazně odlišný od elipsy. To neplatí pro kontaktní plochu nabíhajícího kola v oblouku, kdy je tato plocha přesunuta do oblasti okolku (viz obr. 6.2 vpravo). V tomto případě je tvar značně odlišný od elipsy a lze předpokládat, že výsledné celkové skluzové síly získané součtem v jednotlivých elementech budou rozdílné oproti výsledným silám získaným při použití ekvivalentního elastického kontaktu.

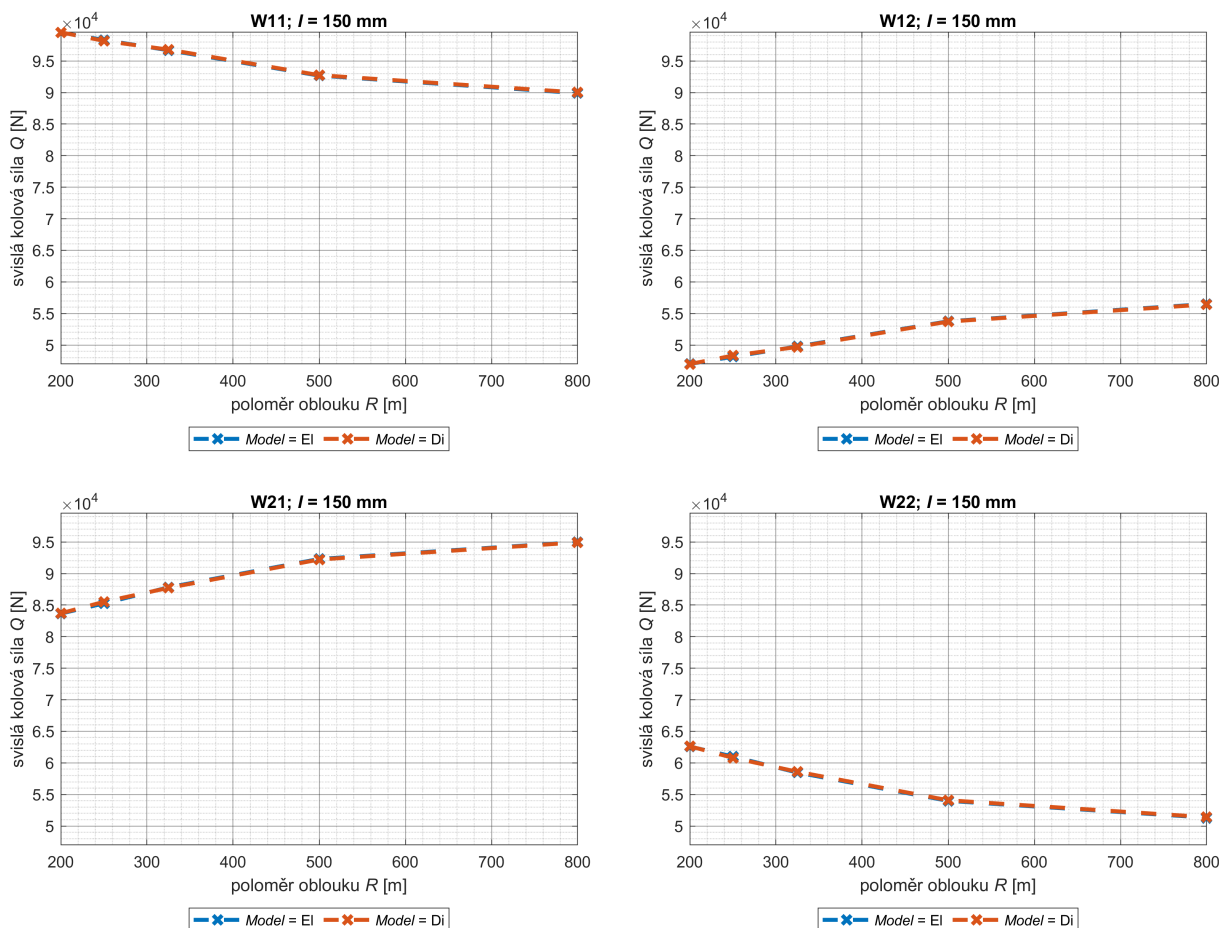
Na obr. 6.3 jsou zobrazeny tvary kontaktních ploch mezi nabíhajícím kolem a vnější kolejničí pro různé poloměry oblouku (200, 250, 325, 500 a 800 m) a shodný nedostatek převýšení. Z obrázku vyplývá, že se zvětšujícím se poloměrem oblouku se kontaktní plocha svým tvarem stále více blíží elipse. Lze předpokládat, že výstupy ze simulace při použití diskretního elastického kontaktu budou lépe odpovídat výstupům při použití ekvivalentního elastického kontaktu v obloucích s velkým poloměrem. Naopak velké rozdíly lze očekávat u oblouků s malým poloměrem.



**Obrázek 6.3:** Příklady tvarů kontaktní plochy nabíhajícího kola s kolejnicí pro různé poloměry oblouku při shodném nedostatku převýšení 150 mm.

### 6.3.3 Porovnání ekvivalentního a diskrétního řešení kontaktu

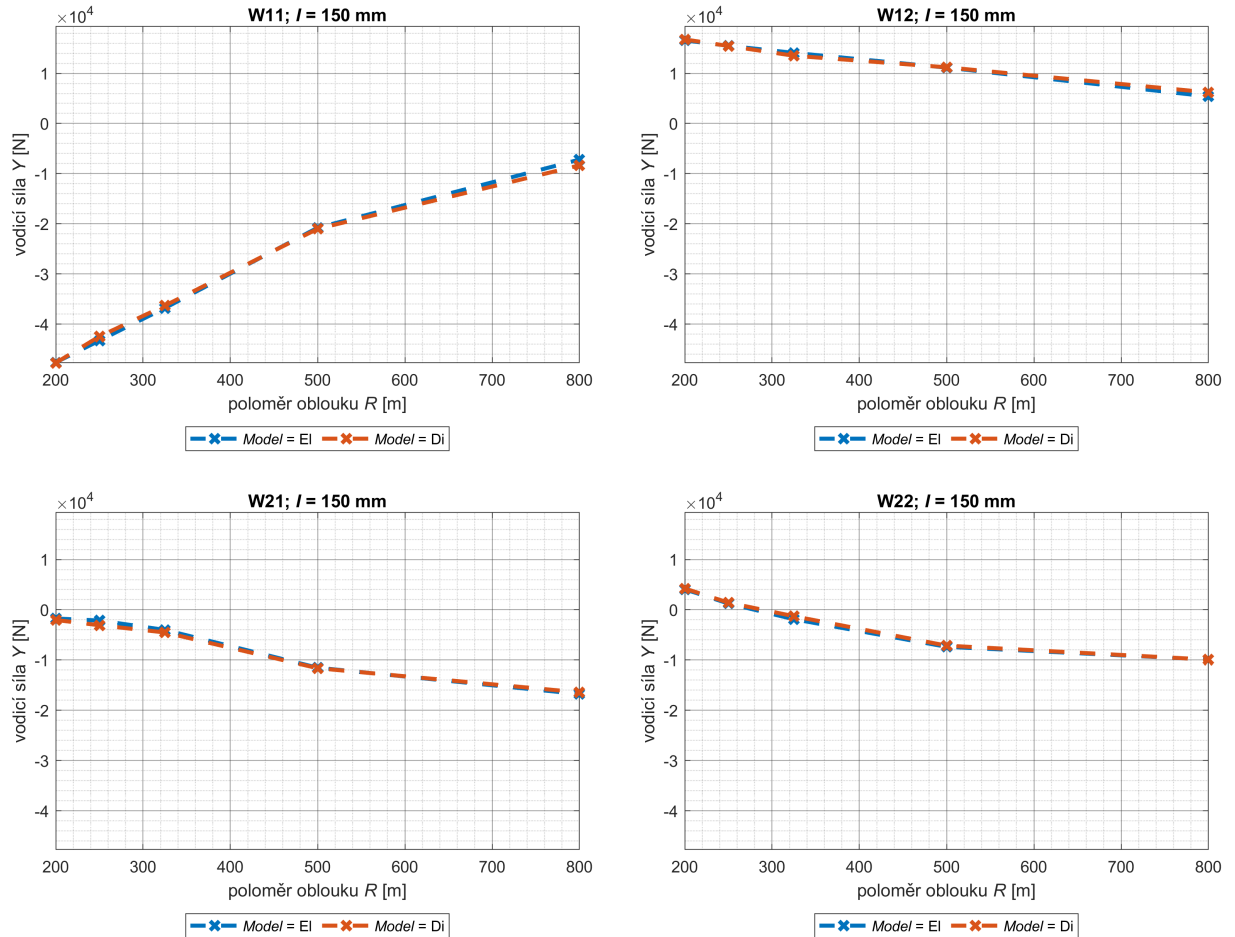
Z výše uvedeného vyplývá, že pro porovnání výstupů z obou řešení kontaktu je nutné použít algoritmus FASTSIM pro výpočet skluzových sil. Pokud má kontaktní plocha tvar elipsy, lze očekávat stejné výsledky. Pokud se ale tvar kontaktní plochy liší, výsledky budou také odlišné.



**Obrázek 6.4:** Svislé kolové síly  $Q$  na jednotlivých kolech prvního podvozku v závislosti na poloměru oblouku při použití ekvivalentního (EI) a diskrétního (Di) elastického kontaktu.

Pro porovnání jednotlivých modelů řešení kontaktu byly provedeny simulace jízdy obecného modelu referenčního kolejového vozidla (viz kap. 5). Na uvedených grafech jsou vždy znázorněny výsledky získané při použití ekvivalentního elastického kontaktu modrou barvou a výsledky pro diskrétní elastický kontakt oranžovou barvou. Je uvažován konstantní nedostatek převýšení  $I = 150$  mm a jsou vykresleny grafy pro jednotlivá kola prvního podvozku (označené W11, W12, W21, W22). Na obr. 6.4 jsou zobrazeny svislé kolové síly  $Q$ , na obr. 6.5 příčné vodící síly  $Y$  v závislosti na poloměru oblouku  $R$ . Z grafů na těchto dvou obrázcích vyplývá, že rozdíly ve výsledných hodnotách uvedených sil nejsou výrazné.

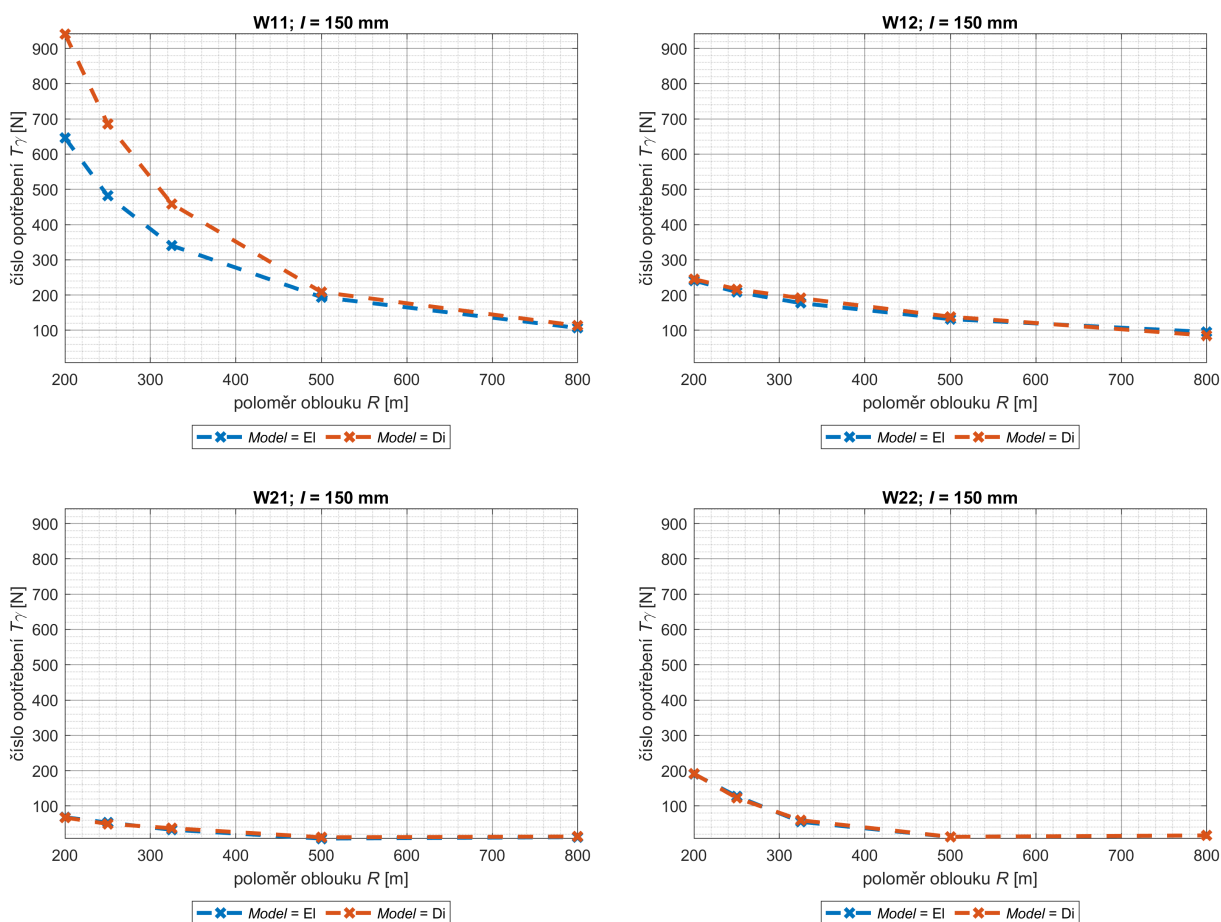
Modely by tak bylo možné považovat za vzájemně odpovídající a doporučit použití ekvivalentního elastického kontaktu z důvodu menší výpočetní náročnosti.



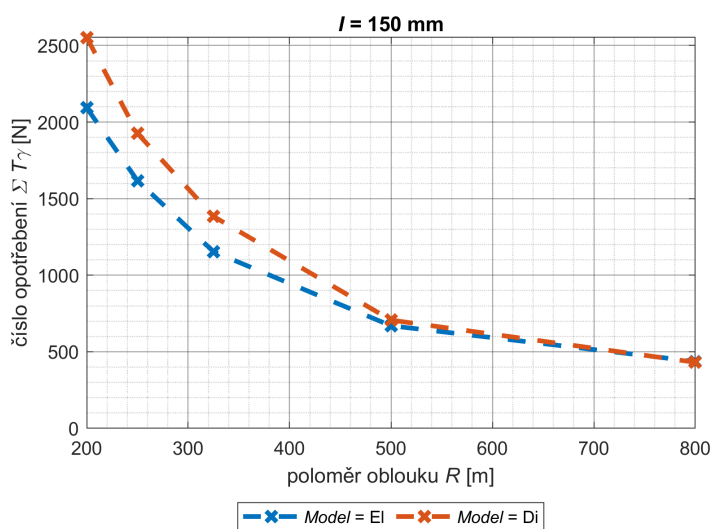
**Obrázek 6.5:** Vodicí síly  $Y$  na jednotlivých kolech prvního podvozku v závislosti na poloměru oblouku při použití ekvivalentního (EI) a diskrétního (Di) elastického kontaktu.

Pro číslo opotřebení  $T\gamma$ , které je přímo závislé na skluzech a skluzových silách v kontaktu kolo-kolejnice již neplatí, že jsou výsledky obou řešení stejné (viz obr. 6.6). Na nabíhající kole dochází při jízdě extrémně malým poloměrem oblouku (200 m) k navýšení hodnoty čísla opotřebení asi o 45 %, při jízdě velmi malým poloměrem oblouku (325 m) k navýšení asi o 35 %. Naopak pro velký poloměr oblouku (800 m) je rozdíl mezi výsledky relativně malý asi 6 %. Na ostatních kolech podvozku jsou rozdíly zanedbatelné.

Na obr. 6.7 jsou zobrazeny výsledky součtu čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$  pro celé vozidlo. Zde rozdíl mezi ekvivalentním a diskrétním řešením kontaktu dosahuje přibližně až 20 %.



**Obrázek 6.6:** Číslo opotřebení  $T_\gamma$  na jednotlivých kolech prvního podvozku v závislosti na poloměru oblouku při použití ekvivalentního (EI) a diskrétního (Di) elastického kontaktu.

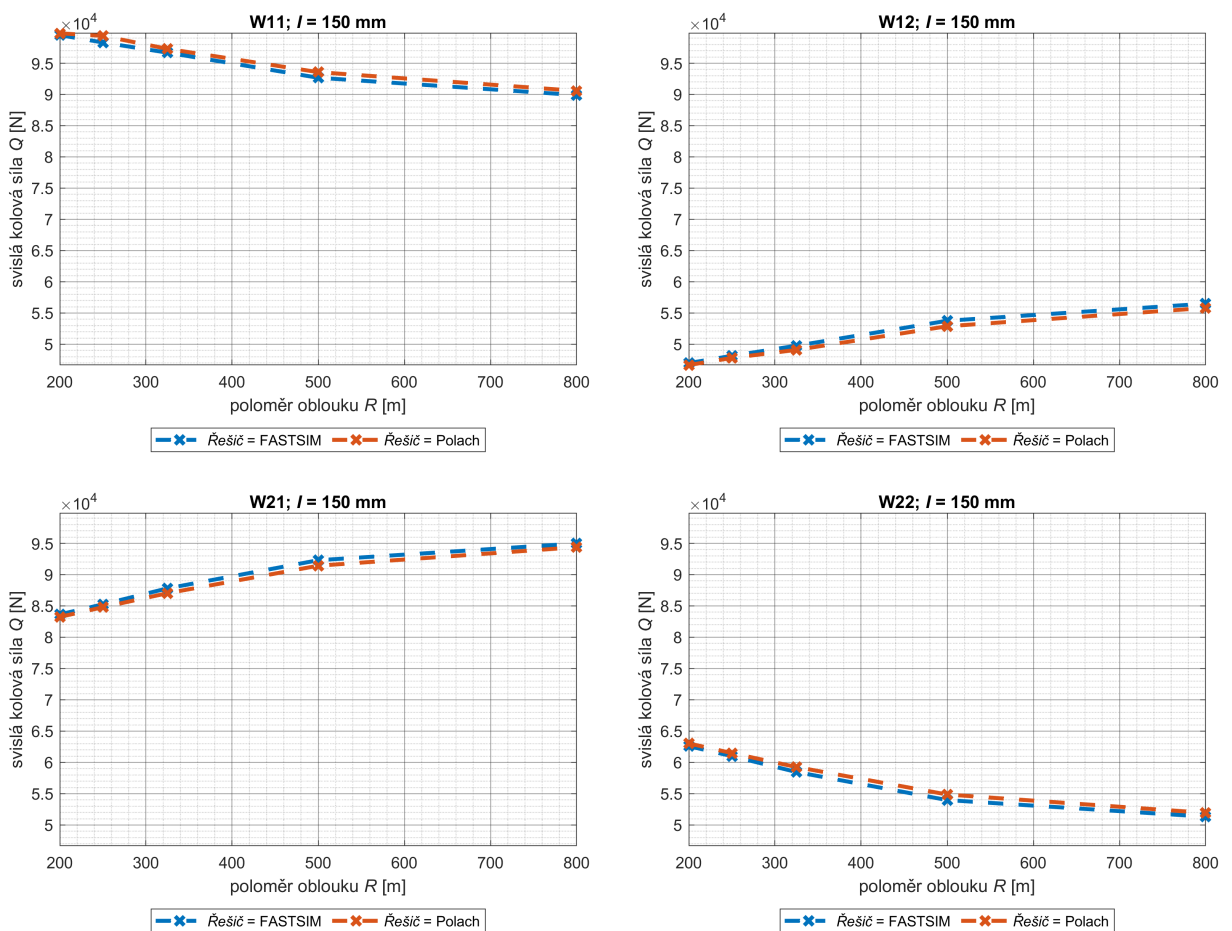


**Obrázek 6.7:** Součet hodnot čísla opotřebení  $\Sigma T_\gamma$  pro celé vozidlo v závislosti na poloměru oblouku při použití ekvivalentního (EI) a diskrétního (Di) elastického kontaktu.

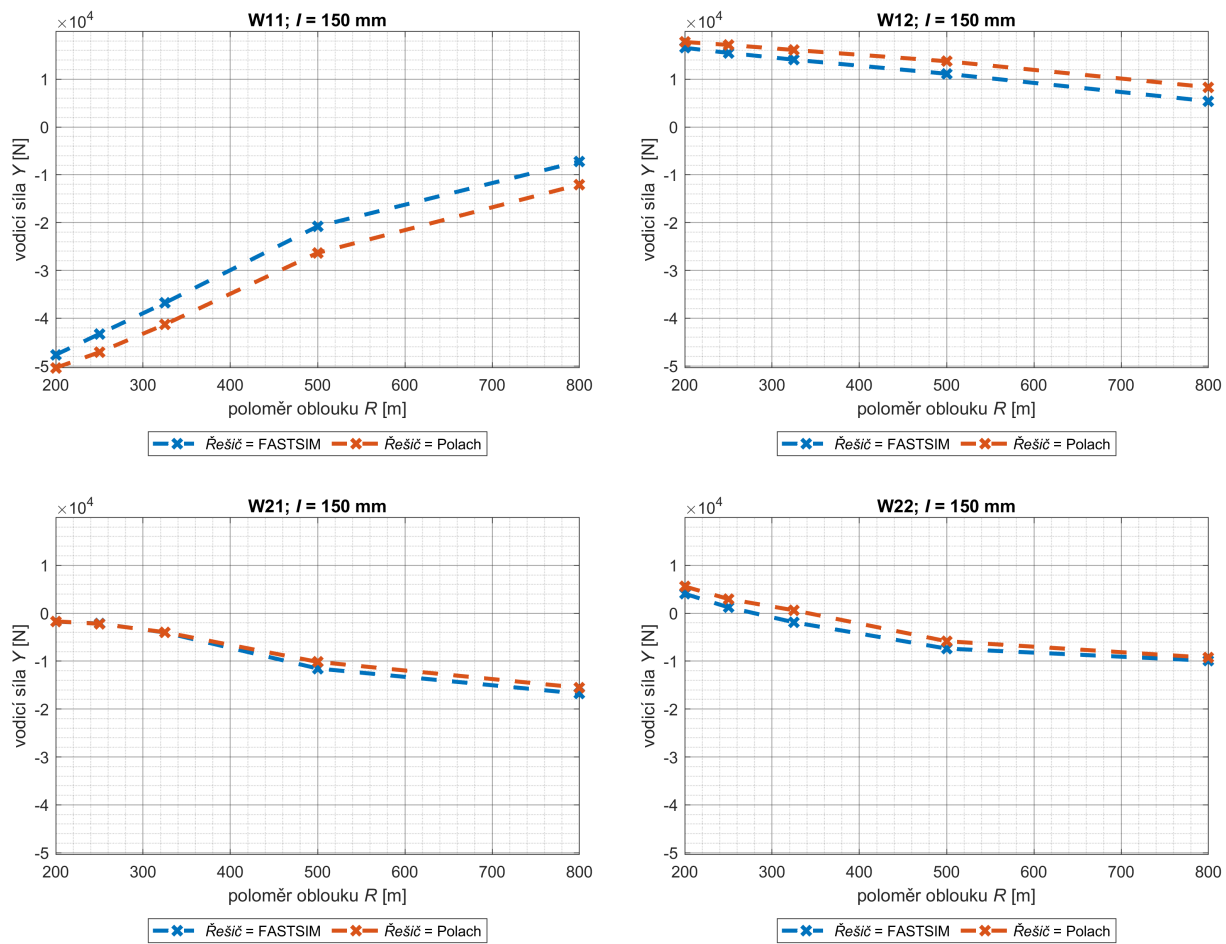
### 6.3.4 Porovnání řešení tangenciálního problému

Dále je možné porovnávat výstupy z řešení tangenciálního problému pomocí algoritmu FASTSIM a Polachovy metody. V tomto případě musí být zvolen ekvivalentní elastický kontakt, jelikož Polachova metoda není kompatibilní s diskrétním elastickým kontaktem. Pro obě metody bylo použito výchozí nastavení programu SIMPACK a simulace byly provedeny s obecným referenčním modelem vozidla (viz kap. 5).

Na následujících grafech je vždy řešení algoritmem FASTSIM označeno modrou barvou a Polachovou metodou oranžovou barvou. Na obr. 6.8 jsou uvedeny hodnoty svislé kolové síly  $Q$  v závislosti na poloměru oblouku  $R$ . Jelikož je svislá kolová síla závislá především na řešení normálového problému, tak zde není patrný větší rozdíl hodnot. Obdobné grafy pro příčnou vodící sílu  $Y$  jsou zobrazeny na obr. 6.9. Zde je již malý rozdíl v hodnotách síly, zejména na prvním dvojkolí a ten se v závislosti na poloměru oblouku téměř nemění. Pokud bychom porovnávali obě metody právě podle svislé a příčné kolové síly, lze říci, že nevykazují velké rozdíly.



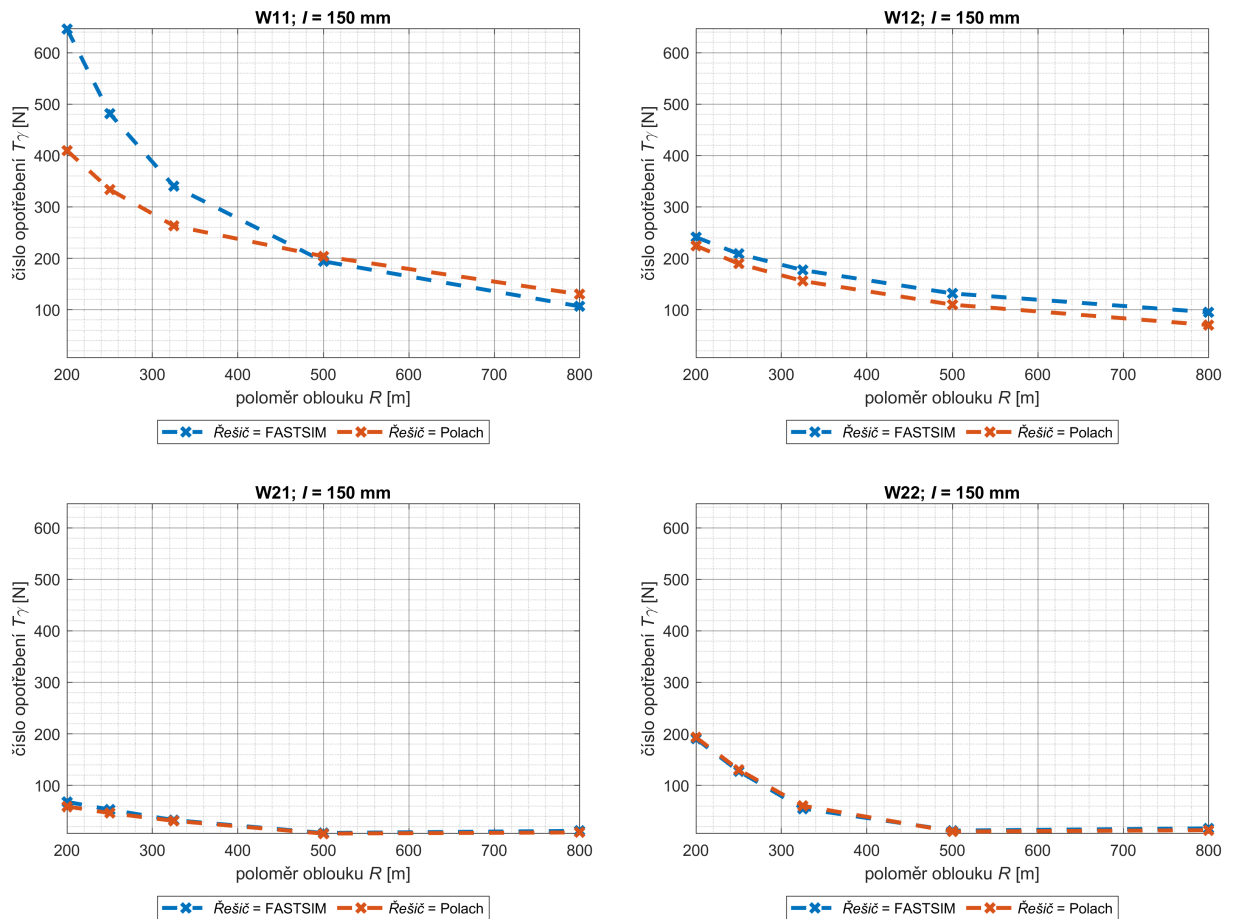
Obrázek 6.8: Svislé kolové síly  $Q$  na jednotlivých kolech prvního podvozku v závislosti na poloměru oblouku při použití algoritmu FASTSIM a Polachovy metody.



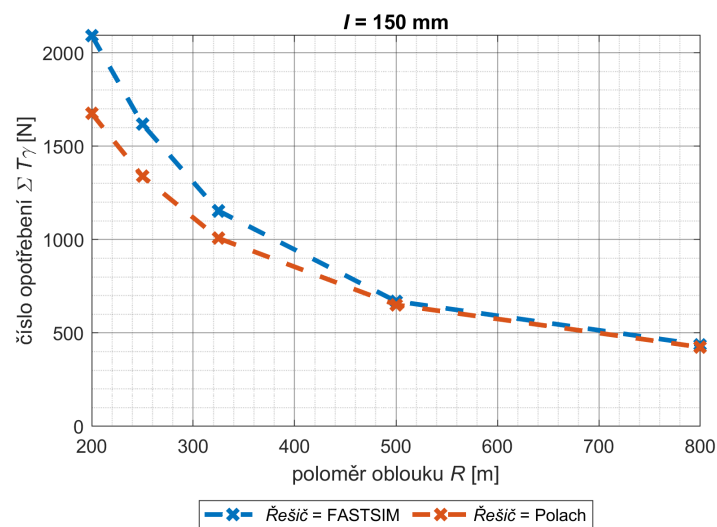
**Obrázek 6.9:** Vodičí síly  $Y$  na jednotlivých kolech prvního podvozku v závislosti na poloměru oblouku při použití algoritmu FASTSIM a Polachovy metody.

Stejně jako při porovnání elastického a diskrétního řešení kontaktu, i zde se rozdíly mezi metodami projeví při vykreslení čísla opotřebení  $T\gamma$ . Grafy jeho závislosti na poloměru oblouku jsou zobrazeny na obr. 6.10, ze kterého vyplývá, že největší rozdíl mezi metodami řešení tangenciálního problému nastává na nabíhající kole, tedy v situaci, kdy se kontaktní bod dostává z jízdní plochy na okolek. Závislost součtu čísel opotřebení na všech kolech  $\Sigma T\gamma$  na poloměru oblouku je zobrazena na obr. 6.11. Rozdíl hodnoty součtu čísla opotřebení pro poloměr oblouku 200 m je asi 22 %, pro poloměr 325 m necelých 10 %.

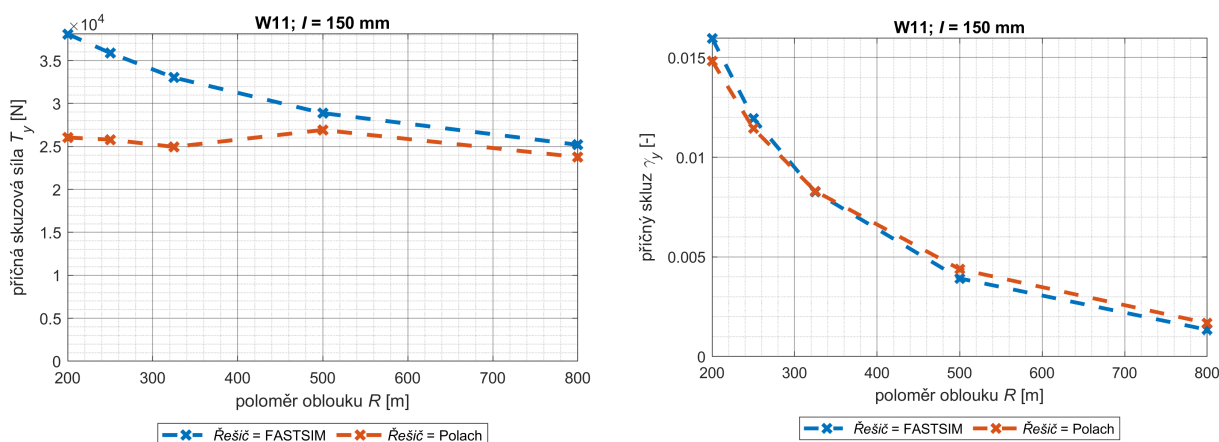
Při bližším rozboru zjistíme, že rozdíl v hodnotách čísla opotřebení vychází z rozdílných hodnot příčné skluzové síly  $T_y$  (viz obr. 6.12 vlevo). Hodnota této síly při řešení Polachovou metodou klesá pro poloměry menší než 500 m, zatímco při algoritmu FASTSIM hodnota síly roste se zmenšujícím se poloměrem. Tento efekt však není patrný u závislosti příčného skluzu  $\gamma_y$  (viz obr. 6.12 vpravo), což potvrzuje, že rozdíl v hodnotách příčné skluzové síly je způsoben volbou řešení tangenciálního problému, konkrétněji problematikou zavedení vlivu spinových účinků.



Obrázek 6.10: Číslo opotřebení  $T_\gamma$  na jednotlivých kolech prvního podvozku v závislosti na poloměru oblouku při použití algoritmu FASTSIM a Polachovy metody.

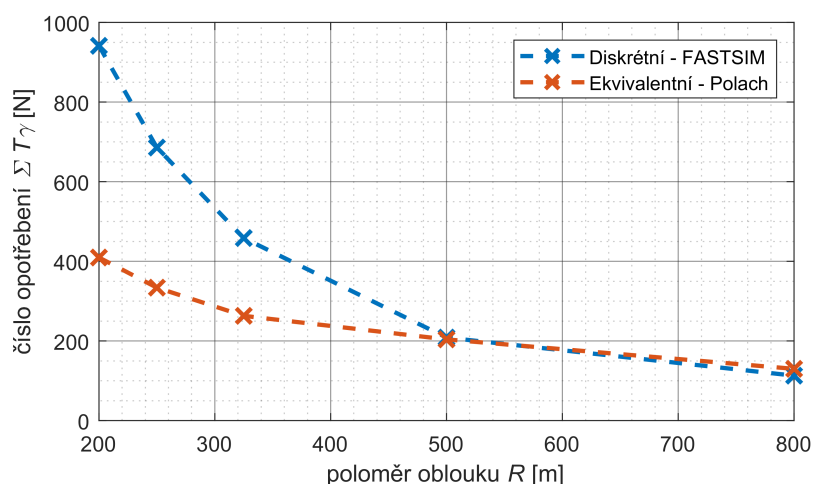


Obrázek 6.11: Součet hodnot čísla opotřebení  $\Sigma T_\gamma$  pro celé vozidlo v závislosti na poloměru oblouku při použití algoritmu FASTSIM a Polachovy metody.



**Obrázek 6.12:** Závislost příčné skluzové síly  $T_y$  na poloměru oblouku  $R$  (vlevo) a závislost příčného skluzu  $\gamma_y$  na poloměru oblouku  $R$  (vpravo) při použití algoritmu FASTSIM a Polachovy metody.

Extrémním případem je porovnání diskrétního elastického kontaktu s algoritmem FASTSIM a ekvivalentního elastického kontaktu s Polachovou metodou. Toto porovnání pro hodnoty součtu čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$  je zobrazeno na obr. 6.13. Z tohoto porovnání je zřejmé, že metoda řešení kontaktu a tangenciálního problému má zásadní vliv na hodnotu čísla opotřebení pro malé a velmi malé poloměry oblouku. Číslo opotřebení odpovídá odporu z jízdy obloukem a je úměrné opotřebení kol a kolejnic. Z provedené analýzy vyplývá upozornění, že při vyhodnocování opotřebení kol a kolejnic na základě čísla opotřebení je vždy nutné uvádět konkrétní metody řešení kontaktu kolo-kolejnice.



**Obrázek 6.13:** Porovnání závislostí součtu čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$  na poloměru oblouku  $R$  pro řešení diskrétním elastickým kontaktem a algoritmem FASTSIM s ekvivalentním elastickým kontaktem a Polachovou metodou.

# Kapitola 7

## Citlivostní analýza

Jak ukázaly předchozí kapitoly, číslo opotřebení  $T\gamma$  je jedním z možných parametrů, který lze použít pro hodnocení dynamických účinků v kontaktu kolo-kolejce a predikci opotřebení kola a kolejnic. Je zřejmé, že velikost hodnot tohoto parametru značně závisí na parametrech vozidla. V [17] je uveden výčet parametrů, které mají vliv na velikost skluzových sil a čísla opotřebení (např. poloměr oblouku, rozvor podvozku, poloměr kola, úhlová tuhost primárního vypružení, součinitel tření, nedostatek převýšení, materiálové charakteristiky, kontaktní geometrie).

Zároveň je součet čísel opotřebení na všech kolech vozidla  $\Sigma T\gamma$  shodný s odporem z jízdy obloukem  $o_R$ . Ten je ovšem stále chápán jako traťový odpor a jeho určení je závislé na poloměru oblouku a hmotnosti vozidla. Například v normě ČSN 73 6360 [31] je uvedeno, že lze použít vztah (7.1) pro výpočet měrného odporu u jízdy obloukem.

$$o_R = 600/R \quad [N/kN] \quad (7.1)$$

V zemích střední Evropy (Německo, Rakousko, Slovensko, Česká Republika atd.) se také používají vztahy:

$$\begin{aligned} o_R &= 650/(R - 55) & R > 300\text{m}, \\ o_R &= 500/(R - 30) & R \leq 300\text{m}. \end{aligned} \quad (7.2)$$

Ty jsou také uvedeny v předpisu ČSD V7 [40] z roku 1982. V [29] a [41] je pak uveden přehled vztahů používaných v dalších zemích (USA  $o_R = 446/R$ , Itálie  $o_R = 800/R$ , Velká Británie  $o_R = 600/R$ , Čína  $o_R = 573/R$ ). Vztahy pro výpočet odporu z jízdy obloukem jsou stanoveny pro trakční výpočty, které většinou nevyžadují takovou přesnost a jejich smyslem je zavést do výpočtů vliv oblouku nikoliv parametrů vozidla.

V této kapitole jsou uvedeny výsledky citlivostní analýzy hodnot čísla opotřebení a tedy i odporu z jízdy obloukem na vybrané parametry trati a vozidla. Cílem je stanovit,

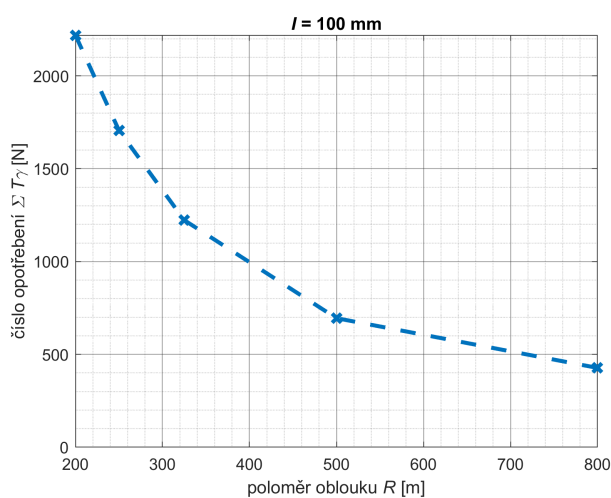
kteřé parametry mají výraznější vliv na číslo opotřebení, odpor z jízdy obloukem, a tedy i opotřebení kol a kolejnic. Na základě výsledků v kap. 4 je pak hodnota součtu čísla opotřebení rovna odporu z jízdy obloukem  $\Sigma T\gamma = O_R$ . Simulační výpočty byly provedeny s referenčním modelem vozidla popsáním v kap. 5 a pro jednotlivé scénáře byly měněny hodnoty zkoumaných parametrů. Výchozí hodnota součinitele tření byla nastavena na 0,4, kontakt kolo-kolejnice byl modelován jako ekvivalentní elastický a pro výpočet skluzových sil byl použit algoritmus FASTSIM (viz kap. 6).

## 7.1 Poloměr oblouku

Vliv poloměru oblouku je zde analyzován s pohledu čísla opotřebení, tedy měrné práce skluzových sil, ale také s pohledu celkové práce vykonané odporovými silami po projetí vozidla obloukem.

### 7.1.1 Vliv poloměru oblouku na číslo opotřebení

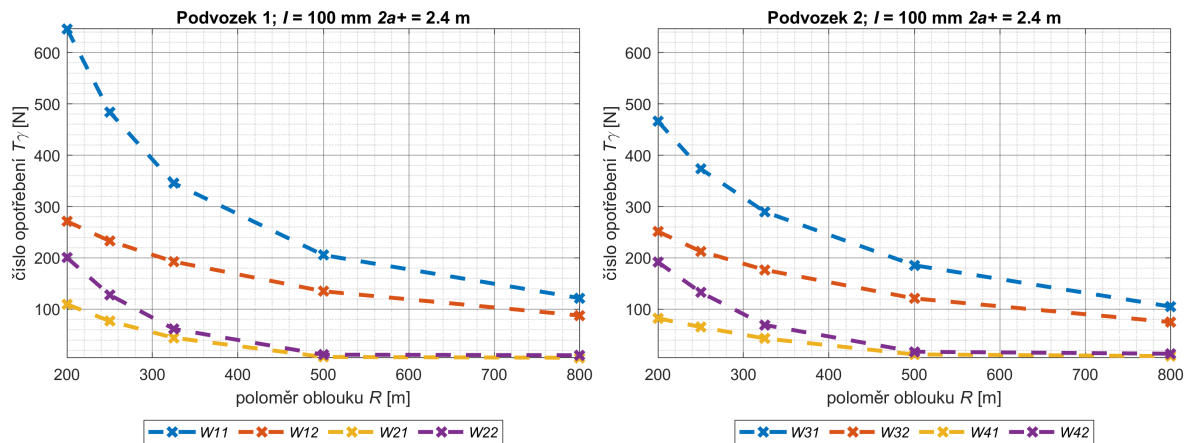
Ze zjednodušených, empirických vztahů (7.1) a (7.2) vyplývá, že závislost čísla opotřebení na poloměru oblouku má tvar hyperboly, tedy že s rostoucí hodnotou poloměru oblouku klesá hodnota čísla opotřebení. Na obr. 7.1 jsou zobrazeny hodnoty součtu čísla opotřebení pro jednotlivé poloměry oblouku stanovené na základě simulačních výpočtů. Tvar získané závislosti odpovídá hyperbole. Na obr. 7.2 jsou zobrazeny tyto závislosti pro jednotlivá kola vozidla, kdy na všech kolech se číslo opotřebení zvětšuje s klesající hodnotou poloměru oblouku. Nejvyšší hodnota je dosahována na nabíhajících kolech podvozků.



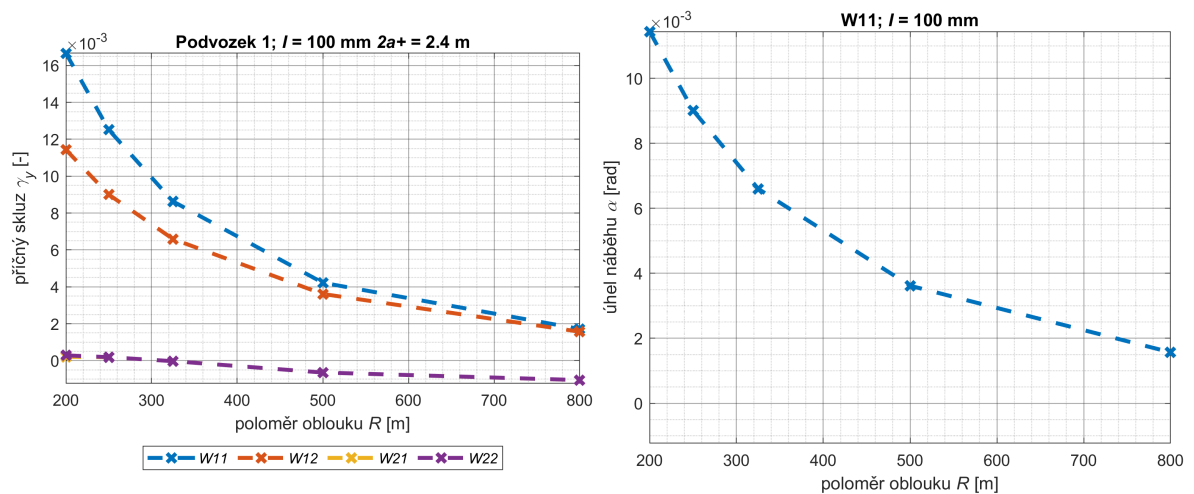
**Obrázek 7.1:** Závislost součtu čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$  na poloměru oblouku  $R$ .

Vysoké hodnoty čísla opotřebení na prvním dvojkolí jsou způsobeny především skluzy

v příčném směru  $\gamma_y$ , které vznikají v důsledku úhlu náběhu  $\alpha$  (viz obr. 7.3). Naopak nárůst čísla opotřebení na druhém dvojkolí v podvozku způsobují podélné skluzu  $\gamma_x$  a příčná poloha kontaktu na kole  $y_w$ , která se pro zmenšující se poloměr oblouku výrazně mění (viz obr. 7.4).

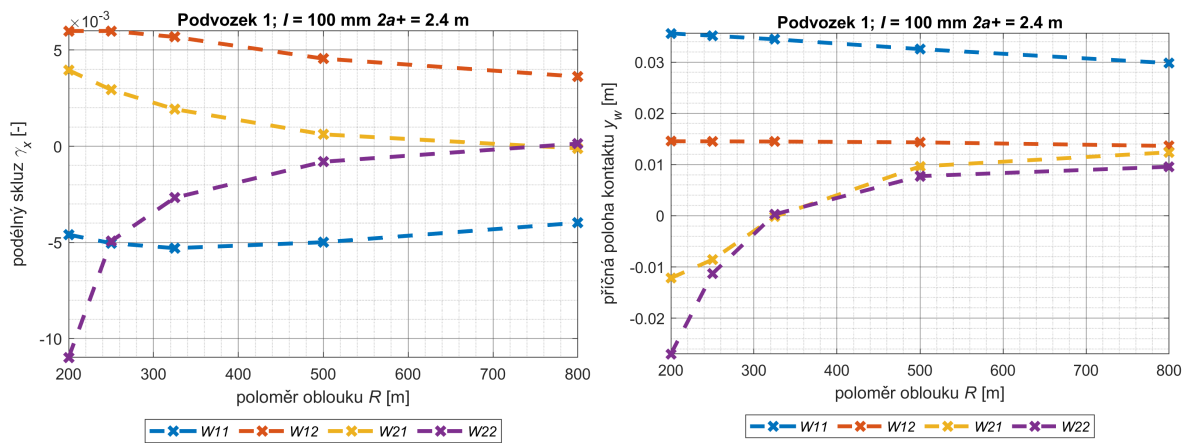


**Obrázek 7.2:** Závislosti čísla opotřebení  $T_\gamma$  na poloměru oblouku  $R$  pro všechna kola vozidla.



**Obrázek 7.3:** Závislost příčného skluzu  $\gamma_y$  na kolech prvního podvozku (vlevo) a úhlu náběhu  $\alpha$  prvního dvojkolí (vpravo) na poloměru oblouku  $R$ .

Vliv poloměru oblouku lze považovat za zásadní při určování odporu z jízdy obloukem. Jde zároveň o parametr trati (nikoliv vozidla), a proto je odpor z jízdy obloukem řazen mezi tzv. traťové odpory. Poloměr oblouku je určen trasováním koleje a jeho hodnota je jednoduše zjistitelná.



**Obrázek 7.4:** Podélný skluz  $\gamma_x$  (vlevo) a příčná poloha kontaktu  $y_w$  na kolech prvního podvozku (vpravo) v závislosti na poloměru oblouku  $R$ .

### 7.1.2 Vliv poloměru oblouku na práci odporové síly

Odpor z jízdy obloukem je síla působící proti pohybu vozidla, kterou je nutné vyrovnat tažnou silou pro udržení konstantní rychlosti. Předpokládejme, že platí zjednodušený vztah pro výpočet měrného odporu z jízdy obloukem (7.1), podle kterého lze obecně definovat odporovou sílu závislou na poloměru oblouku a koeficient  $a$ :

$$o_R = \frac{600}{R} \left[ \frac{\text{N}}{\text{kN}} \right] \Rightarrow O_R = \frac{a}{R} \text{ [N]}. \quad (7.3)$$

Mechanickou práci  $W$  této síly získáme jednoduchým vynásobením s délkou oblouku  $s$ , která je dána součinem poloměrem oblouku  $R$  a úhlem  $\beta$ , o který je potřeba natočit směr trati, tedy:

$$W = O_R \cdot s = \frac{a}{R} \cdot \beta R = a \cdot \beta. \quad (7.4)$$

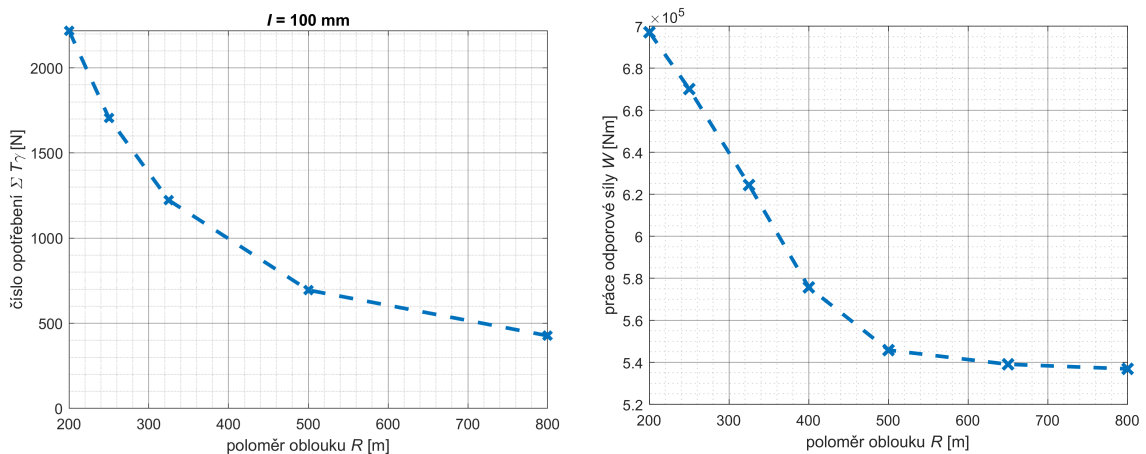
Z uvedeného vztahu vyplývá, že velikost práce nebo energie potřebná pro projetí vozidla obloukem není závislá na jeho poloměru, ale na úhlu, o který má být trať a vozidlo natočeno. Při průjezdu obloukem o větším poloměru se odporová síla sníží, ovšem tato síla působí na delší vzdálenosti a naopak při relativně velkém odporu z jízdy obloukem malého poloměru síla působí pouze na krátké vzdálenosti.

Z pohledu kolejnic pak bude při použití většího poloměru oblouku opotřebení distribuováno na větší úsek trati. Opotřebovávání kolejnic bude pomalejší avšak za vyšší cenu údržby delšího úseku. Z pohledu kol vozidel bude u menších poloměrů oblouku intenzivnější silové působení, ovšem vykonaná práce po průjezdu celým obloukem bude shodná.

## Ověření pomocí simulačních výpočtů

Popsaná úvaha se zjednodušeným výpočtem odporové síly  $O_R$  byla ověřována simulacemi jízdy vozidla. Za odporovou sílu zde byly dosazeny hodnoty součtu čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$ . Na obr. 7.5 vlevo jsou zobrazeny hodnoty součtu čísel opotřebení v závislosti na poloměru oblouku, vpravo jsou vypočtené hodnoty práce  $W$  získané vynásobením čísla opotřebení a délky oblouku  $s = \beta R$ , kde  $\beta$  je zvoleno o hodnotě  $\pi/2$ .

Z uvedené závislosti vyplývá, že pro hodnoty poloměru oblouku větším než 500 m dochází k mírnému snížení celkové práce odporové síly z jízdy obloukem. Při projektování oblouku o poloměru menším než 500 m dochází k výraznému navýšení práce, a tedy i opotřebení kol a kolejnic.



**Obrázek 7.5:** Závislost součtu čísla opotřebení všech kol vozidla  $\Sigma T\gamma$  (vlevo) a závislost práce odporové síly (vpravo) na poloměru oblouku.

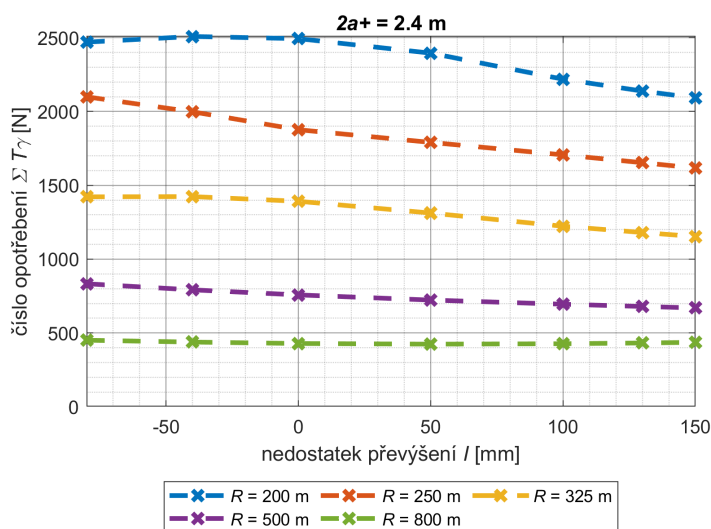
Zároveň lze obecně poznamenat, že hodnoty práce odporové síly se zvyšují při snížení poloměrem oblouku. Z pohledu opotřebení a nákladů spojených na udržování trati je lepší projektovat trať s většími poloměry oblouků.

Z výsledků také vyplývá, že uvedený přístup v rov. (7.4), zejména zjednodušené vyjádření odporové síly  $O_R$ , není správný. Zřejmě je uvažováno značné zjednodušení.

## 7.2 Nedostatek převýšení

Nedostatek převýšení nelze přiřadit k parametrům trati, jelikož závisí na rychlosti jízdy vozidla. Není ani parametrem vozidla, jelikož rychlost je omezena konstrukcí trati. Normou ČSN 73 6360 [31], která se zabývá konstrukčním a geometrickým uspořádáním koleje, jsou definované specifické hodnoty dovoleného nedostatku převýšení. Jeho reálná hodnota při

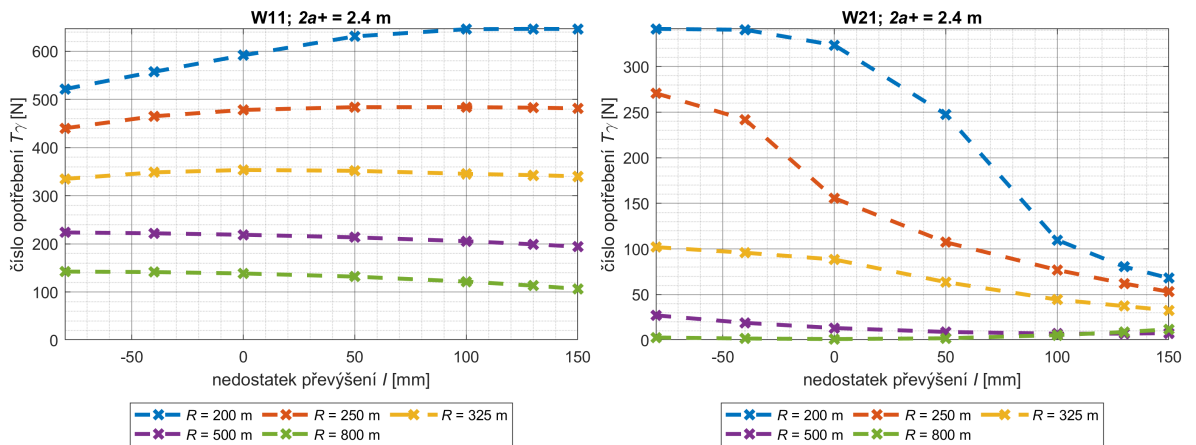
průjezdu vozidla obloukem je závislá na okamžité rychlosti jízdy. Hodnoty nedostatku převýšení použité pro citlivostní analýzu jsou uvedeny v kap. 5.2.3, hodnoty rychlosti jízdy pro jednotlivé poloměry oblouku v tab. 5.5. Hodnoty součtu čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$  v závislosti na nedostatku převýšení  $I$  pro jednotlivé poloměry oblouku jsou graficky zobrazeny na obr. 7.6.



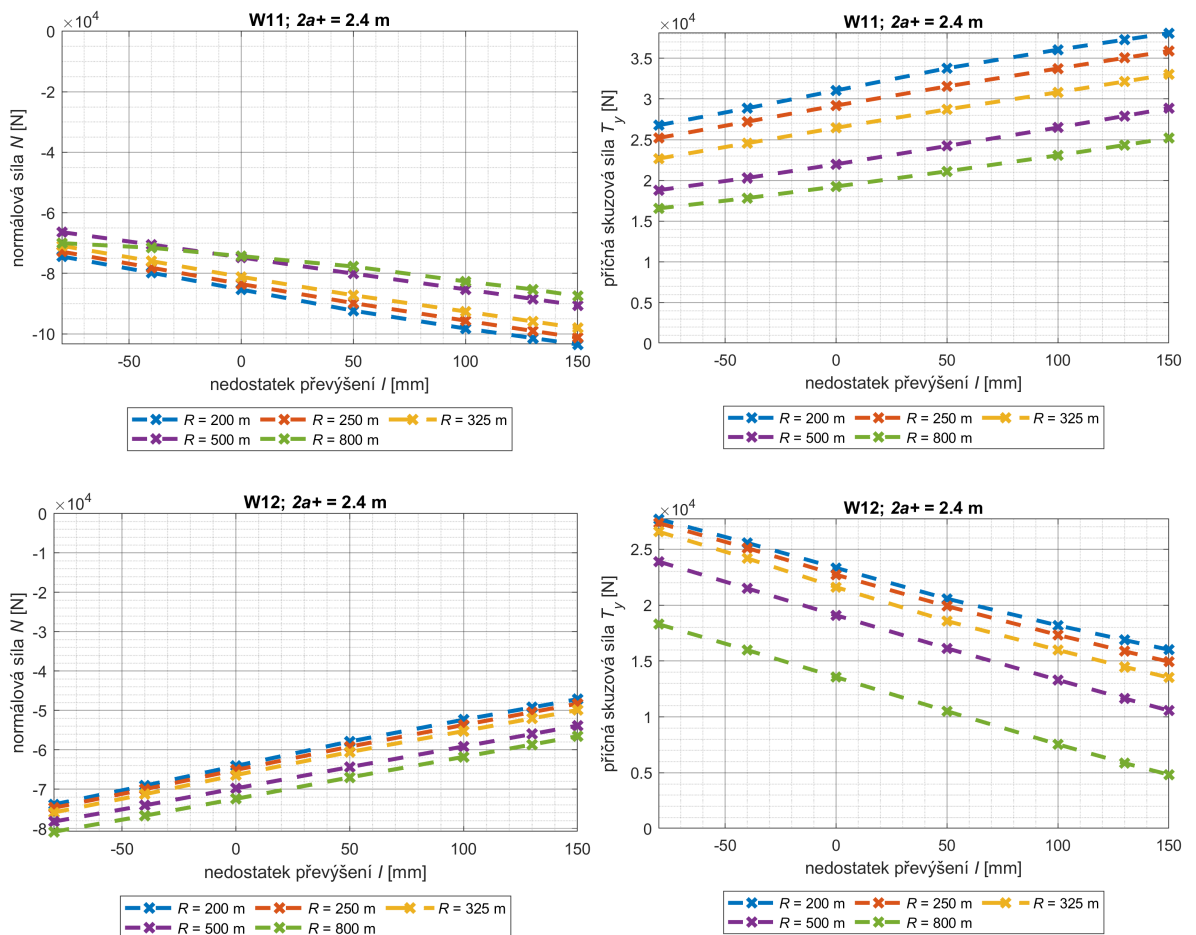
**Obrázek 7.6:** Závislost součtu čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$  na nedostatku převýšení  $I$  pro různé poloměry oblouku.

Ze zobrazených závislostí vyplývá, že hodnoty součtu čísla opotřebení se nezvyšují při nárůstu nedostatku převýšení, ale naopak snižují. Pokles je nejvýraznější v obloucích malých a velmi malých poloměrů. Z uvedeného je tedy zřejmé, že z pohledu hodnot čísla opotřebení je výhodné, když vozidlo maximálně využívá povolený nedostatek převýšení a jede nejvyšší možnou rychlostí (což je zároveň výhodné z pohledu provozování dopravy). Vyšší rychlost jízdy tedy může snížit opotřebení kol a kolejnic. Výsledky pro záporný nedostatek převýšení jsou zde uváděny hlavně z důvodu přehledu jeho vlivu. V reálném provozu k záporným nedostatkům převýšení dochází především z důvodu mimořádně pomalé jízdy.

Hodnota čísla opotřebení  $T\gamma$  na nabíhající kole  $W11$  se s nárůstem nedostatku převýšení ve velmi malých poloměrech oblouku zvyšuje. Což je v rozporu s trendy součtu čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$ . Důvodem výrazný pokles hodnoty čísla opotřebení na vnějším kole druhého dvojkolí  $W21$  (viz obr. 7.7). U středních a větších poloměrů oblouků je trend opačný a méně výrazný. K poklesu čísla opotřebení dochází také na kole vnitřním kole prvního dvojkolí  $W12$ .



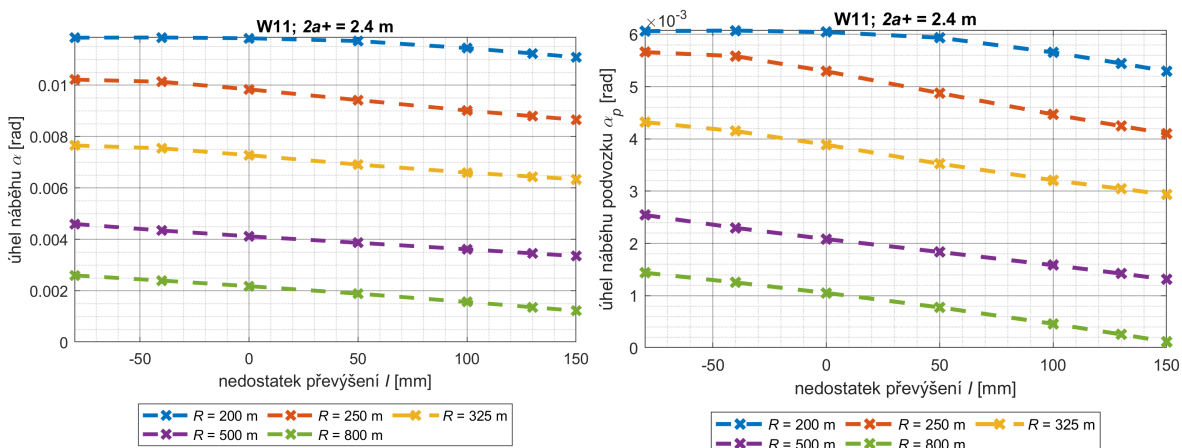
Obrázek 7.7: Závislost čísla opotřebení  $T_\gamma$  na nedostatku převýšení  $I$  pro vnější kolo prvního dvojkolí W11 (vlevo) a vnější kolo druhého dvojkolí W21 (vpravo).



Obrázek 7.8: Závislost normálové síly  $N$  (vlevo) a příčné skluzové síly  $T_y$  (vpravo) na nedostatku převýšení  $I$  pro jednotlivé poloměry oblouku na vnějším kole W11 (nahore) a vnitřním kole W12 (dole) prvního dvojkolí.

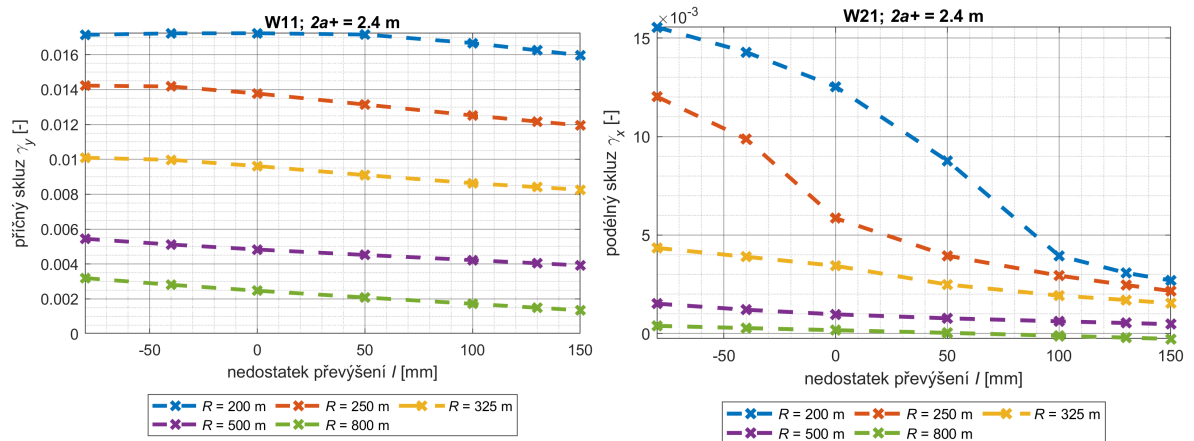
Vlivem zvyšující se rychlosti jízdy působí na vozidlo větší odstředivá síla, která je na podvozek přenášena vazbou se skříní vozidla. To celkově vede ke zvýšení silových účinků mezi vnější kolejnici a koly. Což zobrazují závislosti normálové síly  $N$  a příčné skluzové síly  $T_y$  na nedostatku převýšení  $I$  na vnějším kole prvního dvojkolí  $W11$  (viz obr. 7.8 nahoře). Odpovídajícím způsobem se navýší hodnoty svislé kolové síly  $Q$  a vodící síly  $Y$ . Naopak velikost uvedených sil se zmenšuje na vnitřním kol prvního dvojkolí  $W12$  (viz obr. 7.8 dole).

Poloha kontaktního bodu nabíhajícího kola a kolejnice se téměř nemění. Lze říci, že podvozek je v tomto bodě opřen o kolejnici a kolem tohoto bodu se otáčí. To vede ke změně úhlu náběhu nabíhajícího kola  $\alpha$  i rámu podvozku  $\alpha_p$  (viz obr. 7.9). Což je zásadní pro klesající trend součtu čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$  (viz obr. 7.6). Důsledkem změny úhlu náběhu je snížení příčného skluzu  $\gamma_y$  na kolech prvního dvojkolí a výrazného snížení podélného skluzu  $\gamma_x$  na vnějším kole druhého dvojkolí  $W21$  což je způsobeno posunutím druhého dvojkolí v příčném směru, které vede k vyšší  $\Delta$ -R funkci (viz obr. 7.10).



**Obrázek 7.9:** Závislost úhlu náběhu  $\alpha$  nabíhajícího kola  $W11$  (vlevo) a úhlu náběhu podvozku  $\alpha_p$  (vpravo) na nedostatku převýšení  $I$  pro jednotlivé poloměry oblouku.

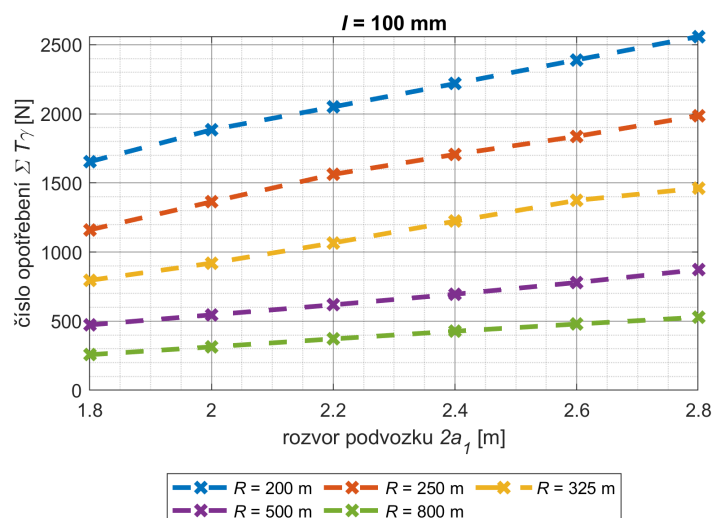
Obecně z uvedeného vyplývá, že při zvýšení nedostatku převýšení dochází k větším silovým účinkům v kontaktech vnějším kol a kolejnice. Vlivem působení odstředivé síly se podvozek natočí do takové polohy, kdy hodnota celkového čísla opotřebení s nárůstem nedostatku převýšení klesá, což je způsobeno právě vlivem skluzových poměrů. Zde se ukazuje, že součet čísla opotřebení může vykazovat odlišný trend než silové působení v kontaktu nabíhajícího kola.



**Obrázek 7.10:** Závislost příčného skluzu  $\gamma_y$  nabíhajícího kola W11 (vlevo) a podélného skluzu  $\gamma_x$  na vnějším kole druhého dvojkolá W21 (vpravo) na nedostatku převýšení  $I$  pro jednotlivé poloměry oblouku.

### 7.3 Rozvor podvozku

Jedním z důležitých konstrukčních rozměrových parametrů je rozvor podvozku, tedy vzdálenost os náprav dvojkolí jednoho podvozku. Celý podvozek se při jízdě obloukem natočí o určitý úhel náběhu. Je zřejmé, že pokud je rozvor podvozku delší, bude i vzájemné příčné vychýlení obou dvojkolí větší a vzpříčené polohy dosáhne takový podvozek již při menším úhlu náběhu.

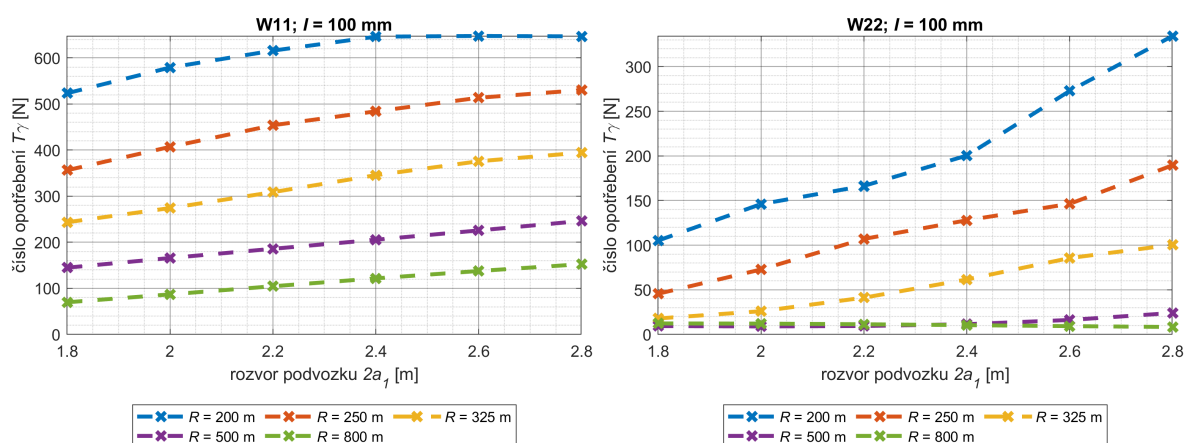


**Obrázek 7.11:** Závislost součtu čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$  na rozvoru podvozku  $2a_1$  pro různé poloměry oblouku.

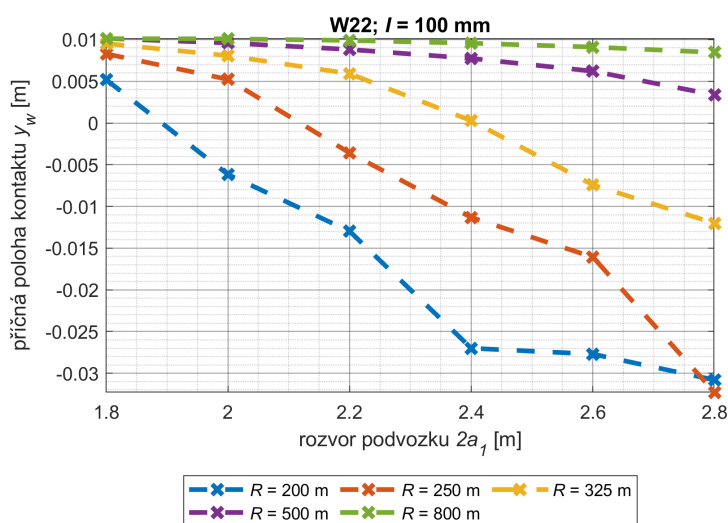
Ze závislosti na obr. 7.11 vyplývá, že s rostoucím rozvorem podvozku se zvyšuje i hodnota

součtu čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$ , což znamená, že narůstá také odpor z jízdy obloukem. Toto platí pro všechny zkoumané poloměry oblouku. Závislosti v tomto grafu mají přibližně lineární charakter, přičemž se mění sklon (směrnice) jednotlivých křivek pro jednotlivé poloměry oblouku.

Při zobrazení hodnot čísla opotřebení na jednotlivých kolech (viz obr. 7.12) si lze všimnout, že pro extrémně malý poloměr oblouku ( $R = 200$  m) od určité hodnoty rozvoru podvozku nedochází k navyšování čísla opotřebení  $T\gamma$  na nabíhající kole  $W11$ . Naopak dochází k výraznějšímu navýšení čísla opotřebení na vnitřním kole druhého dvojkolí podvozku  $W22$ . To je způsobeno zaujetím vzpříčené polohy podvozku, kdy již není možné podvozek více natočit kolem svislé osy. Poloha kontaktního bodu na vnitřním kole druhého dvojkolí je značně vychýlena, jak ukazuje obr. 7.13.

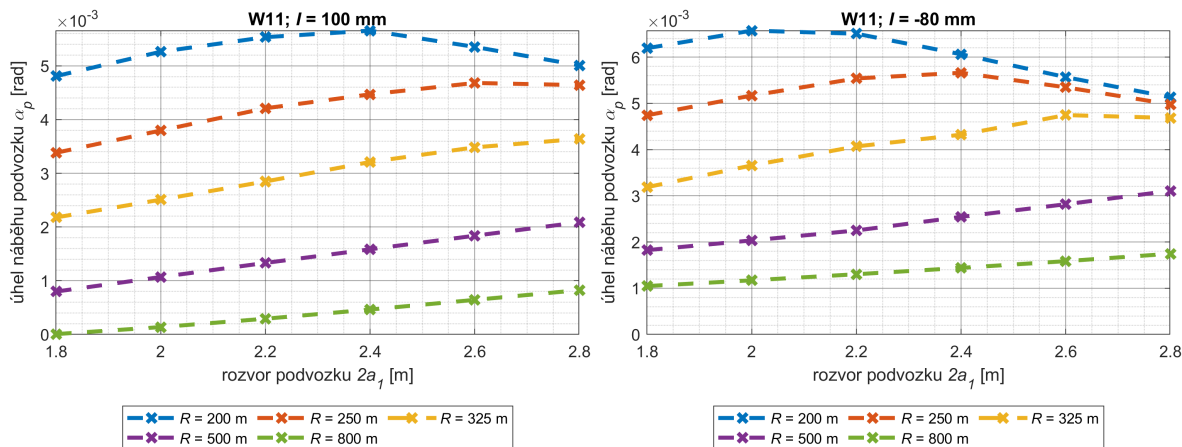


**Obrázek 7.12:** Závislosti součtu čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$  na rozvoru podvozku  $2a_1$  na nabíhající kole  $W11$  (vlevo) a vnitřním kole druhého dvojkolí  $W22$  (vpravo).

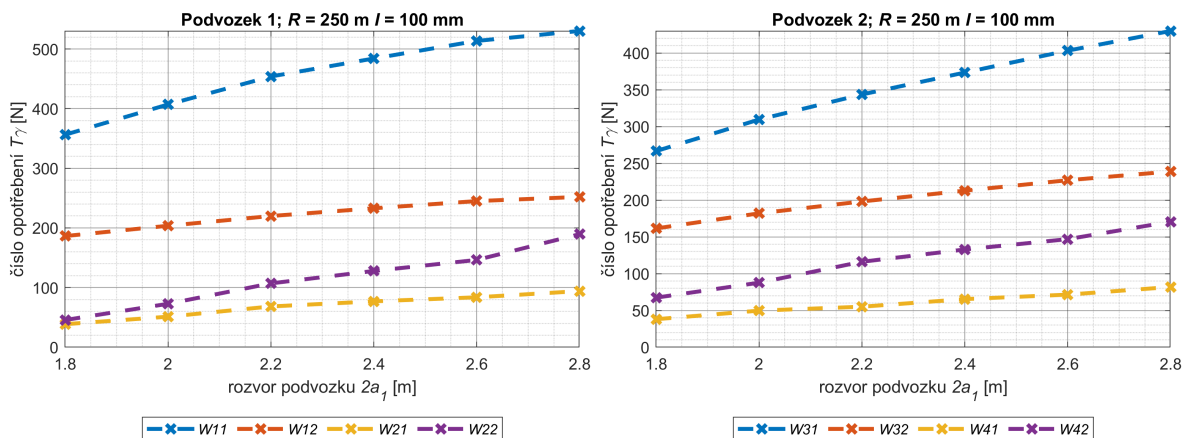


**Obrázek 7.13:** Příčná poloha kontaktu  $y_w$  na vnitřním kole druhého dvojkolí v závislosti na rozvoru podvozku  $2a_1$ .

Uvedený poznatek o dosažení vzpříčené polohy je zřejmý také při zobrazení úhlu náběhu prvního podvozku  $\alpha_p$  (viz obr. 7.14 vlevo), jehož hodnota se pro poloměr oblouku 200 m snižuje pro rozvory podvozku větší než 2,4 m. Při snížení hodnoty nedostatku převýšení (přebytku převýšení 80 mm) je tento efekt výraznější a úhel náběhu začne klesat již u menšího rozvoru podvozku (viz obr. 7.14 vpravo).



**Obrázek 7.14:** Úhel náběhu podvozku  $\alpha_p$  v závislosti na rozvoru podvozku  $2a_1$  pro jednotlivé poloměry oblouku pro nedostatek převýšení 100 mm (vlevo) a -80 mm (vpravo).



**Obrázek 7.15:** Číslo opotřebení  $T_\gamma$  na jednotlivých kolech vozidla v závislosti na rozvoru podvozku  $2a_1$  pro poloměr oblouku 250 m.

Z uvedeného vyplývá, že závislost součtu čísla opotřebení, a tedy i odporu z jízdy obloukem na rozvoru podvozku je téměř lineární. Ovšem při kombinaci velkých rozvorů podvozku a malých poloměrů oblouku se podvozek dostává do vzpříčené polohy, a tak je část práce skluzových sil realizována na vnitřním kole druhého dvojkolí W22 (viz obr. 7.15). Z toho vyplývá, že hodnotit dynamickou interakci kolo-kolejnice pomocí hodnoty čísla opotřebení nabíhajícího kola může být nedostatečné, pokud je cílem hodnotit odpor z jízdy

obloukem nebo poškozující účinky celého vozidla na kolej.

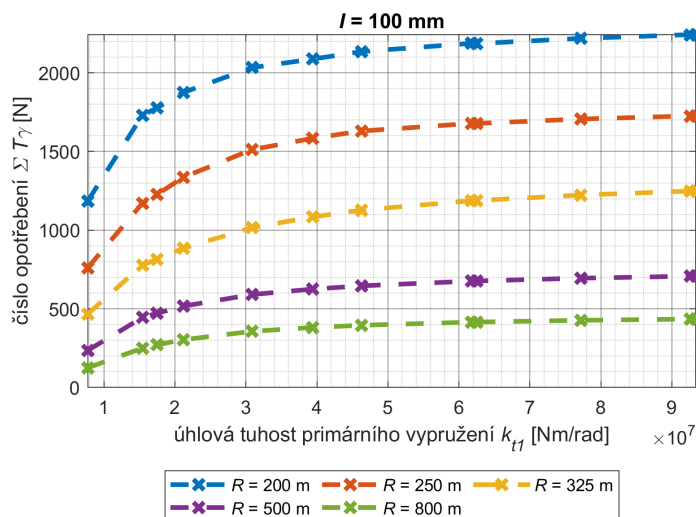
Zároveň se ukazuje, že úhel náběhu podvozku svými trendy dobře odpovídá číslu opotřebení, ale v případě vzpříčené polohy podvozku a značného posunutí kontaktního bodu na vnitřním kole druhého dvojkolí již tyto trendy neodpovídají (viz porovnání grafů na obr. 7.11 a 7.14).

## 7.4 Úhlová tuhost primárního vypružení

Dalším důležitým parametrem z hlediska odporu z jízdy obloukem je úhlová tuhost primárního vypružení  $k_{t1}$ <sup>i</sup>. Pro celé dvojkolí je definována vztahem:

$$k_{t1} = 2k_{x1}b_1^2 \quad (7.5)$$

kde  $k_{x1}$  je podélná tuhost primárního vypružení pro jedno kolo a  $b_1$  je příčná vzdálenost umístění primárního vypružení od středu dvojkolí. Z uvedeného vztahu vyplývá, že právě tyto parametry pro výpočet úhlové tuhosti mají vliv na její velikost, a jejich vhodným nastavením lze úhlovou tuhost modifikovat. Závislost součtu čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$  na velikosti úhlové tuhosti  $k_{t1}$ , jejíž hodnoty byly získány postupným měněním parametrů  $b_1$  a  $k_{x1}$ , je uvedena na obr. 7.16.



**Obrázek 7.16:** Závislost součtu čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$  na úhlové tuhosti primárního vypružení  $k_{t1}$  pro různé poloměry oblouku.

Charakter uvedené závislosti je silně nelineární. Jako vhodné se jeví popisovat tuto závislost logaritmickou funkcí:

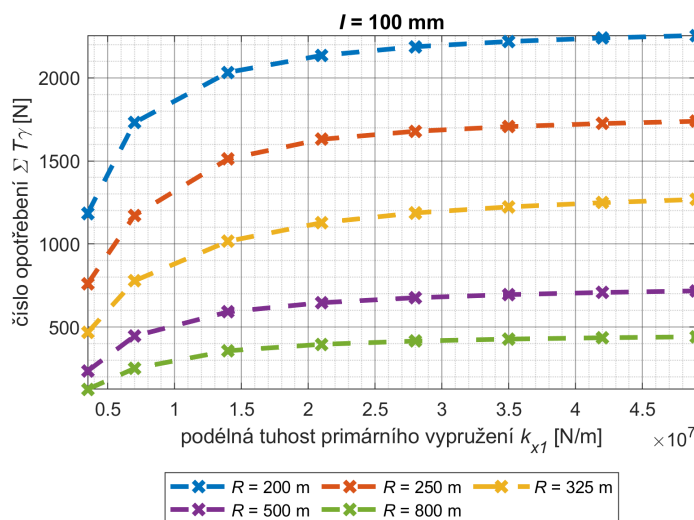
$$\Sigma T\gamma = a_1 \cdot \ln(k_{t1}) + a_2, \quad (7.6)$$

<sup>i</sup>V anglicky psané literatuře je úhlová tuhost primárního vypružení označována jako *primary yaw stiffness* a používá se zkratka *PYS*.

kde  $a_1$  a  $a_2$  jsou hledané koeficienty aproximační funkce. Více o této funkční závislosti a jejím využití bude uvedeno v kap. 8.

### 7.4.1 Vliv podélné tuhosti primárního vypružení

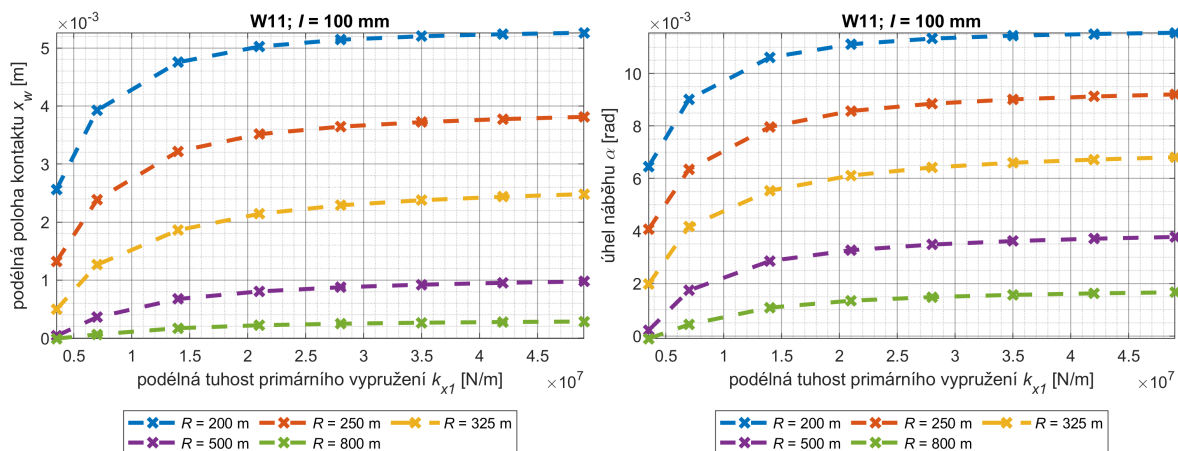
Při uvažování konstantní příčné vzdálenosti vypružení  $b_1$  má závislost součtu čísla opotřebení na podélné tuhosti primárního vypružení  $k_{x1}$  stejný charakter jako závislost pro úhlovou tuhost primárního vypružení (viz obr. 7.17). Hodnota příčné vzdálenosti v praxi není příliš variabilní, proto je modifikace podélné tuhosti vhodná pro snížení celkové úhlové tuhosti primárního vypružení. Tato tuhost je ale také důležitým parametrem ovlivňujícím stabilitu jízdy vozidla při vysokých rychlostech. Což naopak vede ke zvyšování úhlové tuhosti. Možnosti řešení tohoto problému jsou nastíněny v kap. 9.



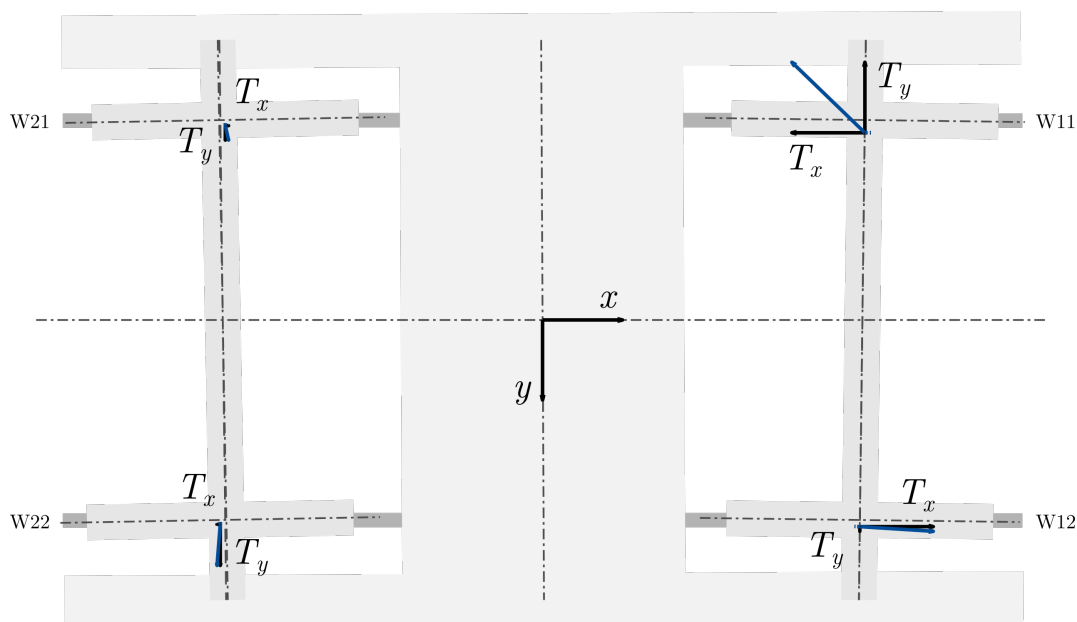
**Obrázek 7.17:** Závislost součtu čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$  na podélné tuhosti vypružení na jedno kolo  $k_{x1}$ .

Výrazné snížení podélné tuhosti primárního vypružení se projeví změnou podélné polohy kontaktního bodu  $x_w$  na nabíhající kole (viz obr. 7.18 vlevo). S tím souvisí i odpovídající změna úhlu náběhu  $\alpha$  na prvním dvojkolí zobrazená na stejném obrázku vpravo. Tento efekt ovlivňuje velikost příčné skluzové síly  $T_y$  na nabíhající kole, která má výrazný vliv na číslo opotřebení. Na uvedených grafech dochází k tomu, že při nejmenší uvažované hodnotě podélné tuhosti  $k_{x1} = 3,5 \text{ kN/mm}$  a poloměru oblouku 800 m jsou úhel náběhu a podélné posunutí kontaktu téměř nulové. To je stav, kdy mezi kolem a kolejnicí nevznikají skluzové účinky v příčném směru a veškerá práce skluzových sil realizovaná v tomto směru je důsledkem příčného posunutí dvojkolí, které vede k zvětšení sklonu dotykové plochy a vzniku spinového skluzu na nabíhající kole. Poloha jednotlivých částí podvozku a skluzové síly pro tento případ jsou graficky vykresleny na obr. 7.19. Ze zobrazení je

zřejmé, že na vnitřním kole prvního dvojkolí jsou pouze velmi malé příčné skluzové síly  $T_y$ , jelikož na rozdíl od vnějšího kola je spinový skluz na tomto kole malý.



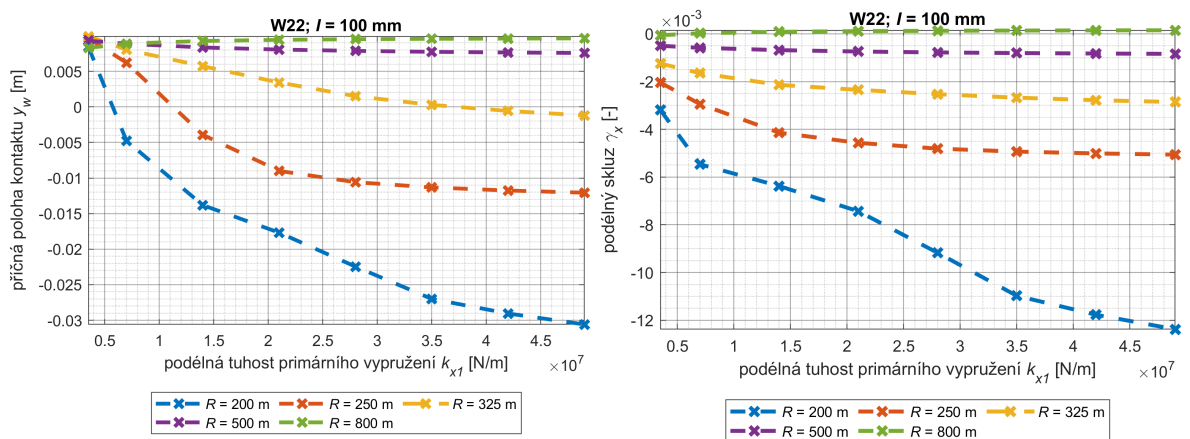
**Obrázek 7.18:** Závislosti podélného posunutí kontaktního bodu na nabíhajícím kole  $x_w$  (vlevo) a úhlu náběhu na prvním dvojkolí  $\alpha$  (vpravo) na podélné tuhost primárního vypružení  $k_{x1}$  pro jednotlivé poloměry oblouku.



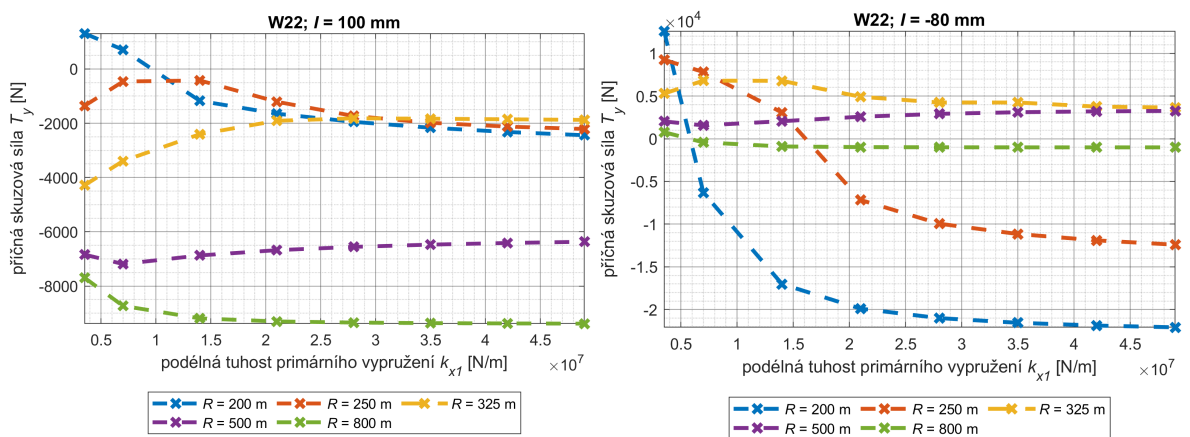
**Obrázek 7.19:** Zobrazení polohy podvozku a skluzových sil pro nejnižší uvažovanou hodnotu úhlové tuhosti primárního vypružení pro  $R = 800$  m a  $I = 100$  mm.

Na druhém dvojkolí podvozku se vliv změny podélné tuhosti primárního vypružení projeví především v příčné poloze kontaktu kolo-kolejnice  $y_w$  (viz obr. 7.20 vlevo), z čehož vyplývá vznik odpovídajících skluzů v podélném směru (viz obr. 7.20 vpravo). Náhlá změna charakteru křivky pro poloměr 200 m na těchto grafech je způsobena vznikem dvoubodového

kontaktu. Hodnota příčné skluzové síly se ale výrazně nezvyšuje (pro podmínky nedostatku převýšení 100 mm), takže nedochází k vzpříčené poloze podvozku (viz obr. 7.21 vlevo). Při snížení nedostatku převýšení se hodnota příčné skluzové síly výrazněji zvětšuje pro zvětšující se hodnoty podélné tuhost  $k_{x1}$ . Situace pro nedostatek převýšení -80 mm je zobrazena na obr. 7.21 vpravo. Zde již lze mluvit o vzpříčené poloze podvozku v poloměrech oblouku 200 a 250 m.



**Obrázek 7.20:** Závislosti příčné polohy kontaktu  $y_w$  (vlevo) a podélného skluzu  $\gamma_x$  (vpravo) na podélné tuhosti primárního vypružení  $k_{x1}$  pro vnitřní kola druhého dvojkolí W22 .

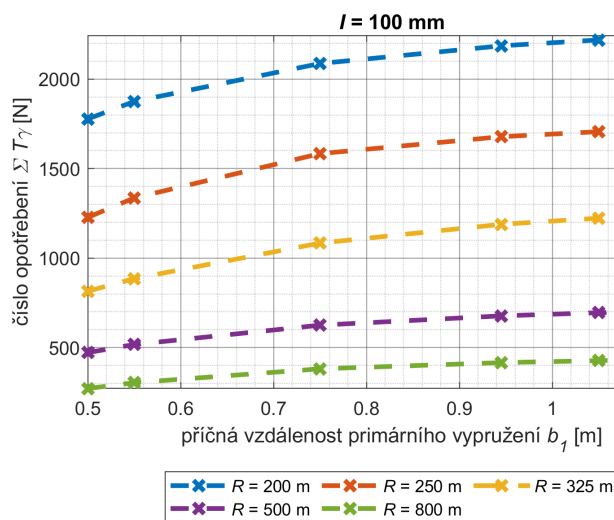


**Obrázek 7.21:** Příčná skluzová síla  $T_y$  v závislosti na podélné tuhosti primárního vypružení  $k_{x1}$  na vnitřním kole druhého dvojkolí W22 pro nedostatek převýšení 100 mm (vlevo) a -80 mm (vpravo).

Jednoduchým přepočtem podle vztahu (7.5) lze získat zobrazené křivky také v závislosti na úhlové tuhosti primárního vypružení  $k_{t1}$ . Ty pak mají stejný charakter.

## 7.4.2 Vliv příčné vzdálenosti primárního vypružení

Při konvenční konstrukci podvozku s vnějším rámem se příčná vzdálenost primárního vypružení téměř nemění. K velké změně ale může dojít vlivem konstrukce podvozku s vnitřním rámu, kde se příčná vzdálenost  $b_1$  výrazně sníží. Závislost součtu čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$  na příčné vzdálenosti  $b_1$  pro jednotlivé oblouky je uvedena na obr. 7.22.

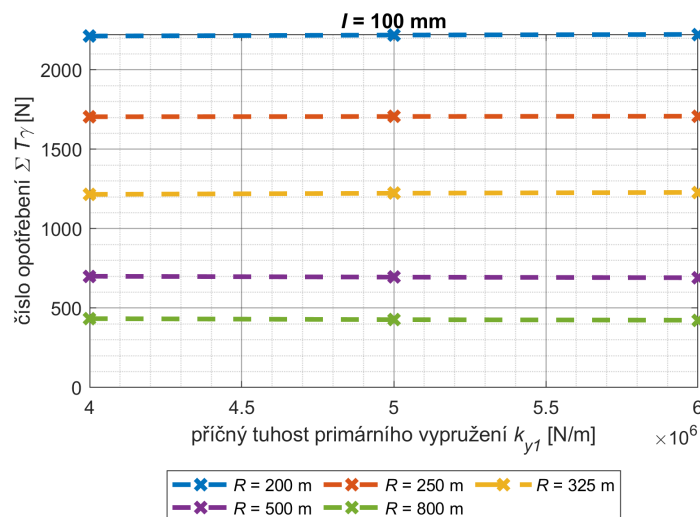


**Obrázek 7.22:** Závislost součtu čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$  na příčné vzdálenosti primárního vypružení  $b_1$  pro jednotlivé poloměry oblouku.

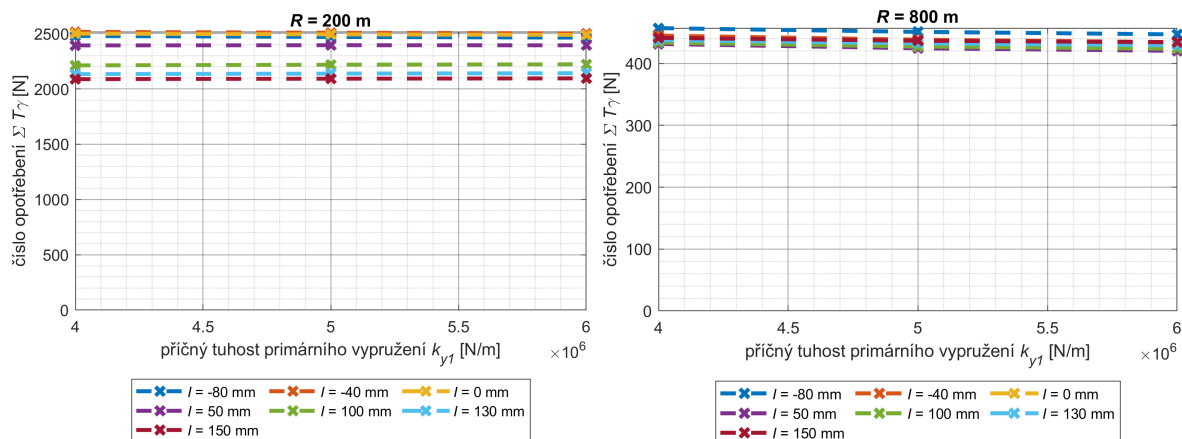
Příčná vzdálenost primárního vypružení je někdy nazývána jako příčná báze. V této práci je definovaná jako vzdálenost primárního vypružení od středu dvojkolí  $b_1$ . Její uvažované hodnoty (viz obr. 7.22) lze rozdělit na tři intervaly. Hodnoty  $b_1 \lesssim 0,6$  m reprezentují podvozek s vnitřním rámem, hodnoty  $b_1 \gtrsim 0,9$  podvozek s vnějším rámem a interval  $0,6 \lesssim b_1 \lesssim 0,9$  odpovídá speciální konstrukci, kde je primární vypružení umístěno nad osou kola, příkladem mohou být jednotky Talgo. Z uvedeného grafu jasně vyplývá, že z pohledu odporu z jízdy obloukem je vhodné konstruovat podvozky s vnitřním rámem, jelikož hodnoty součtu čísla opotřebení jsou v tomto intervalu nižší. Konstrukce podvozku s vnitřním rámem vede ke změnám v momentech setrvačnosti a hmotnosti rámu podvozku, ale i v tuhostech vypružení. Snížení příčné vzdálenosti změnou konstrukce, tak bývá doprovázeno zvýšením hodnoty podélné tuhosti primárního vypružení kvůli zajištění stability jízdy. Úprava konstrukce tak nezaručuje nižší hodnoty čísla opotřebení. Více se podvozkům s vnitřním rámem věnují například diplomové práce [42] a [43].

## 7.5 Příčná tuhost primárního vypružení

Dalším parametrem primárního vypružení, který může mít potenciálně vliv na číslo opotřebení, je příčná tuhost primárního vypružení  $k_{y1}$ . Hodnoty uvedené v následujících grafech odpovídají tuhosti na jedno kolo.



Obrázek 7.23: Závislost součtu čísla opotřebení  $\Sigma T_\gamma$  na příčné tuhosti primárního vypružení  $k_{y1}$  při nedostatku převýšení  $I = 100$  mm.



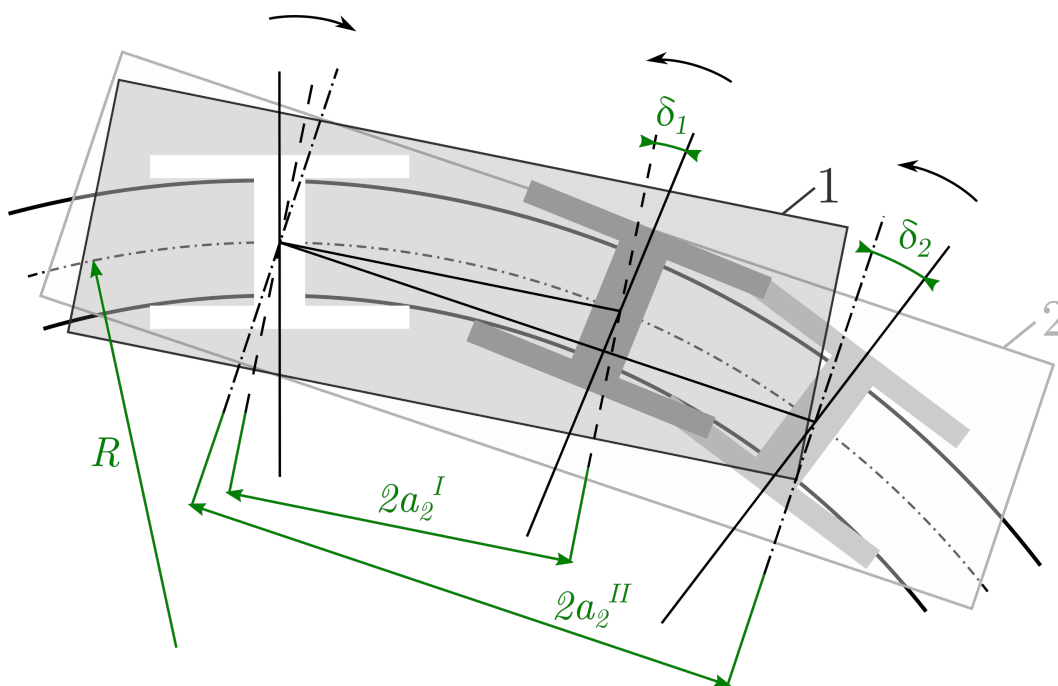
Obrázek 7.24: Závislost součtu čísla opotřebení  $\Sigma T_\gamma$  na příčné tuhosti primárního vypružení  $k_{y1}$  pro poloměr oblouku 200 m (vlevo) a 800 m (vpravo).

Na obr. 7.23 je zobrazena závislost součtu čísla opotřebení  $\Sigma T_\gamma$  na příčné tuhosti primárního vypružení pro jednotlivé poloměry oblouku a nedostatek převýšení 100 mm. Z grafu vyplývá, že změna příčné tuhosti nemá téměř žádný vliv na číslo opotřebení, zejména při porovnání s vlivem podélné tuhosti zobrazené na obr. 7.17. Pro potvrzení jsou na obr. 7.24 vykresleny odpovídající grafy pro všechny uvažované hodnoty nedostatku

převýšení. I z těchto grafů je zřejmé, že vliv příčné tuhosti je minimální. Při porovnání s ostatními vyšetřovanými parametry je vliv hodnoty příčné tuhosti na odpor z jízdy obloukem a číslo opotřebení zanedbatelný.

## 7.6 Vzdálenost středů podvozků

Vzdálenost středů podvozků  $2a_2$  ovlivňuje velikost úhlu, o který se musí podvozek vůči skříni natočit, aby byla zachována jeho radiální poloha. Na obr. 7.25 je tato situace zobrazena. Bílou barvou je zvýrazněn zadní podvozek společný pro obě uvažovaná vozidla. Tmavě šedou je označeno vozidlo 1 s menší vzdáleností středů podvozků  $2a_2^I$  a světle šedou vozidlo 2 s větší vzdáleností středů podvozků  $2a_2^{II}$ . Z geometrie vyplývá, že úhel natočení podvozků  $\delta_1$  je menší než úhel natočení podvozků  $\delta_2$ . Větší úhel vede k většímu silovému momentu působícímu proti natočení podvozků, který je nutné překonat.

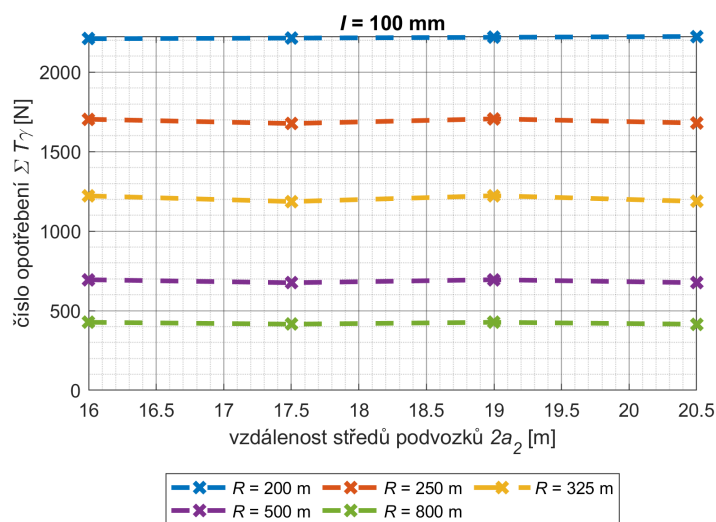


**Obrázek 7.25:** Grafické vyjádření vlivu vzdálenosti středů podvozků na natočení podvozků vůči skříni vozidla.

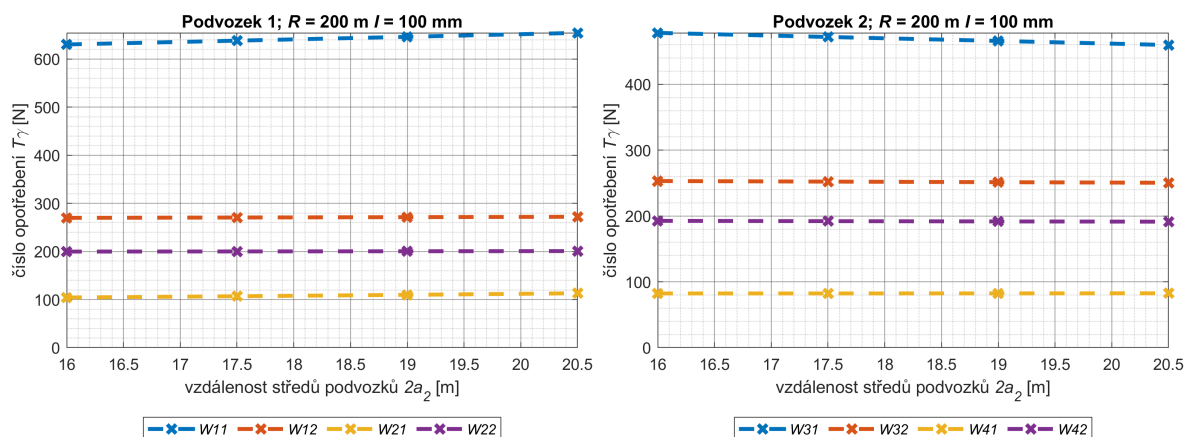
Pokud si situaci představíme z pohledu prvního podvozků, sekundární vypružení brání natočení podvozků ve směru oblouku, jak zobrazuje šipka nad úhlem natočení. Naopak z pohledu druhého (zadního) podvozků je již skříň vozidla natočena vlivem polohy prvního podvozků a tento podvozek je díky silovému momentu v sekundárním vypružení natáčen ve směru oblouku (viz smysl šipky nad podvozkem). Výsledkem je negativní účinek vzdálenosti středů podvozků na prvním podvozků a pozitivní účinek na druhém

podvozku. Tyto účinky se vzájemně vyruší a součet čísel opotřebení pro celé vozidlo nezávisí na hodnotě vzdálenosti středů podvozků (viz obr. 7.26).

Velikost vzdálenosti středů podvozků má vliv na hodnoty čísla opotřebení na nabíhajících kolech obou podvozků. Na nabíhajícím kole prvního podvozku se číslo opotřebení mírně zvyšuje s vyššími hodnotami vzdálenosti  $2a_2$ . Naopak u nabíhajícího kola zadního podvozku se hodnoty snižují. V případě ostatních kol zůstává hodnota čísla opotřebení nezávislá na vzdálenosti středů podvozků. Tato situace je zobrazena na obr. 7.27. Pro větší poloměry oblouku se vliv vzdálenosti středů podvozku snižuje.



**Obrázek 7.26:** Závislost součtu čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$  na vzdálenosti středů podvozků  $2a$  – pro různé poloměry oblouku.



**Obrázek 7.27:** Závislosti čísla opotřebení  $T\gamma$  na vzdálenosti středů podvozků  $2a_2$  na jednotlivých kolech prvního podvozku (vlevo) a druhého podvozku (vpravo) pro poloměr oblouku 200 m.

Uvedené závislosti odpovídají geometrické situaci postavení vozidla v oblouku. Pro nalezení ideální pozice prvního podvozku je potřeba, aby se podvozek vůči skříní více natočil,

což vede k zvětšení odporu z jízdy obloukem. Naopak druhý podvozek je vazbou se skříň vozidla natáčen směrem do oblouku, a proto je jeho odpor z jízdy obloukem menší.

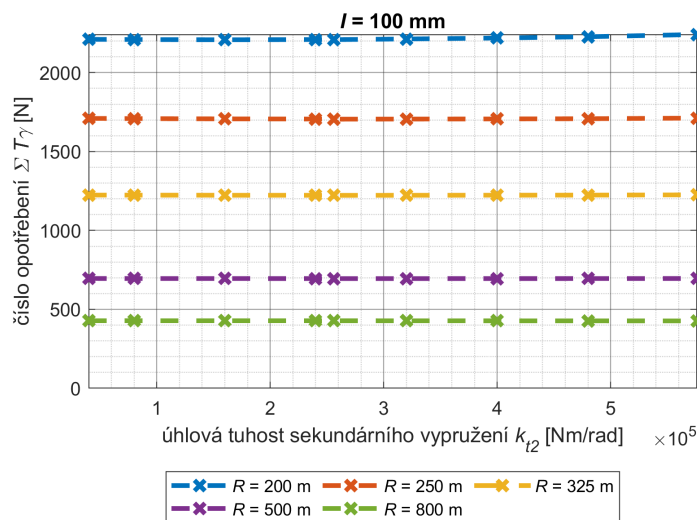
Z těchto závěrů jasně vyplývá, že pro hodnocení průjezdu vozidla obloukem, resp. odporu z jízdy obloukem je nutné sledovat celé vozidlo a vyhodnocovat veličiny na všech kolech vozidla.

## 7.7 Úhlová tuhost sekundárního vypružení

Stejně jako je definována úhlová tuhost primárního vypružení (viz kap. 7.4 a rov. (7.5)), lze definovat i úhlovou tuhost sekundárního vypružení jako:

$$k_{t2} = 2k_{x2}b_2^2, \quad (7.7)$$

kde  $k_{x2}$  je podélná tuhost sekundárního vypružení na polovinu podvozku a  $b_2$  je příčná vzdálenost osy vypružení od středu podvozku. Sekundární vypružení je v modelu vozidla koncipováno jako dvojice lineárních pružin spojujících rám podvozku a skříň vozidla. Tyto pružiny jsou umístěny v příčné ose podvozku. Jedná se tedy o zjednodušený model ve srovnání s dnes běžně používanými vzduchovými pružinami u lehkých jednotek pro osobní dopravu.

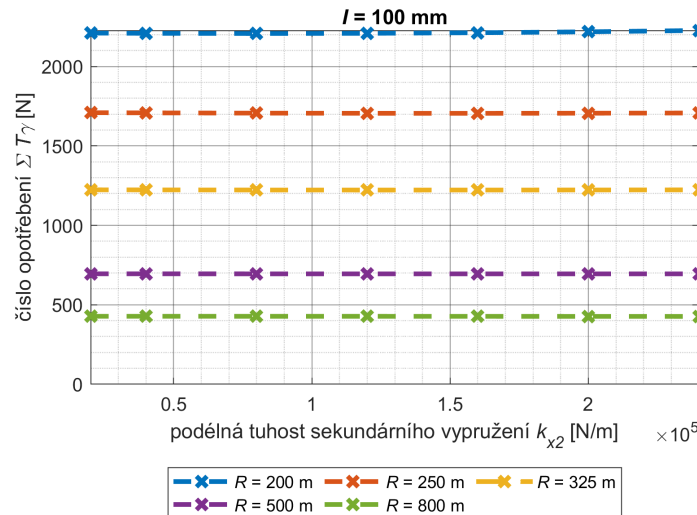


**Obrázek 7.28:** Závislost součtu čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$  na úhlové tuhosti sekundárního vypružení  $k_{t2}$  pro jednotlivé poloměry oblouku a nedostatek převýšení 100 mm.

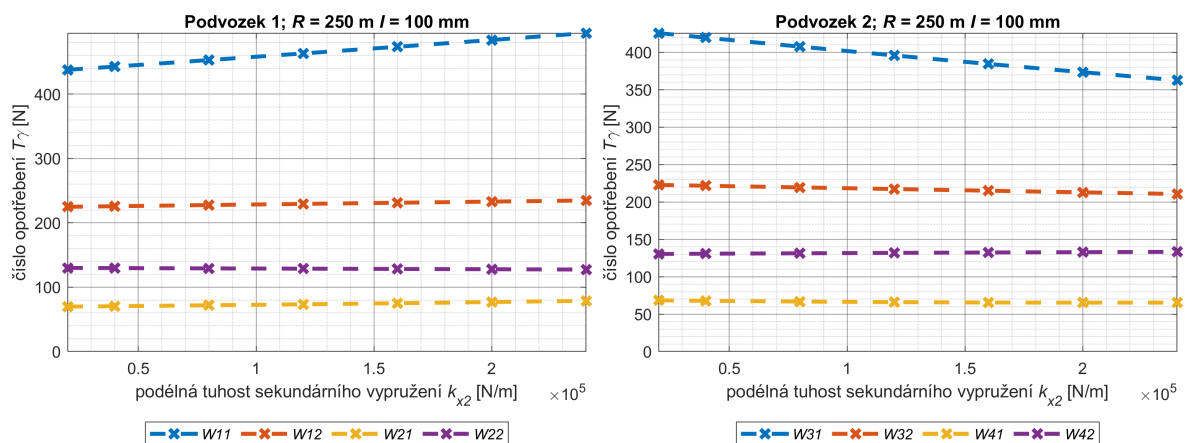
Z grafu na obr. 7.28 vyplývá, že úhlová tuhost sekundárního vypružení nemá zásadní vliv na součet čísel opotřebení na všech kolech vozidla, a tedy ani na celkový odpor z jízdy obloukem a opotřebení kolejnic.

### 7.7.1 Vliv podélné tuhosti sekundárního vypružení

Pokud budeme uvažovat konstantní hodnotu příčné vzdálenost  $b_2$ , která se v praxi příliš nemění, získáme stejné závislosti na podélné tuhosti sekundárního vypružení  $k_{x2}$  (viz obr. 7.29).



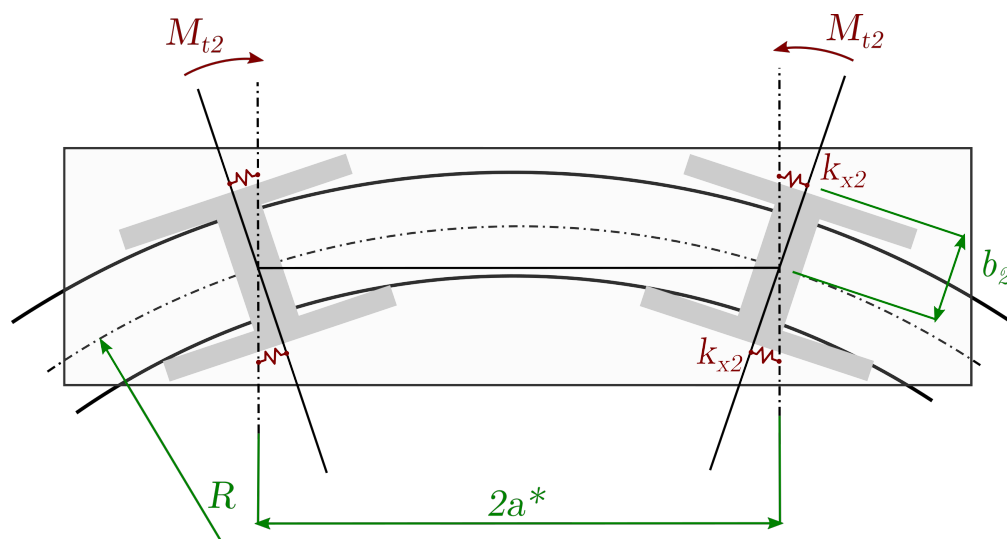
**Obrázek 7.29:** Závislost součtu čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$  na podélné tuhosti sekundárního vypružení  $k_{x2}$  pro jednotlivé poloměry oblouku a nedostatek převýšení  $I = 100$  mm.



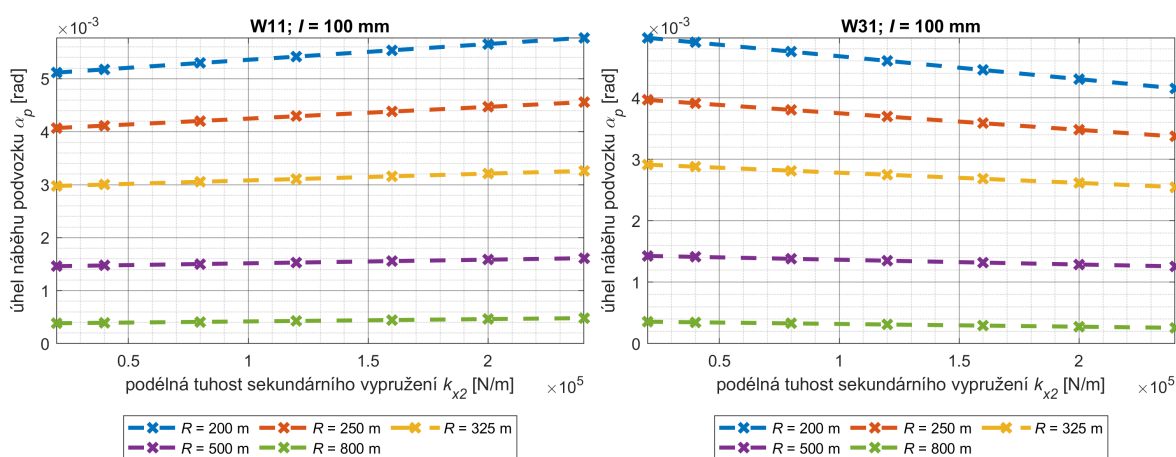
**Obrázek 7.30:** Hodnoty čísla opotřebení  $T\gamma$  na jednotlivých kolech vozidla v závislosti na podélné tuhosti sekundárního vypružení  $k_{x2}$  pro poloměr oblouku  $R = 250$  m a nedostatek převýšení  $I = 100$  mm.

Pokud se ale zaměříme na jednotlivá kola, zjistíme, že tento parametr má výraznější vliv na nabíhající kola obou podvozků (podobně jako vzdálenost středů podvozků). Na nabíhajícím kole prvního podvozku se číslo opotřebení lineárně zvětšuje s nárůstem podélné tuhosti, a naopak u nabíhající kola druhého podvozku dochází k lineárnímu snížení hod-

noty čísla opotřebení. Grafy závislostí čísla opotřebení na podélné tuhosti sekundárního vypružení pro všechna kola vozidla jsou zobrazeny na obr. 7.30. Sklon lineárních závislostí na nabíhajících kolech se snižuje s vyššími hodnotami poloměru oblouku.



**Obrázek 7.31:** Grafické zobrazení parametrů ovlivňujících úhlovou tuhost sekundárního vypružení v kontextu celého vozidla.

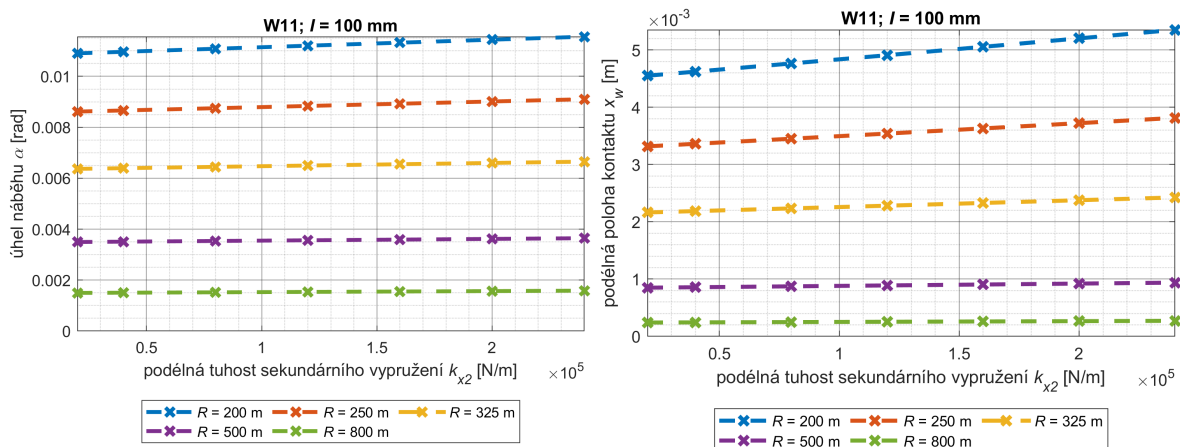


**Obrázek 7.32:** Závislost úhlu náběhu podvozku  $\alpha_p$  na podélné tuhosti sekundárního vypružení  $k_{x2}$  na prvním podvozku (vlevo) a na druhém podvozku (vpravo) pro jednotlivé poloměry oblouku.

Situace je také graficky zobrazena na obr. 7.31, který ukazuje, že při dodržení radiální polohy obou podvozků vznikají v sekundárním vypružení silové momenty, které působí v opačných směrech. První podvozek je tímto momentem natáčen ve směru, který zvětšuje jeho úhel náběhu. Naopak moment, který působí na druhý podvozek, způsobuje snížení úhlu náběhu tohoto podvozku. Velikost momentu je potom závislá na úhlové a tedy i podélné tuhosti sekundárního vypružení. Při zvyšující se hodnotě tuhosti, a tedy i mo-

mentu proti natočení podvozku, dojde k menšímu natočení podvozku vůči skříní vozidla a úhel náběhu na prvním podvozku bude větší. Naopak na druhém podvozku se úhel náběhu bude zmenšovat. Tomu odpovídají také grafy na obr. 7.32.

Stejné trendy vykazují také závislosti úhlu náběhu prvního dvojkolí a podélné posunutí kontaktního bodu na nabíhající kole na podélné tuhosti sekundárního vypružení, které jsou zobrazeny na obr. 7.33. Z toho vyplývá, že se tyto změny projeví v příčném skluzu a příčné skluzové síle, které mají vliv na číslo opotřebení  $T\gamma$ .



**Obrázek 7.33:** Hodnoty úhlu náběhu  $\alpha$  (vlevo) a podélné polohy kontaktu  $x_w$  (vpravo) na nabíhajícího kola W11 v závislosti na podélné tuhosti sekundárního vypružení  $k_{x2}$  pro jednotlivé poloměry oblouku.

Charakter závislosti uvedených parametrů na úhlové tuhosti sekundárního vypružení  $k_{t2}$  je shodný s uvedenými grafy, což také vyplývá z rov. (7.7).

Z pohledu kol vozidla lze očekávat, že při zvyšující se úhlové tuhosti sekundárního vypružení se budou zvětšovat i rozdíly v opotřebení nabíhajících kol obou podvozků. Opotřebení vnější kolejnice se ale měnit nebude.

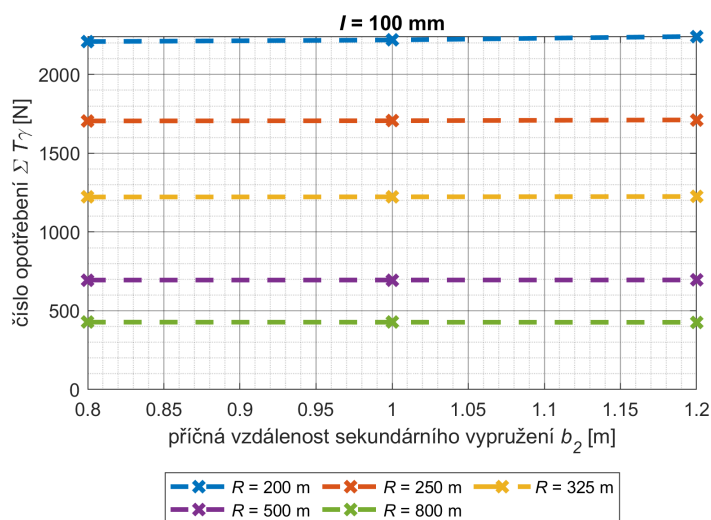
Na těchto závislostech je vidět stejný trend jako při rozboru vlivu vzdálenosti středů podvozku a uvedený rozbor potvrzuje a doplňuje informace o vlivu sekundárního vypružení a vzdálenosti podvozků.

### 7.7.2 Vliv příčné vzdálenosti sekundárního vypružení

Alternativou ke změně podélné tuhosti se změna v příčné vzdálenosti sekundárního vypružení  $b_2$  nebo také příčná báze sekundárního vypružení, která vyjadřuje polohu sekundární pružiny od středu podvozku. Úhlová tuhost sekundárního vypružení je pak přímo úměrná druhé mocnině této vzdálenosti (viz rov. (7.7)). Součet čísla opotřebení v závislosti

na příčné vzdálenosti sekundárního vypružení je uveden na obr. 7.34. Vzdálenost  $b_2$  nemá výrazný vliv na velikost čísla opotřebení, což je očekávaná vlastnost po zohlednění výše uvedených skutečností.

Hodnoty této veličiny jsou omezeny rozměrovými možnostmi konstrukce vozidla. Jelikož vliv příčné vzdálenosti  $b_2$  je minimální, není důvod realizovat výpočty s dalšími hodnotami.

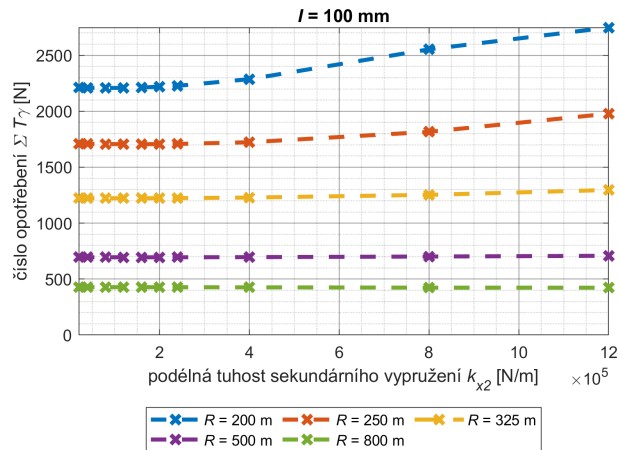


**Obrázek 7.34:** Závislost součtu čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$  na příčné vzdálenosti sekundárního vypružení  $b_2$  pro jednotlivé poloměry oblouku a nedostatek převýšení  $I = 100$  mm.

### 7.7.3 Situace při výrazném zvýšení podélné tuhosti sekundárního vypružení

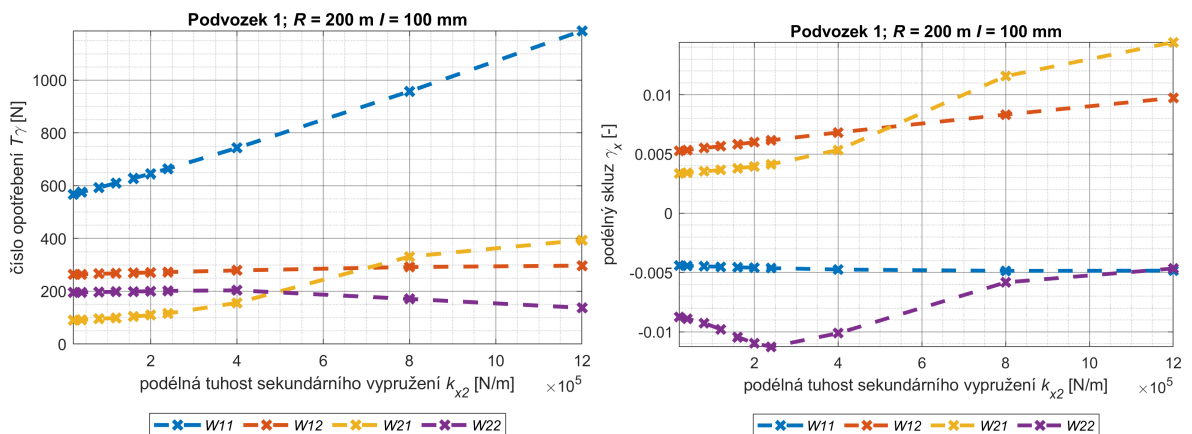
Uvedené získané poznatky o vlivu úhlové tuhosti sekundárního vypružení jsou používány dále v práci při dalším vyhodnocení. Je však nutné poznamenat, že prezentované závěry platí pro použité hodnoty parametrů vypružení a vozidla. Teoreticky se lze zabývat otázkou, jak se situace změní pokud se bude hodnota podélné tuhosti sekundárního vypružení dále zvyšovat, což je zobrazeno na obr. 7.35. Z grafu na obrázku je patrné, že obloucích o velmi a extrémně malých poloměrech, za podmínek výrazně vyšší podélné tuhosti sekundárního vypružení, hodnota součtu čísel opotřebení narůstá. U poloměrů oblouku 325 m a větších lze vliv parametrů sekundárního vypružení na součet čísla opotřebení stále zanedbávat.

Tato změna trendu charakteristiky pro oblouk s extrémně malým poloměrem je způsobena změnou hodnoty čísla opotřebení na vnějším kole druhého dvojkolí  $W21$  (viz obr. 7.36 vlevo). K obdobné změně trendu dochází i na druhém dvojkolí zadního podvozku, tedy na kole  $W41$ . Změna trendů je patrná také ze závislostí pro podélný skluz  $\gamma_x$  (viz obr. 7.36



**Obrázek 7.35:** Závislost součtu čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$  na úhlové tuhosti sekundárního vypružení  $k_{t2}$  při postupném zvyšování podélné tuhosti  $k_{x2}$ .

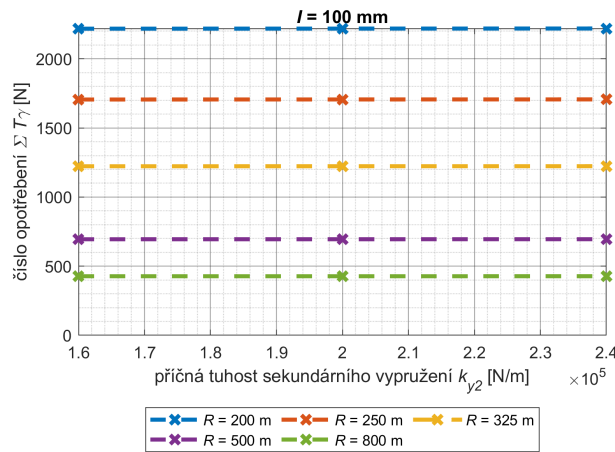
vpravo) na druhém dvojkolí podvozku (kolech  $W21$  a  $W22$ ). Tyto změny nastávají v důsledku většího úhlu náběhu podvozku (sekundární vypružení brání potřebnému natočení podvozku), a tím se vnitřní kolo druhého dvojkolí předního podvozku  $W22$  dostává do vzpříčené polohy a kontakt kolo-kolejnice do oblasti okolku. S tím souvisí výraznější nárůst skluzů na zadním dvojkolí. Tento efekt není dostatečně kompenzován snížením čísla opotřebení na zadním podvozku, proto celkové číslo opotřebení roste. Při průjezdu větším poloměrem oblouku tato situace nenastává.



**Obrázek 7.36:** Závislost čísla opotřebení  $T\gamma$  (vlevo) a podélného skluzu  $\gamma_x$  (vpravo) na podélné tuhosti sekundárního vypružení  $k_{x2}$  na jednotlivých kolech předního podvozku pro podmínky poloměru oblouku 200 m a nedostatku převýšení 100 mm.

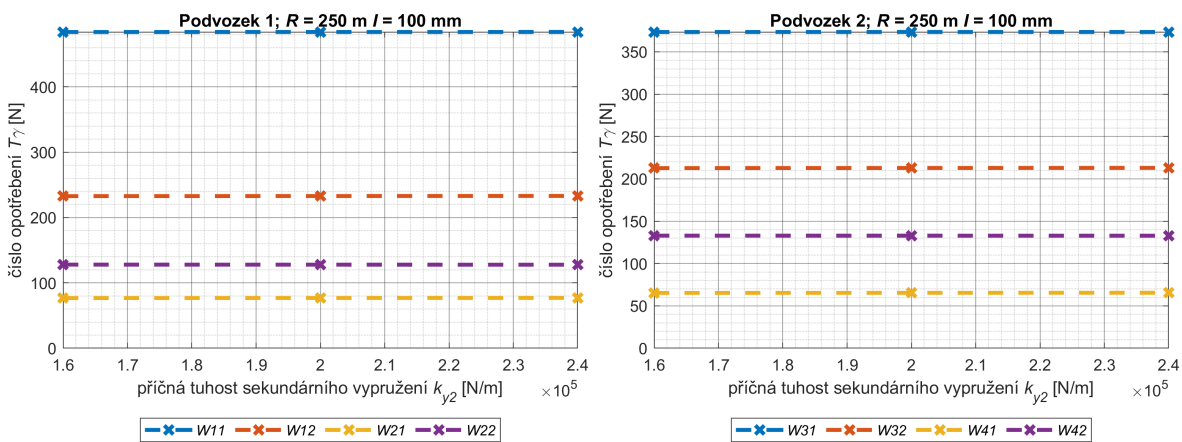
## 7.8 Příčná tuhost sekundárního vypružení

Hodnoty příčné tuhosti sekundárního vypružení  $k_{y2}$  jsou uváděny na polovinu podvozku. Uložení sekundárních pružin je uvažováno v příčné ose podvozku, proto tato tuhost nemá vliv na natočení podvozku a nezapočítává se do úhlové tuhosti sekundárního vypružení. Obdobně jako u vlivu příčné tuhosti primárního vypružení (viz kap. 7.5) je i vliv příčné tuhosti sekundárního vypružení v porovnání s ostatními parametry zcela zanedbatelný. To ukazují i závislosti uvedené na obr. 7.37.



**Obrázek 7.37:** Závislosti součtu čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$  na příčné tuhosti sekundárního vypružení  $k_{y2}$  pro jednotlivé poloměry oblouku  $R$ .

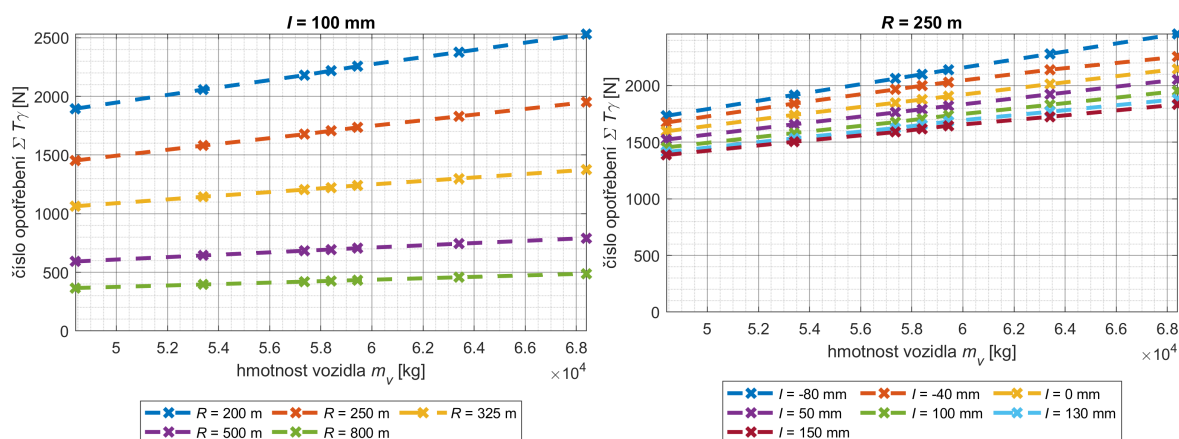
Oproti ostatním parametrům sekundárního vypružení (viz výše) zde neplatí, že se negativní účinky na prvním podvozku vyruší s pozitivními účinky na druhém podvozku. To je prokázáno závislostmi čísla opotřebení na příčné tuhosti sekundárního vypružení pro jednotlivá kola na obr. 7.38, které jsou prakticky konstantní.



**Obrázek 7.38:** Závislosti čísla opotřebení  $T\gamma$  na příčné tuhosti sekundárního vypružení  $k_{y2}$  pro jednotlivá kola vozidla při průjezdu obloukem o poloměru 250 m.

## 7.9 Hmotnost vozidla

Vzhledem k tomu, že číslo opotřebení  $T\gamma$  je závislé na skluzových silových účincích v kontaktu kolo-kolejnice lze očekávat, že hmotnost vozidla, která přímo ovlivňuje velikosti sil v kontaktu, bude mít také vliv na číslo opotřebení. Tento předpoklad je potvrzen grafy na obr. 7.39, ze kterých je zřejmé, že hodnota součtu čísel opotřebení pro všechna kola vozidla lineárně narůstá s přibývajícím hmotností skříně vozidla  $m_v$ . Grafy ukazují závislosti pro jednotlivé poloměry oblouku  $R$  a nedostatky převýšení  $I$ .



**Obrázek 7.39:** Závislosti součtu čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$  na hmotnosti vozidla  $m_v$  pro jednotlivé poloměry oblouku  $R$  (vlevo) a nedostatky převýšení  $I$  (vpravo).

Hodnoty hmotnosti vozidla jsou v simulacích modifikovány změnou hmotnosti skříně vozidla nebo rámů podvozků.

Pro stanovení odporu z jízdy obloukem se běžně používá měrný odpor z jízdy obloukem  $o_R$ :

$$o_R = \frac{O_R}{m_v g} = \frac{a}{R + b}, \quad (7.8)$$

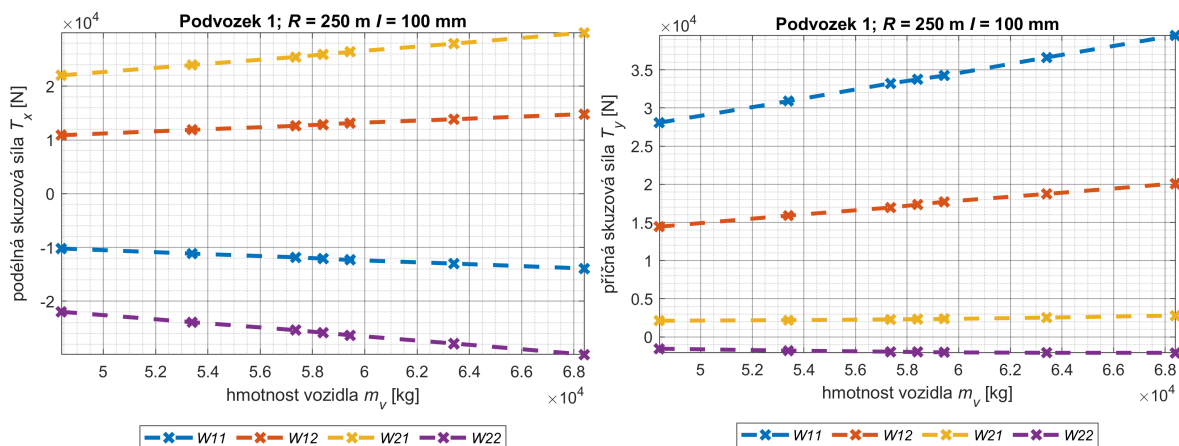
který je závislý pouze na hodnotě poloměru oblouku. Z toho vyplývá, že odpor z jízdy obloukem se vypočítá jako:

$$O_R = \frac{a}{R + b} \cdot m_v g \quad [\text{N}]. \quad (7.9)$$

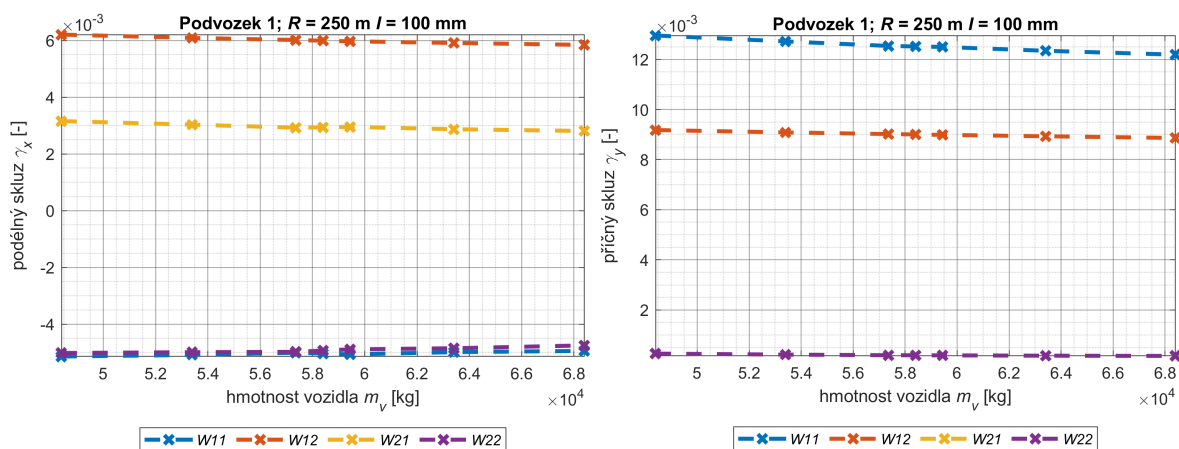
Tento vztah předpokládá, že lineární závislosti zobrazené na obr. 7.39 (vlevo) vycházejí z bodu  $[0,0]$ , tedy že konstantní člen funkčních předpisů je nulový. Aproximaci těchto závislostí se více věnuje kap. 8.

Na obr. 7.40 jsou zobrazeny skluzové síly v podélném a příčném směru všech kol prvního podvozku v závislosti na hmotnosti vozidla. Z uvedených grafů je patrný nárůst hodnoty těchto sil při nárůstu hmotnosti. To ovšem neplatí u podélných a příčných skluzů jejichž

hodnoty se s narůstající hmotností vozidla velmi mírně snižují (viz obr. 7.41). Tento efekt je ale zanedbatelný v porovnání s vlivem hmotnosti na velikost silových účinků v kontaktu kolo-kolejnice, a tak se číslo opotřebení i odpor z jízdy obloukem s přibývajícím hmotností vozidla zvyšují.



**Obrázek 7.40:** Závislosti podélné skluzové síly  $T_x$  (vlevo) a příčné skluzové síly  $T_y$  (vpravo) na jednotlivých kolech prvního podvozku na hmotnosti vozidla  $m_v$ .



**Obrázek 7.41:** Závislosti podélného skluzu  $\gamma_x$  (vlevo) a příčného skluzu  $\gamma_y$  (vpravo) na jednotlivých kolech prvního podvozku na hmotnosti vozidla  $m_v$ .

## 7.10 Zhodnocení výsledků

Největší vliv na součet čísla opotřebení pro celé vozidlo, které odpovídá i odporu z jízdy obloukem, na základě provedené citlivostní analýzy mají:

- poloměr oblouku  $R$ ,

- rozvor podvozku  $2a_1$ ,
- úhlová tuhost primárního vypružení  $k_{t1}$ ,
- hmotnost vozidla  $m_v$ .

Vliv poloměru oblouku je již běžně uvažován při výpočtech odporu z jízdy obloukem a je správně používána hyperbolická závislost. Vliv rozvoru podvozku ukazuje, že pokud dojde k vyčerpání volného kanálu koleje a podvozek se dostane do vzpříčené polohy, část skluzových účinků se přesune z nabíhajícího kola na vnitřní kolo druhého dvojkolí. Závislost odporu z jízdy obloukem na rozvoru podvozku je však lineární. Vliv úhlové tuhosti primárního vypružení má logaritmický charakter. Hodnoty odporu z jízdy obloukem rychle klesají při nízkých hodnotách této tuhosti. Toto chování ukazuje na možnosti snížení odporu z jízdy obloukem volbou vhodné konstrukce vozidla a jeho silových prvků. Hmotnost vozidla přímo ovlivňuje velikost skluzových sil a odpor z jízdy obloukem je na hmotnosti lineárně závislý.

Analýza vlivu parametrů sekundárního vypružení ukázala, že zvyšováním úhlové tuhosti sekundárního vypružení dochází z zvýšení odporu proti natočení podvozku. Ten má na prvním podvozku negativní účinek, jelikož se podvozek musí natočit vůči vozidlu a tento odpor překonat. Naopak u druhého podvozku má odpor pozitivní účinek, jelikož se podvozek lépe natočí vůči skříni vozidla. Z pohledu součtu čísla opotřebení pro celé vozidlo se tyto účinky vyrovnávají a na jeho hodnotu má sekundární vypružení zanedbatelný vliv (pro uvažovaný rozsah hodnot parametrů sekundárního vypružení). Ovšem u nabíhajících kol lze očekávat větší opotřebení na prvním podvozku než na druhém podvozku.

Z uvedeného vyplývá, že pokud se zabýváme opotřebením kola a kolejnic, např. z důvodu porovnání přívětivosti vozidel k trati a nastavení poplatků za použití dopravní cesty, je nutné vyhodnocovat číslo opotřebení na všech kolech vozidla a nelze přijímat závěry na základě jeho vyhodnocení pouze na nabíhajícím kole nebo na jednom podvozku.

## Kapitola 8

# Návrh metodiky pro hodnocení dynamických účinků jízdy vozidla na kolej v oblouku koleje

Cílem této kapitoly je nalezení takové více parametrické funkce, která umožní s dostatečnou přesností stanovit součet čísel opotřebení na všech kolech, tedy odpor z jízdy obloukem pouze na základě dosazení hodnot vybraných parametrů, které mají na odpor z jízdy obloukem zásadní vliv.

Hledání takového řešení je žádoucí, jelikož nahrazuje potřebu realizace simulačních výpočtů pro stanovení čísla opotřebení. To se vyhodnocuje zejména za účelem hodnocení dynamických účinků jízdy vozidla na trať, které vedou k poškozujícím účinkům, a tedy pro stanovení poplatků za použití dopravní cesty správcem železniční infrastruktury. Simulační výpočty jsou časově náročné a vyžadují znalost značného množství parametrů vozidla.

Hodnota odporu z jízdy obloukem je důležitá veličina pro trakční mechaniku a řešení pohybové rovnice vlaku. Z tohoto pohledu je v současnosti používaný vztah pro odpor z jízdy obloukem závislý na poloměru oblouku a hmotnosti vozidla. Získané poznatky z citlivostní analýzy ukazují další parametry, které je potřeba při výpočtech uvažovat pro podrobnější popis odporu z jízdy obloukem, což vede k zpřesnění výsledků.

### 8.1 Zavedení vlivu vybraných parametrů

Při hledání vhodného modelu, který by popisoval chování čísla opotřebení, a tedy i odporu z jízdy obloukem v závislosti na dalších parametrech vozidla, bylo postupováno na základě následujících pravidel:

- Základní model je založen na hyperbolické závislosti součtu čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$  na poloměru oblouku  $R$ , což odpovídá v současné době používaným vztahům pro určování odporu z jízdy obloukem např. pro potřeby trakčních výpočtů.
- Parametr nedostatku převýšení není přímo zohledněn v daném modelu, jelikož se nejedná o parametr vozidla, ale o veličinu, která se během jízdy může měnit. Pro jednotlivé zkoumané hodnoty nedostatku převýšení jsou definovány sady koeficientů modelu.
- Na základě citlivostní analýzy byly vybrány parametry vozidla, které mají nezanedbatelný vliv na hodnoty čísla opotřebení. Ty byly do vztahu zaváděny pomocí funkčních závislostí, kdy pro základní hodnoty referenčního modelu vozidla je výstupem hodnota 1. Pokud hodnota parametru vozidla má zvyšující vliv na číslo opotřebení, je výstupní hodnota z funkce vyšší než 1 a naopak.

Pomocí uvedené metody lze zavádět vliv jednotlivých parametrů postupně a nezávisle. Je však nutné si uvědomit, že model vychází z určitého referenčního modelu vozidla.

### 8.1.1 Vliv poloměru oblouku

Ze závislosti čísla opotřebení na poloměru oblouku vyplývá, že se jedná o nepřímou úměru mezi veličinami. Vhodnou možností pro nalezení aproximační funkce je hyperbola. Tomu odpovídají i základní modely pro výpočet odporu z jízdy obloukem v závislosti na poloměru oblouku.

Pro zjištění vhodného tvaru aproximační funkce byly uvažovány 2 varianty:

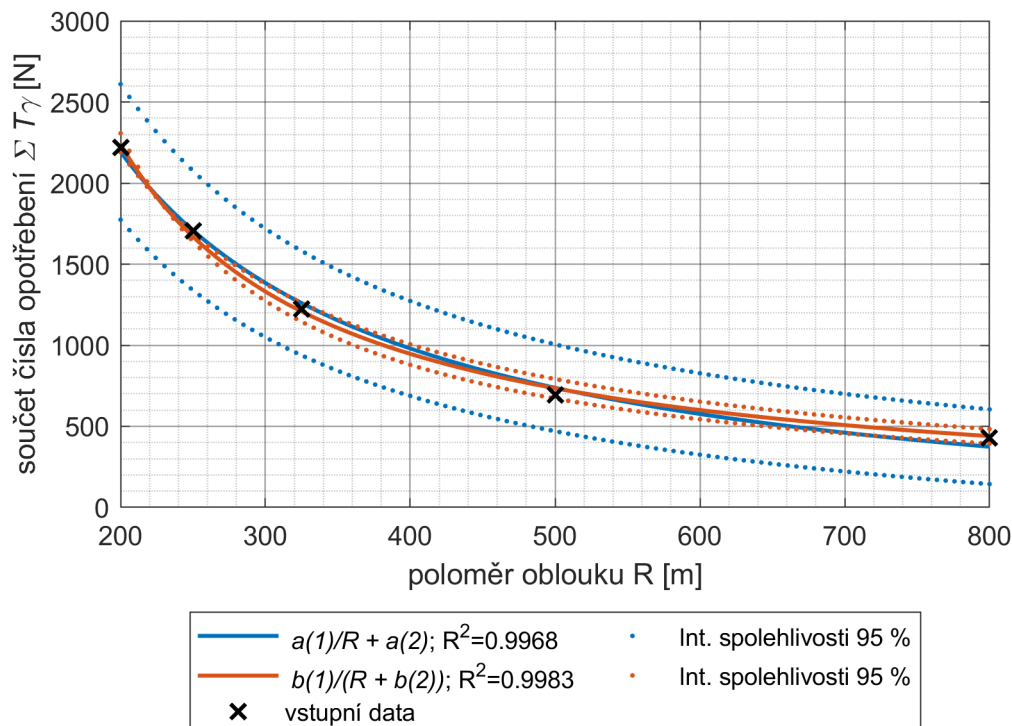
- Varianta A

$$\Sigma T\gamma_a = \frac{a(1)}{R} + a(2) \quad (8.1)$$

- Varianta B

$$\Sigma T\gamma_b = \frac{b(1)}{R + b(2)} \quad (8.2)$$

Tyto dvě varianty jsou dále rozvíjeny a pro referenční model vozidla jsou křivky těchto aproximačních funkcí vykresleny na obr. 8.1. V celé této kapitole je varianta A vykreslována modrou barvou a varianta B oranžovou barvou.



**Obrázek 8.1:** Zobrazení aproximačních funkcí závislosti součtu čísla opotřebení na poloměru oblouku.

Uvedené aproximační funkce s velmi dobrou přesností odpovídají vstupním datům, jelikož hodnoty tzv. koeficientu determinace označovaného jako  $R^2$ , který představuje míru kvality regresního modelu, jsou vyšší než 0,99, kdy 1 je jeho maximum. To značí, že získané regresní závislosti dobře popisují data získané ze simulací. Z pohledu intervalu spolehlivosti je rozdíl větší. U varianty B je pás spolehlivosti kolem regresní přímky užší, což znamená větší přesnost modelu a lepší přizpůsobivost změnám ve vstupních datech. Naopak u varianty A je pás spolehlivosti širší, což značí větší variabilitu, tedy model je méně citlivý na případné nepředvídané výchyly ve vstupních datech.

Pro zavedení vlivů dalších parametrů byl zvolen postup, kdy parametry  $a(1), a(2), b(1), b(2)$  pro výchozí nastavení modelu byly stanoveny jako konstanty:

$$\begin{aligned} k_a = a(1) &= 4,8476 \cdot 10^5 \quad (4,368; 5,3485) \cdot 10^5 \quad [\text{Nm}], \\ q_a = a(2) &= -231,8981 \quad (-399,5491; -64,2472) \quad [\text{N}]; \end{aligned} \quad (8.3)$$

$$\begin{aligned} k_b = b(1) &= 3,2806 \cdot 10^5 \quad (2,8424; 3,7187) \cdot 10^5 \quad [\text{Nm}], \\ q_b = b(2) &= -53,4835 \quad (-76,7750; -30,1920) \quad [\text{m}]. \end{aligned} \quad (8.4)$$

Uvedené číselné hodnoty v rov. (8.3) a (8.4) platí pro nedostatek převýšení  $I = 100$  mm. Hodnoty v závorkách popisují interval spolehlivosti na hladině 95 % a odpovídají tečkovaným křivkám na obr. 8.1.

Potom jsou jednotlivé aproximační funkce parametrů vozidla  $f(p_i)$  a  $r(p_i)$  zaváděny v součinu, který rozšiřuje základní dva koeficienty  $k$  a  $q$  variant A a B. Rovnice (8.1) a (8.2) jsou upraveny do tvaru:

$$\Sigma T\gamma_a = \frac{k_a \prod_i f_a(p_i)}{R} + q_a \prod_i r_a(p_i); \quad \Sigma T\gamma_b = \frac{k_b \prod_i f_b(p_i)}{R + q_b \prod_i r_b(p_i)}. \quad (8.5)$$

Hodnoty koeficientů  $k$  a  $q$  pro jednotlivé varianty a zvolené nedostatky převýšení jsou uvedeny v tab. 8.1.

**Tabulka 8.1:** Hodnoty jednotlivých koeficientů variant aproximačních funkcí.

	Nedostatek převýšení $I$ [mm]		
	100	130	150
$k_a$	$4,8476 \cdot 10^5$	$4,6284 \cdot 10^5$	$4,4951 \cdot 10^5$
$q_a$	-231,8981	-201,8555	-184,0107
$k_b$	$3,2806 \cdot 10^5$	$3,2282 \cdot 10^5$	$3,1867 \cdot 10^5$
$q_b$	-53,4835	-50,3141	-48,8011

### 8.1.2 Vliv rozvoru podvozku

Pro aproximaci závislosti součtu čísla opotřebení na rozvoru podvozku byla zvolena lineární funkce, která dobře reprezentuje charakter této závislosti s dostatečně malými odchylkami od vstupních hodnot získaných ze simulací. Zároveň je rozvor podvozku jednoduše zjistitelný parametr, a proto zavedení jeho vlivu do modelu stanovení odporu z jízdy obloukem může být prvním přijatelným krokem.

Varianta A, uvedená v předchozí kapitole, je potom rozšířena o regresní funkce závislé na rozvoru podvozku  $2a_1$ :

$$\Sigma T\gamma_a = \frac{k_a f_a(2a_1)}{R} + q_a r_a(2a_1). \quad (8.6)$$

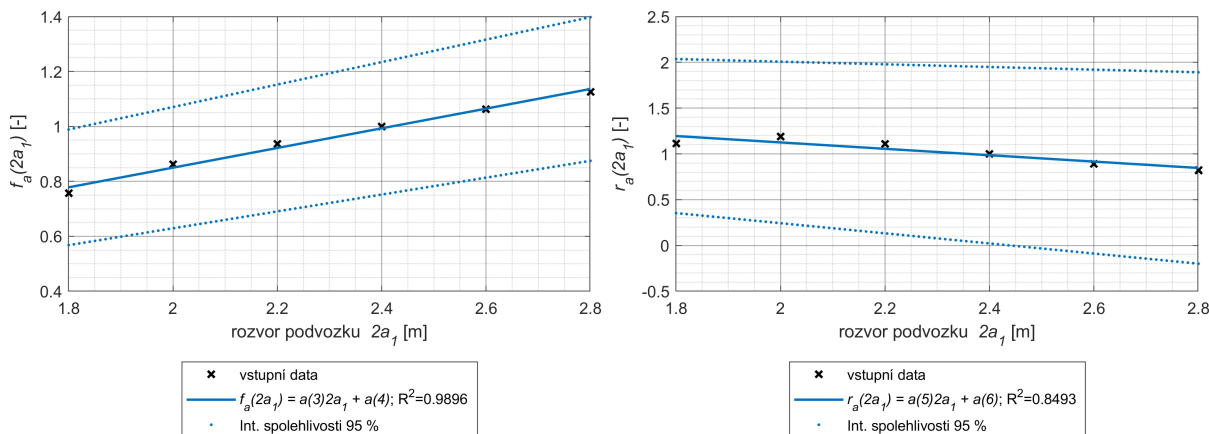
Vstupní data pro získání regresních závislostí a určení jejich koeficientů byly získány opakovaním postupu pro stanovení vlivu poloměru oblouku v předchozí podkapitole. Tím byly získány hodnoty koeficientů  $a(1), a(2)$  pro každou uvažovanou hodnotu rozvoru podvozku. Na obr. 8.2 vlevo je zobrazena lineární regresní funkce  $f_a(2a_1)$ , která popisuje vstupní data. Jejich hodnoty byly určeny vydělením získaných hodnot koeficientu  $a(1)$  stanovenou konstantou v předchozí kapitole  $k_a$ , tedy:

$$f_a(2a_1) = \frac{a(1)}{k_a} = a(3)2a_1 + a(4). \quad (8.7)$$

Potom platí, že pro referenční vozidlo s rozvorem podvozku 2,4 m je hodnota této funkce rovna 1.

Na grafu vpravo je zobrazena lineární regresní závislost  $r_a(2a_1)$ , kde vstupní data byla získána stejným způsobem, tedy vydělením koeficientem  $q_a$ , potom:

$$r_a(2a_1) = \frac{a(2)}{q_a} = a(5)2a_1 + a(6). \quad (8.8)$$



Obrázek 8.2: Zobrazení regresních závislostí  $f_a(2a_1)$  (vlevo) a  $r_a(2a_1)$  (vpravo).

Stejným způsobem byly nalezeny i regresní lineární charakteristiky pro vliv rozvoru podvozku u uvažované varianty B, ta má tvar:

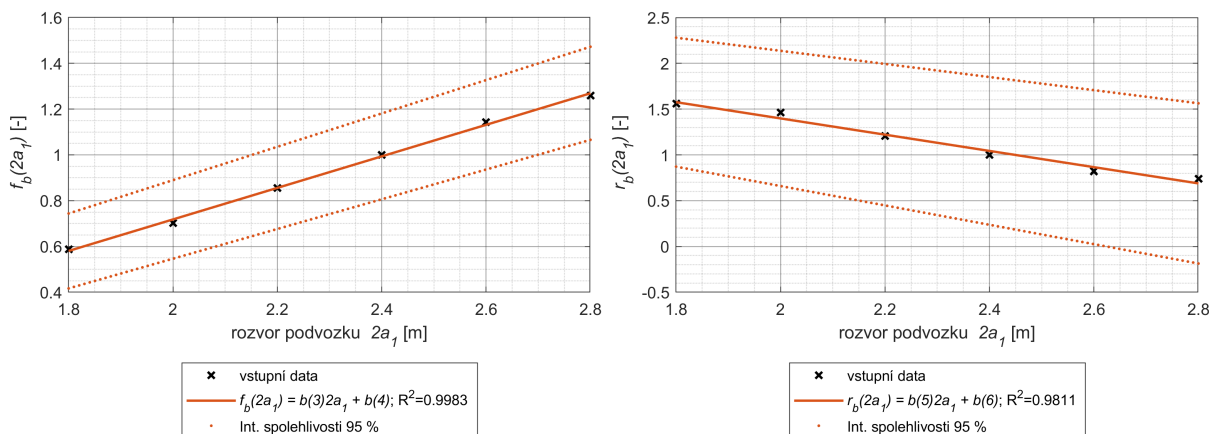
$$\Sigma T \gamma_b = \frac{k_b f_b(2a_1)}{R + q_b r_b(2a_1)}, \quad (8.9)$$

kde

$$f_b(2a_1) = \frac{b(1)}{k_b} = b(3)2a_1 + b(4), \quad (8.10)$$

$$r_b(2a_1) = \frac{b(2)}{q_b} = b(5)2a_1 + b(6). \quad (8.11)$$

Tyto závislosti jsou zobrazeny na obr. 8.3.



Obrázek 8.3: Zobrazení regresních závislostí  $f_b(2a_1)$  (vlevo) a  $r_b(2a_1)$  (vpravo).

Získané hodnoty koeficientů regresních charakteristik v rov. (8.6) a (8.9) pro vybrané hodnoty nedostatků převýšení jsou shrnuty v tab. 8.2.

**Tabulka 8.2:** Hodnoty jednotlivých koeficientů pro zavedení vlivu rozvoru podvozku pro vybrané nedostatky převýšení.

	Nedostatek převýšení $I$ [mm]				Nedostatek převýšení $I$ [mm]		
	100	130	150		100	130	150
<b>a(3)</b>	0,3581	0,3888	0,4032	<b>b(3)</b>	0,6887	0,6611	0,6488
<b>a(4)</b>	0,1337	0,0630	0,0293	<b>b(4)</b>	-0,6593	-0,5987	-0,5695
<b>a(5)</b>	-0,3488	-0,2600	-0,2229	<b>b(5)</b>	-0,8872	-0,8081	-0,7654
<b>a(6)</b>	1,8228	1,6272	1,5417	<b>b(6)</b>	3,1727	3,0051	2,9060

### 8.1.3 Vliv úhlové tuhosti primárního vypružení

V dalším kroku byl zaveden vliv úhlové tuhosti primárního vypružení. Pro určení hodnoty tohoto parametru je potřeba znát podélnou tuhost primárního vypružení, která se skládá z tuhosti primárního vypružení a vedení dvojkolí. Zároveň je nutné zjistit příčnou vzdálenost primární pružiny od středu dvojkolí. Pokud by byla naměřena přímo úhlová tuhost v primárním stupni vypružení, je nejvhodnější dosadit právě tuto hodnotu. Nemá smysl zavádět vliv podélné tuhosti primárního vypružení a příčné vzdálenosti vypružení odděleně. Pokud by byl zaveden např. pouze vliv příčné vzdálenosti, u konstrukce podvozku s vnitřním rámem by se hodnoty odvozeného modelu čísla opotřebení výrazně snížily. Tyto podvozky mají většinou zvýšenou tuhost vedení dvojkolí právě vlivem redukce této míry, což naopak vede ke zvýšení hodnoty čísla opotřebení.

Na základě tvaru závislosti součtu čísla opotřebení na úhlové tuhosti primárního vypružení byla zvolena aproximační funkce ve tvaru přirozeného logaritmu (viz např. rov. (8.13)), která nejlépe odpovídá charakteru vstupních dat, jak se ukazuje na obr. 8.4.

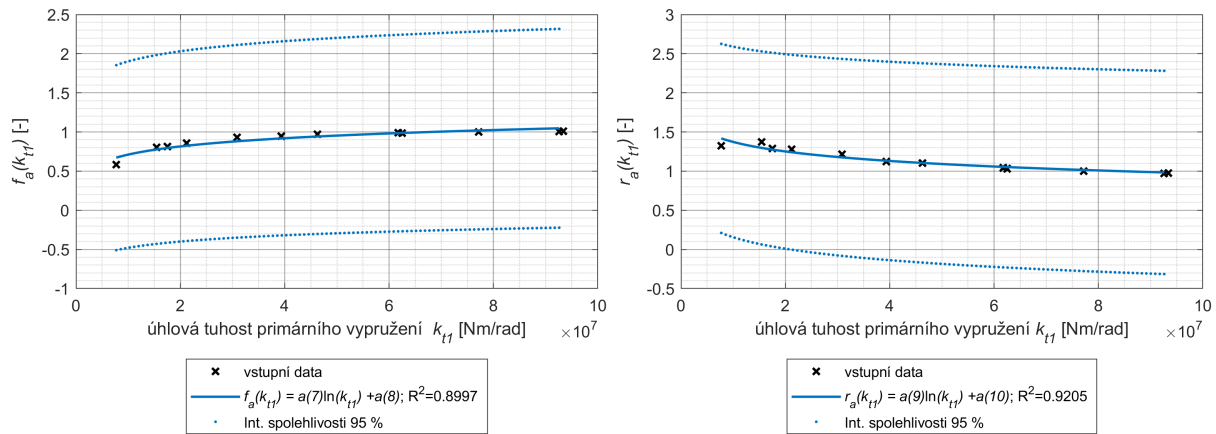
Funkční závislosti pro variantu A jsou definovány následovně:

$$\Sigma T \gamma_a = \frac{k_a f_a(k_{t1})}{R} + q_a r_a(k_{t1}), \quad (8.12)$$

kde

$$f_a(k_{t1}) = \frac{a(1)}{k_a} = a(7) \ln(k_{t1}) + a(8), \quad (8.13)$$

$$r_a(k_{t1}) = \frac{a(2)}{q_a} = a(9) \ln(k_{t1}) + a(10). \quad (8.14)$$



Obrázek 8.4: Zobrazení regresní závislosti  $f_a(k_{t1})$  (vlevo) a  $r_a(k_{t1})$  (vpravo).

Koeficient determinace  $R^2$ , který je uvedený v legendách grafů nabývá vysokých hodnot, což vypovídá o vhodně zvoleném tvaru aproximační funkce. Postup jakým byly získány vstupní data pro určení těchto závislostí je shodný jako v předchozím případě pro určení vlivu rozvoru podvozku. Pro jednotlivé hodnoty úhlové tuhosti  $k_{t1}$  byly určeny koeficienty z rovnice (8.1), které byly dále zpracovávány.

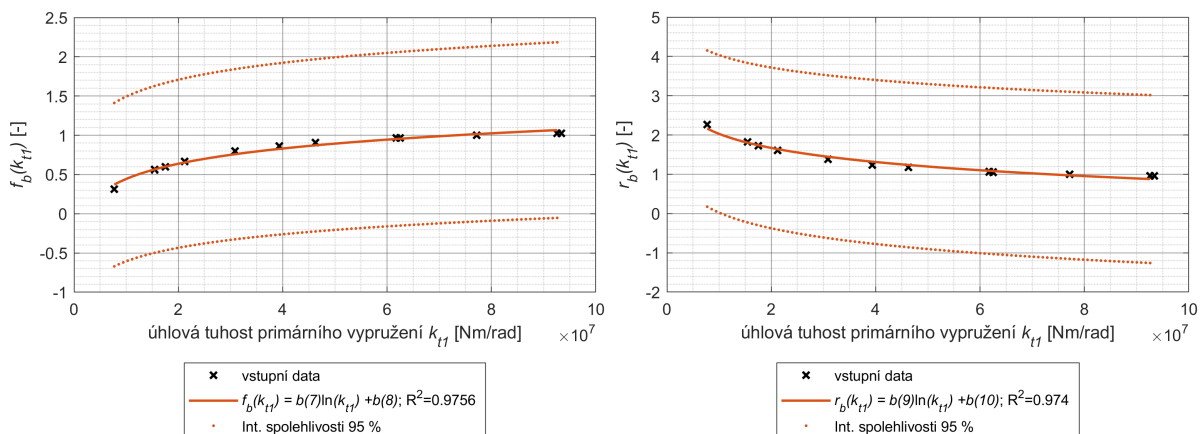
Stejný postup byl uskutečněn i pro variantu B, kdy odpovídající rovnice se zavedeným vlivem úhlové tuhosti primárního vypružení mají tento tvar:

$$\Sigma T \gamma_b = \frac{k_b f_b(k_{t1})}{R + q_b r_b(k_{t1})}. \tag{8.15}$$

Funkčním regresním závislostem zobrazeným na obr. 8.5 odpovídají tyto vztahy:

$$f_b(k_{t1}) = \frac{b(1)}{k_b} = b(7) \ln(k_{t1}) + b(8), \tag{8.16}$$

$$r_b(k_{t1}) = \frac{b(2)}{q_b} = b(9) \ln(k_{t1}) + b(10). \tag{8.17}$$



Obrázek 8.5: Zobrazení regresní závislosti  $f_b(k_{t1})$  (vlevo) a  $r_b(k_{t1})$  (vpravo).

Přehled získaných hodnot jednotlivých koeficientů rov. (8.12) a (8.15) pro vybrané hodnoty nedostatku převýšení je uveden v tab. 8.3.

**Tabulka 8.3:** Hodnoty jednotlivých koeficientů pro zavedení vlivu úhlové tuhosti primárního vypružení pro vybrané hodnoty nedostatku převýšení.

	Nedostatek převýšení $I$ [mm]				Nedostatek převýšení $I$ [mm]		
	100	130	150		100	130	150
<b>a(7)</b>	0,1509	0,1508	0,1504	<b>b(7)</b>	0,2888	0,2796	0,2730
<b>a(8)</b>	-1,7195	-1,7191	-1,7134	<b>b(8)</b>	-4,2322	-4,0631	-3,9430
<b>a(9)</b>	-0,1756	-0,1751	-0,1700	<b>b(9)</b>	-0,5040	-0,5167	-0,5077
<b>a(10)</b>	4,2062	4,1952	4,1023	<b>b(10)</b>	10,1313	10,3565	10,1963

### 8.1.4 Vliv hmotnosti

Další důležitou částí je zavedení vlivu hmotnosti, přičemž je pro tento účel uvažována celková hmotnost vozidla  $m_v$ . S vlivem hmotnosti se běžně pracuje pomocí tzv. měrného odporu z jízdy obloukem  $o_R$ , kdy je odpor silovou veličinou, která je dělena násobkem hmotnosti vozidla a tíhového zrychlení  $g$ , tedy:

$$o_R = \frac{O_R}{m_v g} \left[ \frac{\text{N}}{\text{kN}} \right]. \quad (8.18)$$

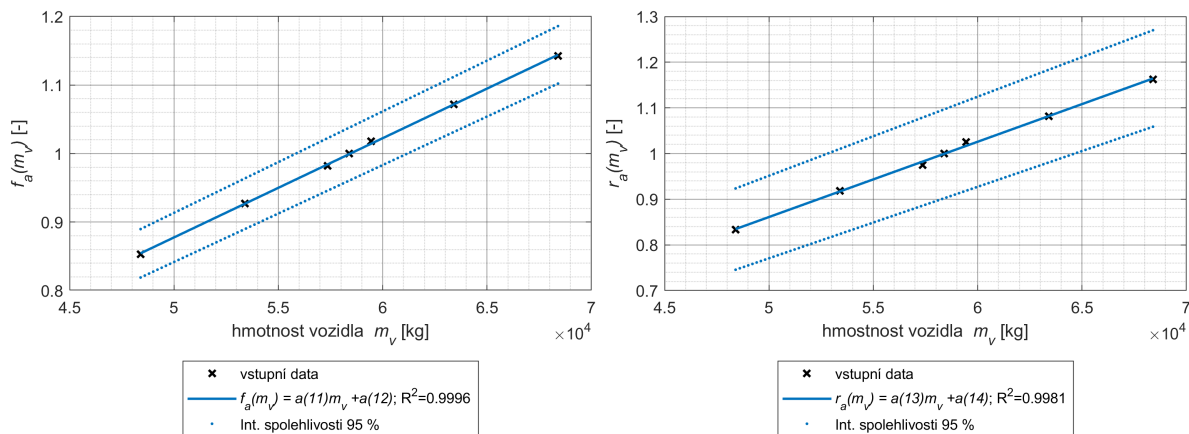
V případě této studie je vliv hmotnosti analyzován stejným způsobem jako předchozí parametry vozidla. Pro uvažovanou variantu A je pak stanovena rovnice zavádějící vliv hmotnosti vozidla  $m_v$  jako:

$$\Sigma T \gamma_a = \frac{k_a f_a(m_v)}{R} + q_a r_a(m_v). \quad (8.19)$$

Volba lineárních závislostí vychází z regresních funkcí zobrazených na obr. 8.6, kde hodnoty koeficientu determinace  $R^2$  jsou větší než 0,99. Funkce pak mají tyto předpisy:

$$f_a(m_v) = \frac{a(1)}{k_a} = a(11)m_v + a(12), \quad (8.20)$$

$$r_a(m_v) = \frac{a(2)}{q_a} = a(13)m_v + a(14), \quad (8.21)$$



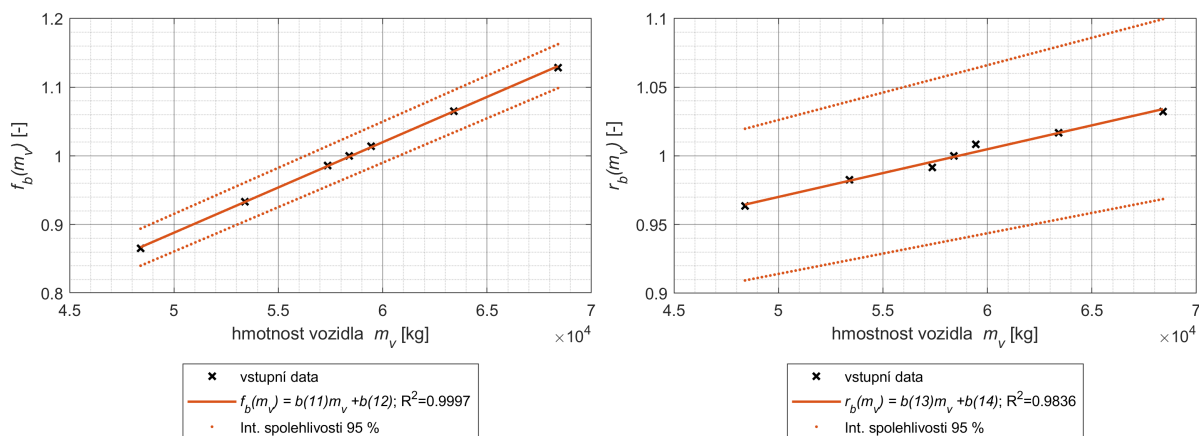
Obrázek 8.6: Zobrazení regresní závislosti  $f_a(m_v)$  (vlevo) a  $r_a(m_v)$  (vpravo).

Obdobně bylo postupováno i při stanovení lineárních regresních funkcí pro variantu B. Pro tuto variantu zohledňující vliv hmotnosti vozidla platí rov. (8.22). Odpovídající závislosti jsou zobrazeny na obr. 8.7.

$$\Sigma T \gamma_b = \frac{k_b f_b(m_v)}{R + q_b r_b(m_v)} \quad (8.22)$$

$$f_b(m_v) = \frac{b(1)}{k_b} = b(11)m_v + b(12) \quad (8.23)$$

$$r_b(m_v) = \frac{b(2)}{q_b} = b(13)m_v + b(14) \quad (8.24)$$



Obrázek 8.7: Zobrazení regresní závislosti  $f_b(m_v)$  (vlevo) a  $r_b(m_v)$  (vpravo).

V tab. 8.4 jsou uvedeny hodnoty koeficientů rov. (8.19) a (8.22) pro vybrané hodnoty nedostatku převýšení.

**Tabulka 8.4:** Hodnoty jednotlivých koeficientů pro zavedení vlivu hmotnosti vozidla pro vybrané hodnoty nedostatku převýšení.

	Nedostatek převýšení $I$ [mm]		
	100	130	150
<b>a(11)</b>	$1,4483 \cdot 10^{-5}$	$1,4179 \cdot 10^{-5}$	$1,3924 \cdot 10^{-5}$
<b>a(12)</b>	0,1534	0,1709	0,1853
<b>a(13)</b>	$1,6483 \cdot 10^{-5}$	$1,5622 \cdot 10^{-5}$	$1,5195 \cdot 10^{-5}$
<b>a(14)</b>	0,0369	0,0872	0,1110
	Nedostatek převýšení $I$ [mm]		
	100	130	150
<b>b(11)</b>	$1,3183 \cdot 10^{-5}$	$1,3035 \cdot 10^{-5}$	$1,2761 \cdot 10^{-5}$
<b>b(12)</b>	0,2290	0,2369	0,2526
<b>b(13)</b>	$3,4785 \cdot 10^{-6}$	$3,5239 \cdot 10^{-6}$	$3,8895 \cdot 10^{-6}$
<b>b(14)</b>	0,7963	0,7950	0,7733

### 8.1.5 Dosažené modely

Při zohlednění všech uvedených parametrů, které mají vliv na číslo opotřebení a tedy i na odpor z jízdy obloukem lze psát obecnou rovnici, která představuje model pro výpočet Ekvivalentního čísla opotřebení  $T\gamma_{ekv}$  ve variantě A:

$$O_R = \Sigma T\gamma \approx T\gamma_{ekv,a} = \frac{4,85 \cdot 10^5 \prod_i f_a(p_i)}{R} - 232 \prod_i r_a(p_i), \quad (8.25)$$

kde  $p_i = \{2a_1; k_{t1}; m_v\}$  potom:

$$f_a(2a_1) = 0,358 \cdot 2a_1 + 0,134 \quad r_a(2a_1) = -0,349 \cdot 2a_1 + 1,82 \quad (8.26)$$

$$f_a(k_{t1}) = 0,151 \cdot \ln(k_{t1}) - 1,72 \quad r_a(k_{t1}) = -0,176 \cdot \ln(k_{t1}) + 4,21 \quad (8.27)$$

$$f_a(m_v) = 1,45 \cdot 10^{-5} \cdot m_v + 0,153 \quad r_a(m_v) = 1,65 \cdot 10^{-5} \cdot m_v + 0,0369 \quad (8.28)$$

Hodnoty koeficientů v těchto rovnicích jsou platné pro nedostatek převýšení  $I = 100$  mm.

Pro obdobný model Ekvivalentního čísla opotřebení  $T\gamma_{ekv}$  ve variantě B platí:

$$O_R = \Sigma T\gamma \approx T\gamma_{ekv,b} = \frac{3,28 \cdot 10^5 \prod_i f_b(p_i)}{R - 53,5 \prod_i f_b(r_i)}, \quad (8.29)$$

kde  $p_i = \{2a_1; k_{t1}; m_v\}$  potom:

$$f_b(2a_1) = 0,689 \cdot 2a_1 - 0,659 \quad r_b(2a_1) = -0,887 \cdot 2a_1 + 3,17 \quad (8.30)$$

$$f_b(k_{t1}) = 0,289 \cdot \ln(k_{t1}) - 4,23 \quad r_b(k_{t1}) = -0,504 \cdot \ln(k_{t1}) + 10,1 \quad (8.31)$$

$$f_b(m_v) = 1,32 \cdot 10^{-5} \cdot m_v + 0,229 \quad r_b(m_v) = 0,348 \cdot 10^{-5} \cdot m_v + 0,796 \quad (8.32)$$

Hodnoty koeficientů pro oba uvedené modely jsou zaokrouhleny na 3 platné číslice. Zaokrouhlení na 2 platné číslice vede ke značnému zvětšení nepřesnosti modelu, naopak zaokrouhlení na 4 platné číslice přesnost modelu výrazně nezlepší. V další kapitole jsou použity právě takto zaokrouhlené modely.

## 8.2 Porovnání používaných hodnotících metod založených na čísle opotřebení

Tato podkapitola je věnována porovnání odlišných metod hodnocení dynamických účinků způsobujících poškozující účinky vozidla na kolej, které jsou založené na hodnotách čísla opotřebení.

Jsou zde analyzovány parametry, které mají výrazně odlišné absolutní hodnoty (např. hodnoty na nabíhající kole v porovnání se součtovými hodnotami pro celé vozidlo), a proto je nelze přímo porovnat. V tom případě jsou zaváděny změny hodnot v závislosti na vybraném konstrukčním parametru vozidla. Absolutní změna hodnoty zkoumaného parametru  $\Delta_{abs} y$  je definována obecným vztahem:

$$\Delta_{abs} y_i = y_i - \bar{y}, \quad (8.33)$$

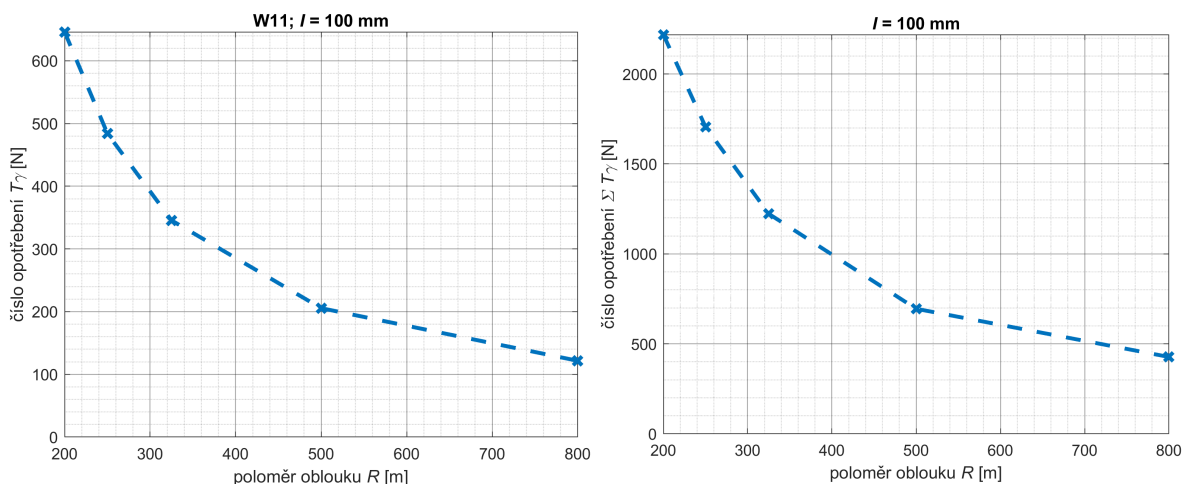
kde  $y_i$  je konkrétní hodnota parametru  $y$  pro  $i$ -tou hodnotu vybraného konstrukčního parametru vozidla a  $\bar{y}$  je průměrná hodnota. Relativní změnu hodnoty zkoumaného parametru pak získáme výpočtem:

$$\Delta_{rel} y_i = \frac{\Delta_{abs} y_i}{\bar{y}} \cdot 100 \% = \frac{y_i - \bar{y}}{\bar{y}} \cdot 100 \%. \quad (8.34)$$

### 8.2.1 Číslo opotřebení na nabíhající kole - švýcarská metodika

Švýcarská metodika pro stanovení ceny za použití dopravní cesty používá pro hodnocení poškozujících účinků číslo opotřebení, jehož hodnoty jsou získané ze simulací jízdy vozidla obloukem. To je obdobný postup, jako byl použit v této práci. Pro vyhodnocení metodiky jsou ovšem použity pouze hodnoty čísla opotřebení na nabíhající kole. Navržená metodika v této práci pracuje se součtem hodnot čísla opotřebení na všech kolech.

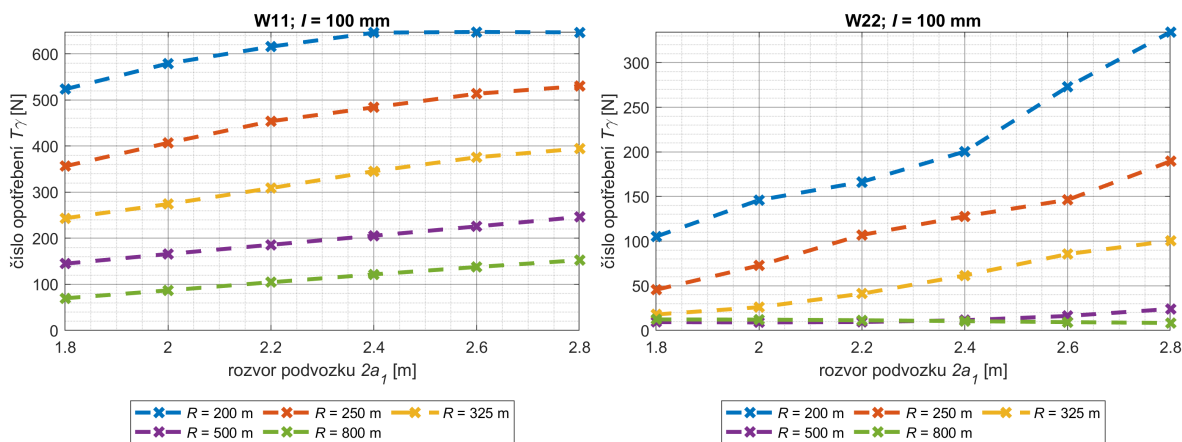
Na obr. 8.8 jsou uvedeny hodnoty čísla opotřebení  $T\gamma$  na nabíhající kole a součet čísel opotřebení  $\Sigma T\gamma$  pro celé vozidlo v závislosti na poloměru oblouku. Obě závislosti mají stejný trend. Pro bližší porovnání hodnot čísla opotřebení je třeba věnovat pozornost parametrům vozidla, které ovlivňují velikost čísla opotřebení na dalších kolech vozidla. Jejich vliv se totiž neprojeví na velikosti čísla opotřebení na nabíhající kole.



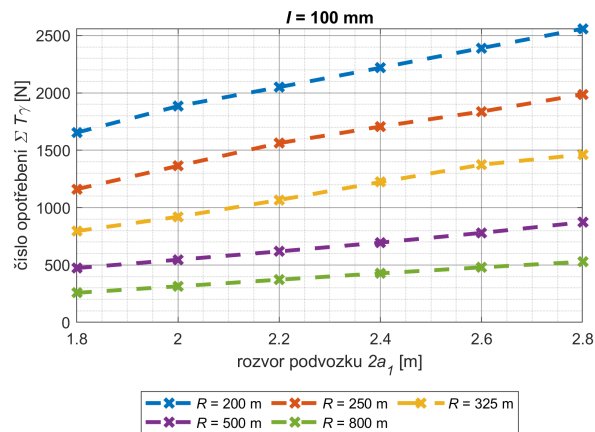
**Obrázek 8.8:** Porovnání hodnot čísla opotřebení  $T_\gamma$  na nabíhající kole a součtu čísla opotřebení  $\Sigma T_\gamma$  na všech kolech v závislosti na poloměru oblouku  $R$  pro nedostatek převýšení  $l = 100$  mm.

Rozvor podvozku výrazněji ovlivňuje hodnotu čísla opotřebení na nabíhající kole  $T_\gamma$  i součtu čísla opotřebení  $\Sigma T_\gamma$ . Hodnota směrnice závislosti čísla opotřebení na nabíhající kole  $W11$  na rozvoru podvozku postupně klesá při uvažování velmi malých poloměrů oblouků (viz obr. 8.9 vlevo nebo kap. 7). Naopak na vnitřním kole zadního dvojkolí  $W22$  číslo opotřebení v těchto obloucích výrazněji roste (viz obr. 8.9 vpravo). Závislost součtu čísla opotřebení  $\Sigma T_\gamma$  zůstává lineární, jelikož zohledňuje i nárůst skluzových účinků na druhém dvojkolí (viz obr. 8.10). K rozdílu chování mezi porovnávanými parametry dochází především v situaci extrémně malého poloměru oblouku a velkého rozvoru podvozku.

Na změnu úhlové tuhosti primárního vypružení nebo hmotnosti vozidla reagují obě porovnávané veličiny prakticky stejně, a proto zde není jejich vliv rozebírán.

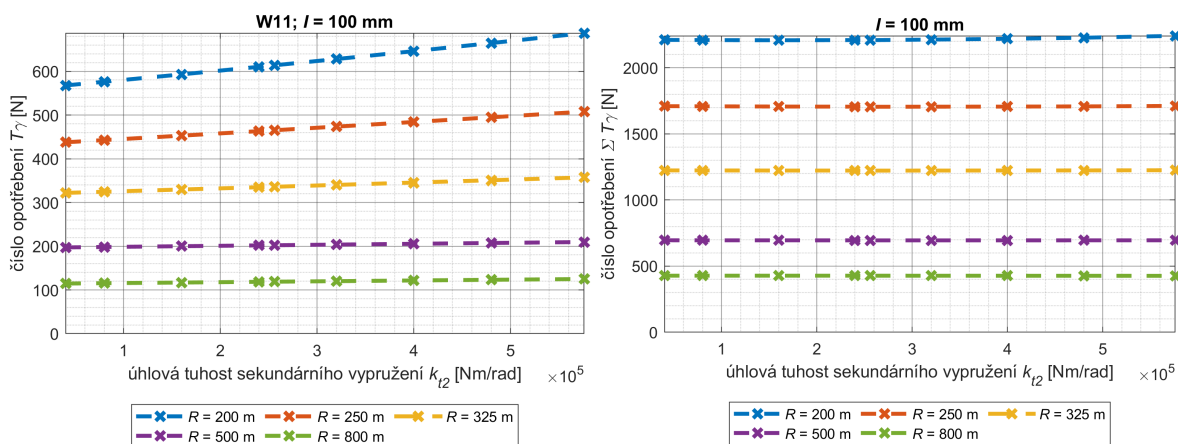


**Obrázek 8.9:** Porovnání hodnot čísla opotřebení  $T_\gamma$  na nabíhající kole  $W11$  (vlevo) a vnitřním kole zadního dvojkolí  $W22$  (vpravo) v závislosti na rozvoru podvozku  $2a_1$  pro nedostatek převýšení  $l = 100$  mm.



**Obrázek 8.10:** Hodnoty součtu čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$  v závislosti na rozvoru podvozku  $2a_1$  pro nedostatek převýšení  $I = 100$  mm.

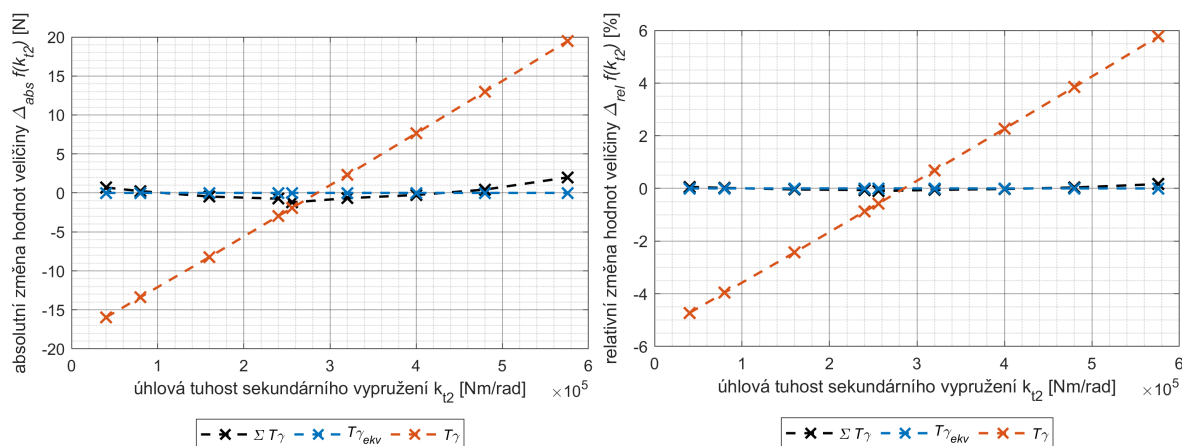
U veličin sekundárního vypružení lze očekávat větší rozdíly v charakteru závislosti čísla opotřebení na nabíhající kole a jeho součtu přes všechny kola. Na obr. 8.11 jsou zobrazeny hodnoty těchto veličin v závislosti na úhlové tuhosti sekundárního vypružení  $k_{t2}$  pro jednotlivé poloměry oblouku. Na první pohled je zřejmé, že při hodnocení poškozujících účinků vozidla na kolej na základně čísla opotřebení na nabíhající kole má úhlová tuhost nezanedbatelný vliv. Na prvním podvozku se totiž tuhost projevuje v negativním smyslu a při jejím zvýšení roste i číslo opotřebení. Naopak při uvažování součtu čísel opotřebení se tento efekt vyruší vlivem poklesu hodnot na druhém podvozku. Celkový poškozující účinek vozidla na kolej se s rostoucí úhlovou tuhostí sekundárního vypružení téměř nemění.



**Obrázek 8.11:** Porovnání hodnot čísla opotřebení  $T\gamma$  na nabíhající kole W11 (vlevo) a součtu čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$  na všech kolech (vpravo) v závislosti na úhlové tuhosti sekundárního vypružení  $k_{t2}$  pro nedostatek převýšení  $I = 100$  mm.

Pomocí rovnic (8.33) a (8.34) jsou určeny hodnoty absolutních a relativních změn čísla

opotřebení na nabíhající kole  $T\gamma$ , součtu čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$  (tyto hodnoty jsou získány ze simulačních výpočtů) a ekvivalentního součtu čísla opotřebení  $T\gamma_{ekv}$  (hodnoty určené variantou B vytvořeného modelu). Závislosti těchto absolutních a relativních změn hodnot na úhlové tuhosti  $k_{t2}$  pro poloměr oblouku  $R = 325$  m jsou zobrazeny na obr. 8.12. Z uvedených závislostí je patrné, že hodnoty změn součtu čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$  v závislosti na úhlové tuhosti se téměř nemění. To odpovídá definovanému ekvivalentnímu modelu, tedy změnám  $T\gamma_{ekv}$ , které jsou nulové. Naopak číslo opotřebení na nabíhající kole  $T\gamma$  vykazuje relativní změnu přibližně o 10 % pro uvažovaný rozsah hodnot úhlové tuhosti  $k_{t2}$ .



**Obrázek 8.12:** Porovnání absolutních a relativních změn parametrů  $T\gamma$ ,  $\Sigma T\gamma$  a  $T\gamma_{ekv,b}$  v závislosti na úhlové tuhosti sekundárního vypružení pro poloměr oblouku  $R = 325$  m a nedostatek převýšení  $I = 100$  mm.

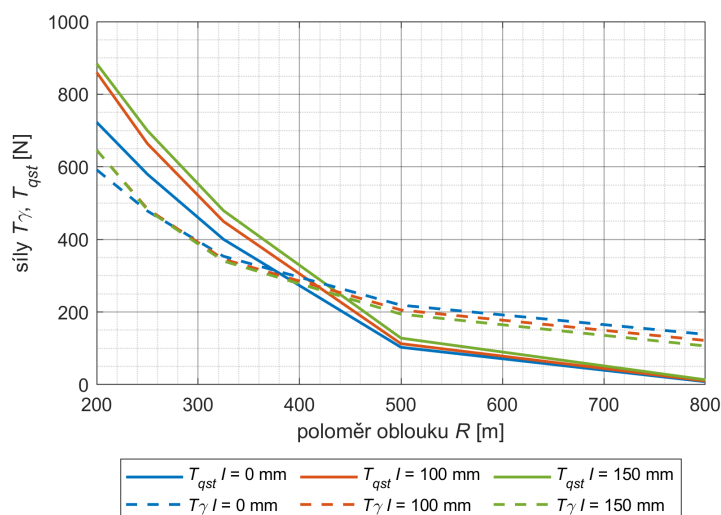
Stejný efekt má také vzdálenost středů podvozku. Pokud porovnáme vozidlo s velkou úhlovou tuhostí sekundárního vypružení a velkou vzdáleností středů podvozku s vozidlem, které má menší hodnoty obou zmíněných parametrů, bude vozidlo s vyššími hodnotami vykazovat vyšší číslo opotřebení na nabíhající kole, než vozidlo s nižšími hodnotami. Vliv uvedených parametrů se naopak neprojeví při porovnání těchto vozidel pomocí součtu čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$  nebo definovaným ekvivalentním číslem opotřebení  $T\gamma_{ekv}$ .

Tímto bylo upozorněno na zásadní nepřesnost a nedostatek použití čísla opotřebení na nabíhající kole jako parametru hodnotícího poškozující účinky celého vozidla. Tento přístup používá například švýcarská metodika pro definování poplatků za použití dopravní cesty.

## 8.2.2 Parametr poškození povrchu kolejnic $T_{qst}$

Parametr poškození povrchu kolejnic  $T_{qst}$  je definován normou EN 14363 [22] a popsán v kap. 1.2.2. Hodnoty konstant ve vztahu pro jeho výpočet jsou definovány tak, aby výsledné hodnoty odpovídaly číslu opotřebení  $T\gamma$ . Parametr je definován pouze pro nabíhající kolo.

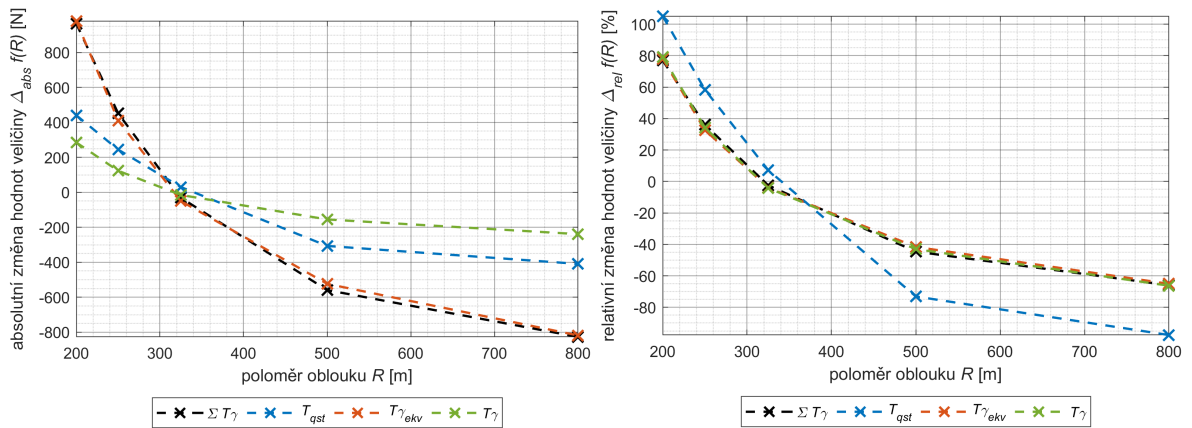
Porovnání hodnot parametru  $T_{qst}$  s hodnotami  $T\gamma$  v závislosti na poloměru oblouku je zobrazeno na obr. 8.13. Hodnoty byly získány ze simulací jízdy referenčního vozidla definovaného v kap. 5. Z grafu vyplývá, že parametr  $T_{qst}$  vykazuje podstatně nižší hodnoty u větších poloměrů oblouků a naopak vyšší hodnoty u velmi malých poloměrů oblouku.



**Obrázek 8.13:** Hodnoty  $T_{qst}$  a  $T\gamma$  na nabíhajícím kole v závislosti na poloměru oblouku  $R$  pro vybrané hodnoty nedostatku převýšení  $I$ .

Aby bylo možné porovnat v této kapitole definovaný model  $T\gamma_{ekv}$  s parametrem poškození povrchu kolejnic  $T_{qst}$ , jsou porovnávány jejich absolutní a relativní změny (viz rov. (8.33) a (8.34)). Navíc jsou do porovnání přidány hodnoty součtu čísla opotřebení na všech kolech  $\Sigma T\gamma$  a číslo opotřebení na nabíhajícím kole  $T\gamma$ .

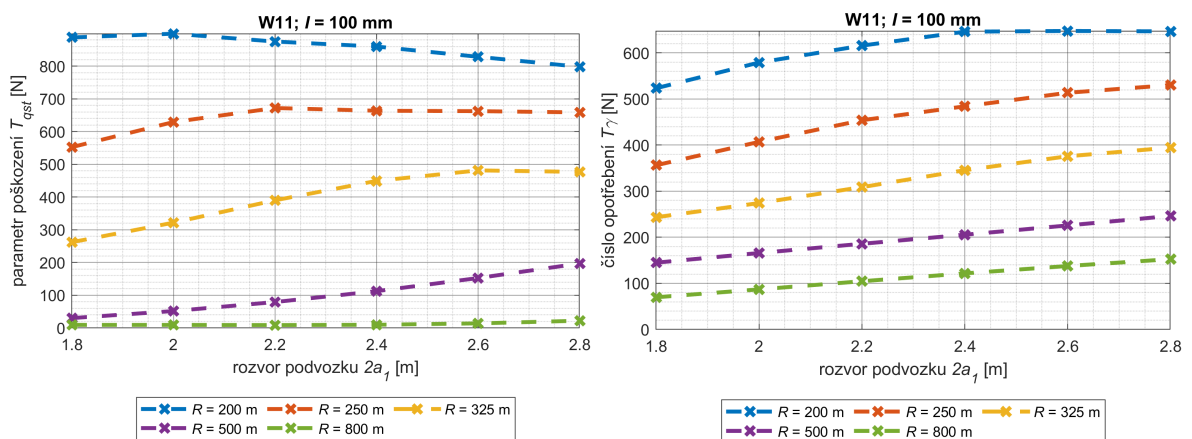
Absolutní změna hodnot parametru  $T_{qst}$  v závislosti na poloměru oblouku vykazuje vyšší progresivitu než hodnoty změny  $T\gamma$  získané ze simulací. Absolutní změna součtu čísla opotřebení má ovšem progresivitu ještě větší (viz obr. 8.14 vlevo). To je způsobeno především porovnáváním veličin s odlišnou úrovní absolutních hodnot. Relativní změna parametrů umožní tyto rozdíly eliminovat. Křivky na obr. 8.14 vpravo pro  $\Sigma T\gamma$ ,  $T\gamma_{ekv}$  a  $T\gamma$  vykazují velmi dobrou shodu. Relativní přírůstek těchto parametrů při snižujícím se poloměru oblouku je téměř stejný. Naopak hodnoty relativní změny parametru  $T_{qst}$  jsou odlišné.



**Obrázek 8.14:** Závislosti absolutních (vlevo) a relativních (vpravo) změn parametrů  $\Sigma T\gamma$ ,  $T\gamma$ ,  $T\gamma_{ekv}$  a  $T_{qst}$  na poloměru oblouku  $R$  pro nedostatek převýšení 100 mm.

### Efekt rozvoru podvozku a úhlové tuhosti sekundárního vypružení

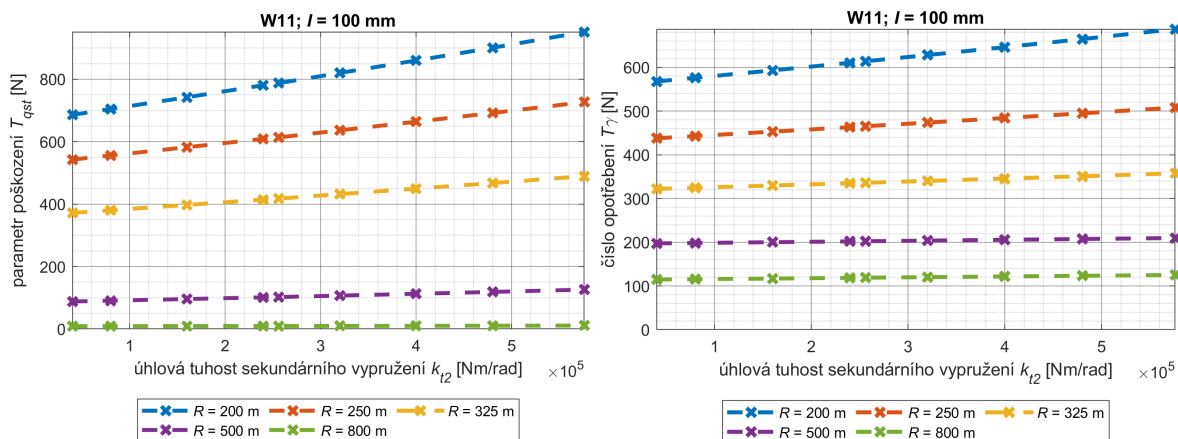
Parametr poškození  $T_{qst}$  byl také vyhodnocen pro všechny uvažované hodnoty rozvoru podvozku. Na obr. 8.15 vlevo jsou jeho hodnoty zobrazeny pro jednotlivé poloměry oblouku. Pro porovnání je také uveden graf závislosti čísla opotřebení na nabíhající kole  $T\gamma$  (viz tentýž obrázek vpravo). Z vizuálního porovnání vyplývá, že hodnoty parametru poškození  $T_{qst}$  klesají s rostoucím rozvorem podvozku u poloměru 200 m. Pro poloměry větší než 500 m mají křivky rostoucí trendy. Pro poloměry oblouků 325 a 250 m se trend závislosti mění. To je v rozporu s chováním čísla opotřebení  $T\gamma$  na nabíhající kole, které má pro všechny uvažované poloměry oblouku rostoucí charakter.



**Obrázek 8.15:** Závislosti parametrů poškození  $T_{qst}$  (vlevo) a čísla opotřebení  $T\gamma$  (vpravo) na nabíhající kole v závislosti na rozvoru podvozku  $2a_1$  pro jednotlivé poloměry oblouku  $R$ .

Úhlová tuhost sekundárního vypružení má na oba porovnávané parametry obdobný vliv

(viz obr. 8.16). Jejich hodnoty se lineárně zvyšují s rostoucí hodnotou úhlové tuhosti. Závislosti parametru poškození  $T_{qst}$  na poloměru oblouku vykazují ale vyšší strmost. Parametr  $T_{qst}$  nejlépe odpovídá číslu opotřebení  $T\gamma$  v oblasti kolem poloměru oblouku 400 m. U oblouků s velkým poloměrem jsou hodnoty parametru v porovnání s číslem opotřebení nižší a naopak u malých poloměrů oblouku jsou hodnoty parametru výrazně vyšší.



**Obrázek 8.16:** Závislosti parametrů poškození  $T_{qst}$  (vlevo) a čísla opotřebení  $T\gamma$  (vpravo) na nabíhající kole v závislosti na úhlové tuhosti sekundárního vypružení  $k_{t2}$  pro jednotlivé poloměry oblouku  $R$ .

Na změnu úhlové tuhosti primárního vypružení a hmotnosti vozidla reagují oba parametry stejně, pouze absolutní hodnoty parametrů se liší.

Jelikož je parametr poškození povrchu kolejnic  $T_{qst}$  vyhodnocován pouze pro nabíhající kolo, nereprezentuje poškozující účinky celého vozidla. Zároveň jeho vlastnosti plně neodpovídají číslu opotřebení na nabíhající kole, jehož hodnoty jsou v různých modelech používány pro hodnocení opotřebení.

### 8.2.3 Porovnání navržených modelů $T\gamma_{ekv}$ se součtem čísla opotřebení $\Sigma T\gamma$

Navržené modely v této kapitole (viz rov. (8.25) a (8.29)) mají být ekvivalentem součtu čísla opotřebení pro všechna kola  $\Sigma T\gamma$ , a tedy i odporu z jízdy obloukem. Modely byly definovány na základě výsledků získaných ze simulačních výpočtů jízdy vozidla obloukem. Nyní budou jednotlivé závislosti součtu čísla opotřebení na poloměru oblouku při různých parametrech vozidla porovnávány se závislostmi hodnot navržených modelů  $T\gamma_{ekv}$  pro podmínky jízdy s nedostatkem převýšení 100 mm.

Pro porovnání je použit koeficient determinace  $R^2$ , který je používán při definování aproximačních funkcí. Koeficient vyjadřuje vztah mezi naměřenými hodnotami (v tomto

případě získanými ze simulací) a hodnotami vypočtenými z aproximační funkce (navržených modelů  $T\gamma_{ekv}$ ). Dále jsou použity absolutní a relativní odchylky navržených modelů a výsledků simulačních výpočtů.

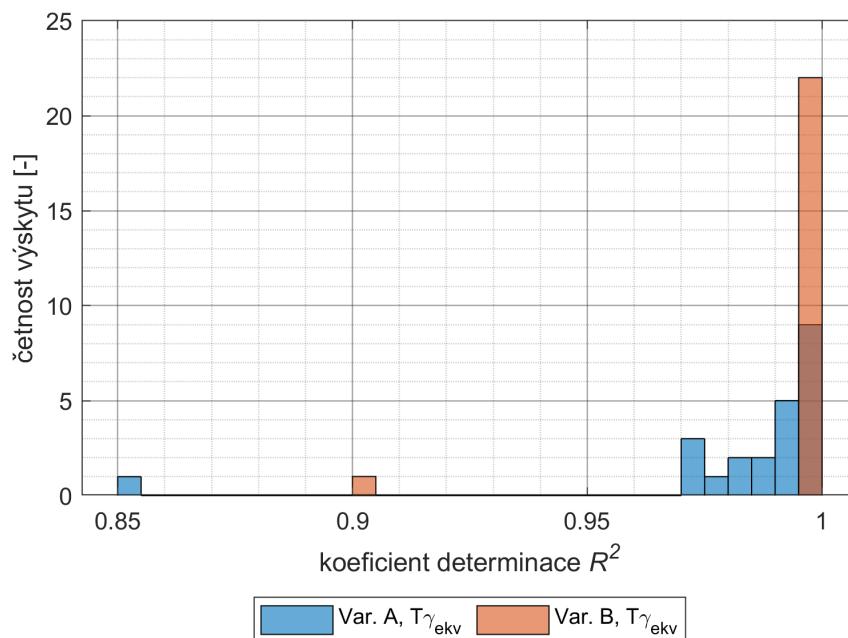
### Koeficient determinace

Koeficient determinace je dán jako:

$$R^2 = \frac{\sum (\Sigma T\gamma_i - \widehat{T\gamma_{ekv} i})^2}{\sum (\Sigma T\gamma_i - \overline{\Sigma T\gamma_i})^2}, \quad (8.35)$$

kde  $\Sigma T\gamma_i$  jsou hodnoty získané ze simulačních výpočtů,  $\widehat{T\gamma_{ekv} i}$  jsou hodnoty vypočtené navrženými modely a  $\overline{\Sigma T\gamma_i}$  je průměr z hodnot  $\Sigma T\gamma_i$ .

Koeficient byl stanovován pro závislosti součtu čísla opotřebení a modelů  $T\gamma_{ekv}$  na poměru oblouku. Použity byly výsledky všech simulací, které byly použity pro definování modelů  $T\gamma_{ekv}$  v této kapitole. Je tedy zahrnut vliv rozvoru podvozku, úhlové tuhosti primárního vypružení a hmotnosti vozidla. Výsledné hodnoty koeficientu determinace byly rozděleny do intervalů o velikosti 0,005 a počet jejich výskytů v těchto intervalech je zobrazen na obr. 8.17.



**Obrázek 8.17:** Graf četnosti výskytů v intervalech koeficientu determinace o velikosti 0,005.

Z uvedeného grafu vyplývá, že 22 funkčních závislostí pro model varianty B vykazuje  $R^2 > 0,995$  a 1 funkční závislost je v intervalu  $0,900 < R^2 < 0,905$  (jedná se o situaci

s nejnižší uvažovanou hodnotou úhlové tuhosti primárního vypružení). U varianty A se koeficienty determinace pro 22 funkčních závislostí nachází v intervalu  $0,970 < R^2 < 1,000$  a 1 závislost vykazuje hodnotu koeficientu v intervalu  $0,850 < R^2 < 0,855$ . Z uvedeného vyplývá, že uvažovaný model varianty B lépe odpovídá datům získaným ze simulačních výpočtů, přičemž i pro situaci s extrémně malou úhlovou tuhostí je hodnota  $R^2$  větší než 0,9, což značí dobrou shodu.

Odpovídající grafy zobrazující hodnoty  $R^2$  ovšem zahrnují pouze simulace, kde byl měněn jeden z parametrů vozidla jsou uvedeny v příloze 3. Pomocí těchto grafů je možné získat lepší přehled o vlivu parametrů vozidla a přesnosti modelu při změně pouze jednoho parametru.

### Absolutní a relativní odchylky

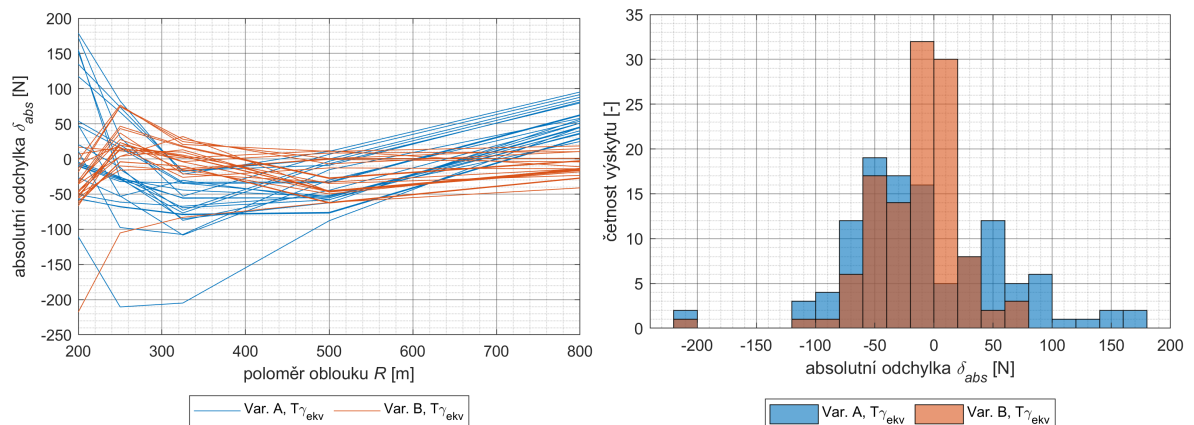
Odchylky jsou zde definovány podobným způsobem jako změny v rov. (8.33) a (8.34). Cílem těchto odchylek je popsat rozdíl navržených modelů od hodnot získaných simulacemi. Jsou tedy porovnávány vždy dvě závislosti. Absolutní odchylka modelu je počítána jako:

$$\delta_{abs} = \Sigma T\gamma_i - \widehat{T\gamma_{ekv\ i}} \quad (8.36)$$

a relativní odchylka modelu je:

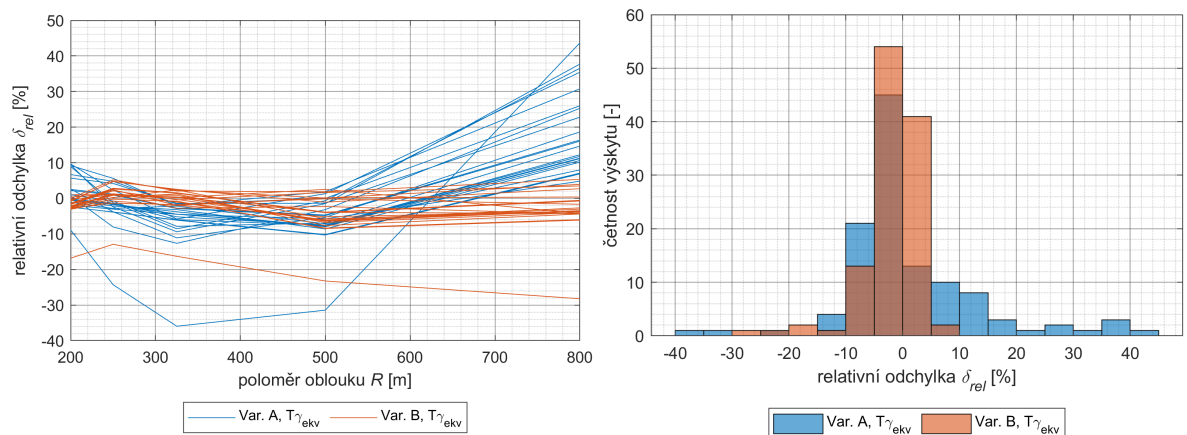
$$\delta_{rel} = \frac{\delta_{abs}}{\Sigma T\gamma} \cdot 100 \% = \frac{\Sigma T\gamma_i - \widehat{T\gamma_{ekv\ i}}}{\Sigma T\gamma} \cdot 100 \%. \quad (8.37)$$

Graf závislosti absolutních odchylek  $\delta_{abs}$  pro jednotlivé simulace použité pro odvození  $T\gamma_{ekv}$  na poloměru oblouku  $R$  je zobrazen na obr. 8.18 vlevo. Jednotlivé hodnoty absolutní odchylky byly rozděleny do intervalů po 20 N. Graf zobrazující jejich četnost v jednotlivých intervalech je vykreslen na obr. 8.18 vpravo. Z grafů vyplývá, že uvažovaná varianta A vykazuje větší absolutní odchylky v obloucích o poloměru 200 a 800 metrů. To se projevuje i v grafu četností výskytu, kde jsou tyto hodnoty zaneseny do intervalu od 100 do 180 N. Naopak varianta B vykazuje menší absolutní výchylky, což dokládá graf četností výskytu, kde se nejvyšší sloupce nachází kolem odchylky 0 N.



**Obrázek 8.18:** Absolutní odchylky  $T\gamma_{ekv}$  od hodnot získaných simulacemi v závislosti na poloměru oblouku  $R$  (vlevo) a graf četností výskytu hodnot absolutní odchylky s intervalem 20 N (vpravo).

Stejné grafy ovšem pro relativní odchylky  $\delta_{rel}$  jsou zobrazeny na obr. 8.19.  $T\gamma_{ekv}$  nabývá nejvyšších hodnot v malých poloměrech oblouků, proto lze očekávat, že hodnoty relativní odchylky budou v těchto poloměrech menší než ve větších poloměrech oblouku. To je viditelné hlavně u varianty A, kdy její relativní odchylky pro poloměr oblouku 800 m dosahují téměř 40 %. Naopak varianta B vykazuje ve většině případů relativní odchylky v intervalu  $\pm 10$  %.



**Obrázek 8.19:** Relativní odchylky  $T\gamma_{ekv}$  od hodnot získaných simulacemi v závislosti na poloměru oblouku  $R$  (vlevo) a graf četností výskytu hodnot relativní odchylky s intervalem 5 % (vpravo).

Na obr. 8.18 a 8.19 vlevo jsou pro obě varianty křivky, které mají výrazně jiný charakter od ostatních. Tyto křivky odpovídají modelu vozidla s nejnižší uvažovanou úhlovou tuhostí primárního vypružení. V tomto případě dochází k největším odchylkám navržených modelů  $T\gamma_{ekv}$  vůči hodnotám součtu čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$  získaným ze simulačních výpočtů.

Z prezentovaných grafů lze říci, že varianta B:

$$T_{\gamma_{ekv}} = \frac{3,28 \cdot 10^5 \prod_i f_b(p_i)}{R - 53,5 \prod_i f_b(r_i)}, \quad (8.38)$$

lépe odpovídá vstupním datům součtu čísla opotřebení pro celé vozidlo  $\Sigma T_{\gamma}$  získaným simulačními výpočty. Funkční závislost (viz rov. (8.38)) odpovídá také měrnému odporu z jízdy obloukem, který je určený předpisem [40]:

$$o_R = \frac{a}{R + b}. \quad (8.39)$$

Grafy zobrazující závislosti absolutní a relativní odchylky na poloměru oblouku rozdělené tak, aby ukazovaly vliv jednotlivých parametrů vozidla (rozvor podvozku, úhlovou tuhost primárního vypružení a hmotnost vozidla) jsou uvedeny v příloze 3.

## Kapitola 9

# Technická řešení pro snížení poškozujících účinků vozidla na kolej v oblouku

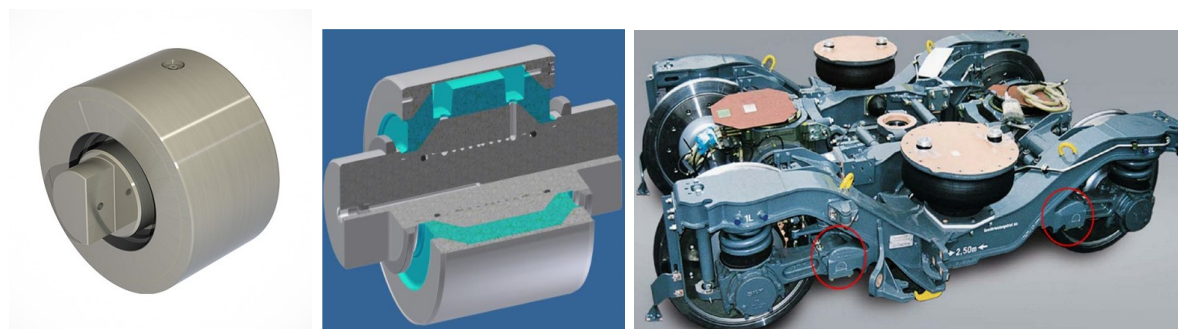
Konstrukce železničních vozidel bývá přizpůsobována konkrétním podmínkám, ve kterých se vozidla provozují, příp. v jakém režimu. Zjednodušeně lze vozidla rozdělit na ty, která jsou určená pro malé poloměry oblouků a nižší rychlost jízdy nebo vozidla určená pro vysokou rychlost na tratích s velkými poloměry oblouků. Z tohoto rozdělení jsou definovány i nároky na konstrukci podvozku, který by měl vykazovat malý odpor proti natočení a dobrou radiální stavitelnost dvojkolí při průjezdu obloukem nebo zvýšenou stabilitu při jízdě vysokou rychlostí v přímé koleji. Těchto dvou vlastností při konvenční koncepci podvozku ovšem není možné dosáhnout zároveň. Tím vzniká výzva pro technické řešení, které umožní, aby vozidlo projíždělo oblouky s malým odporem a zároveň bylo stabilní při vysokých rychlostech. Takové vozidlo je pak podstatně univerzálnější.

Tyto technická řešení jsou rozdělována na aktivní a pasivní. Aktivní řešení jsou často realizována zavedením aktivního prvku do vypružení vozidla, který umožňuje měnit jeho charakteristiky na základně jeho nastavení a řízení. Je označován jako aktivní, jelikož pro změnu jeho charakteristiky je potřeba dodávat do systému energii. Naopak pasivní řešení jsou většinou dány jistou neměnnou konstrukcí, např. přidáním konstrukčních vazeb mezi součásti podvozku, nebo použitím specifického prvku vypružení, jehož charakteristiky nejsou v provozu aktivně měněny.

V této kapitole jsou představena vybraná technická řešení, která se podílejí na snížení poškozujících účinků vozidla na kolej. Cílem je ukázat potenciál těchto řešení a potvrdit jejich funkci a vlastnosti. Práce se ale nevěnuje problematice aktivních prvků.

## 9.1 Hydraulické pouzdro vedení dvojkolí

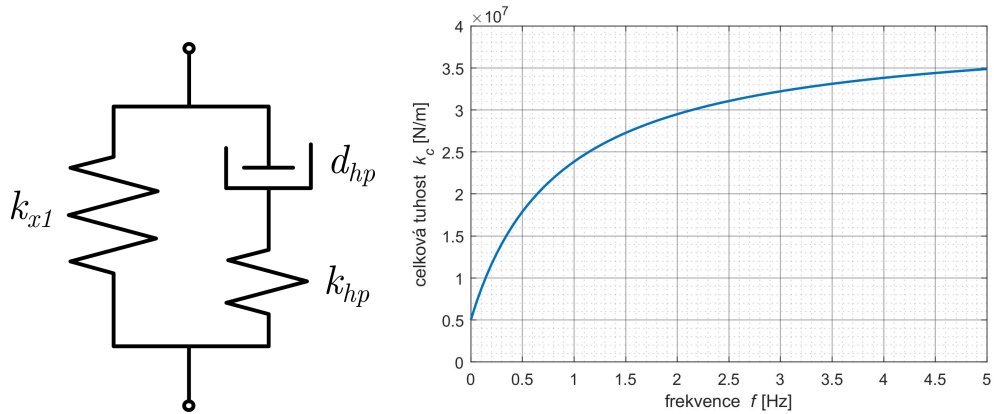
Z rozboru vlivu podélné tuhosti primárního vypružení v citlivostní analýze vyplývá, že úhlová tuhost primárního vypružení má značný vliv na výsledné poškozující účinky mezi kolem a kolejnicí, a tedy i na odpor z jízdy obloukem. Jedna z možností snižování těchto poškozujících účinků je redukovat podélnou tuhost v primárním vypružení. To ovšem vede na problémy z pohledu jízdní stability a komfortu pro cestující při jízdě vyššími rychlostmi. V takovém případě je jedním z možných řešení integrace hydraulického pouzdra do vedení dvojkolí (viz obr. 9.1). Toto pouzdro vykazuje nízkou tuhost při průjezdu obloukem, která umožní podvozku získat výhodnější polohu, a zároveň se jeho tuhost zvyšuje při jízdě v přímé koleji vysokou rychlostí, což zlepšuje stabilitu jízdy. Pouzdro je založeno na principu, kdy se hodnota tuhosti mění v závislosti na hodnotách frekvence deformace. Zatímco v oblouku podvozek zaujme kvazistatickou polohu a hodnota deformace pouzdra se mění velmi pomalu a minimálně, při nestabilní jízdě dochází ke kmitání kola vůči rámu podvozku a k cyklickému stlačování pouzdra s určitou vyšší frekvencí. Pouzdro je tedy navrženo tak, že se jeho tuhost zvyšuje při zvyšující se frekvenci deformace, zatímco při nulové frekvenci je tuhost minimální. Souhrnně se možnosti použití hydraulického pouzdra věnuje výzkumná zpráva [44], která se mimo jiné zaměřuje na vliv nastavení pouzdra na poplatky za použití dopravní cesty ve Velké Británii (*VUC*). Bylo dosaženo až 39% snížení těchto poplatků.



**Obrázek 9.1:** Hydraulické pouzdro (vlevo) [45], zobrazení pouzdra v řezu (uprostřed) [47] a zobrazení umístění pouzdra ve vedení dvojkolí (vpravo) [46].

Podrobněji se vlivem použití hydraulického pouzdra zabývá článek [47], kde je do vedení dvojkolí kyvným ramenem integrováno popsané hydraulické pouzdro. Článek se zabývá čtyřmi variantami pouzdra s různými tuhostmi a tlumením, přičemž je vyhodnocován především vliv na opotřebení kol a kolejnic. Schematické znázornění fyzikálního modelu tohoto prvku je na obr. 9.2 vlevo. Jedná se o sériově spojený tlumič  $d_{hp}$  s pružinou  $k_{hp}$ , které jsou paralelně připojeny k jmenovité tuhosti primárního vypružení  $k_{x1}$ . Příklad jeho

frekvenční charakteristiky je zobrazen na stejném obrázku vpravo. Hodnoty tuhosti  $k_{hp}$  a tlumení  $d_{hp}$  ovlivňují tvar křivky.



**Obrázek 9.2:** Schéma fyzikálního modelu hydraulického pouzdra (vlevo) a závislost jeho celkové tuhosti  $k_c$  na frekvenci deformace  $f$  (vpravo),

Závislost tuhosti na frekvenci a fyzikální model zobrazený na obr. 9.2 popisuje vztah (viz článek [47]):

$$k_c(\omega) = k_{x1} + \frac{k_{hp}}{\frac{k_{hp}}{d_{hp}i\omega} + 1}, \quad (9.1)$$

kde  $\omega = 2\pi f$  je úhlová frekvence zatěžujícího cyklu.

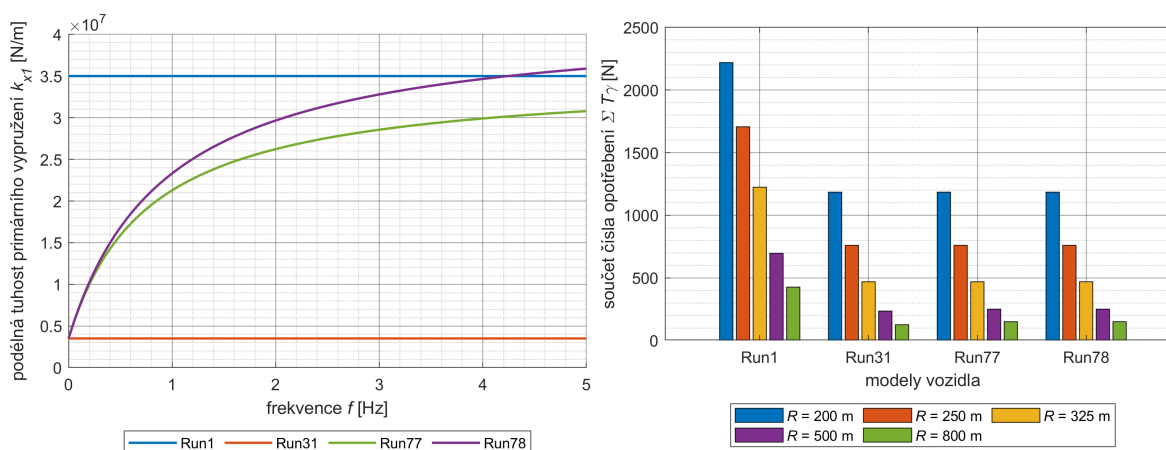
Dále se tomuto prvku věnuje článek [48], který navíc upozorňuje na problematiku deformace hydraulického pouzdra. V optimalizovaných modelech pouzdra je dosahováno velmi nízké úhlové tuhosti primárního vypružení, dvojkolí se dobře přizpůsobuje oblouku a opotřebení kol se snižuje. To ale vyžaduje relativně velké natočení dvojkolí vůči podvozku, a tedy i deformaci primárního vypružení. Deformace hydraulického pouzdra je značně omezena samotnou konstrukcí, což je limitující pro jeho praktické použití.

**Tabulka 9.1:** Uvažované hodnoty parametrů hydraulického pouzdra.

Model	Run1	Run31	Run77	Run78
$k_{x1}$ [N/m]	$35 \cdot 10^6$	$3,5 \cdot 10^6$	$3,5 \cdot 10^6$	$3,5 \cdot 10^6$
$k_{hp}$ [N/m]	0	0	$31,5 \cdot 10^6$	$38,5 \cdot 10^6$
$b_{hp}$ [Ns/m]	0	0	$6,5 \cdot 10^6$	$6,5 \cdot 10^6$

Pro ověření vlivu hydraulického pouzdra na číslo opotřebení, a tedy i odpor z jízdy obloukem, byly porovnány výsledky simulačních výpočtů s vybraným nastavením modelů vozidla (viz tab. 9.1). Model *Run1* představuje referenční vozidlo definované v kap. 5. V modelu *Run31* je podélná tuhost primárního vypružení snížena na jednu desetinu původní

hodnoty, to odpovídá nejnižší uvažované hodnotě tuhosti použité v citlivostní analýze a hodnoty pro hydraulické pouzdro jsou nulové. Na základě těchto hodnot byly navrženy modely *Run77* a *Run78*, kde statická hodnota podélné tuhosti primárního vypružení  $k_{x1}$  je minimální uvažovaná a dynamická hodnota tuhosti pouzdra  $k_{hp}$  je volena tak, aby se výsledná tuhost pro vyšší frekvence přiblížila hodnotě referenčního vozidla. Funkční závislosti na frekvenci  $f$  jsou zobrazeny na obr. 9.3 vlevo. Na stejném obrázku vpravo jsou zobrazeny hodnoty součtu čísla opotřebení pro všechna kola  $\Sigma T\gamma$  pro uvažované poloměry oblouku a jednotlivé modely. Z výsledků vyplývá, že modely 31, 77 a 78 vykazují téměř shodné hodnoty čísla opotřebení, které jsou podle předpokladů závislé na statické hodnotě tuhosti  $k_{x1}$ .

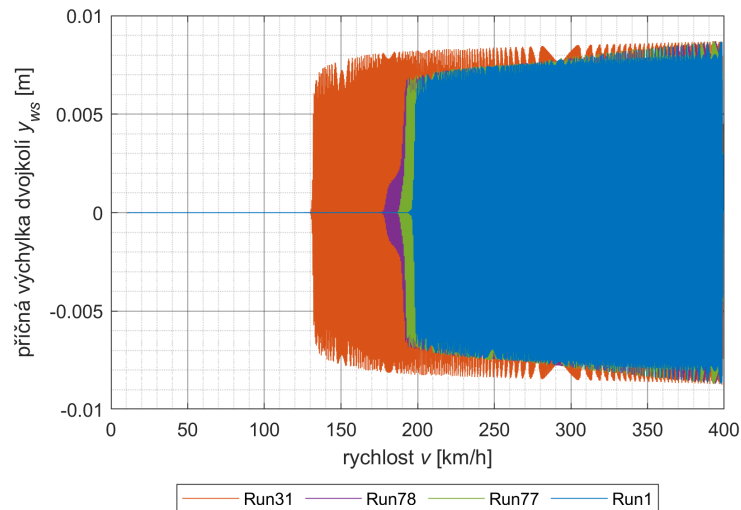


**Obrázek 9.3:** Závislost podélné tuhosti primárního vypružení  $k_{x1}$  na frekvenci stlačování  $f$  (vlevo) a hodnoty součtu čísla opotřebení na všech kolech  $\Sigma T\gamma$  pro jednotlivé uvažované modely hydraulického pouzdra a poloměry oblouků  $R$  při nedostatku převýšení 100 mm.

Velmi nízká podélná tuhost primárního vedení zhoršuje stabilitu jízdy vozidla a tím se snižuje hodnota kritické rychlosti, při které se vozidlo dostává do nestabilního stavu. Proto byly s uvedenými modely realizovány simulace jízdy v přímé trati s postupně snižující se rychlostí. Z grafu na obr. 9.4 vyplývá, že snížením podélné tuhosti primárního vypružení na desetinou hodnotu klesla kritická rychlost přibližně z 195 km/h na 130 km/h. Použitím hydraulického pouzdra (*Run77* a *Run78*) byla kritická rychlost zvýšena na 178 až 188 km/h (viz také tab. 9.2).

**Tabulka 9.2:** Hodnoty součtu čísla opotřebení pro poloměr oblouku  $R = 250$  m a hodnoty kritické rychlosti pro uvažované modely vozidel.

	Run1	Run31	Run77	Run78
$\Sigma T\gamma$ [N]	1706,3	761,0	760,4	760,4
$v_{krit}$ [km/h]	195	130	188	178



**Obrázek 9.4:** Závislost příčné výchylky dvojkolí  $y_{ws}$  na rychlosti jízdy  $v$  pro jednotlivé modely.

Výsledky simulací ukazují, že použitím hydraulického pouzdra s vhodně nastavenými parametry lze snížit hodnoty čísla opotřebení a poškozujících účinků vozidla na kolej, a zároveň dosáhnout dostatečné kritické rychlosti pro zajištění stabilní jízdy vozidla.

Na základě zjištění musí být v navrženém modelu pro výpočet  $T\gamma_{ekv}$  v předchozí kapitole 8 uvažována statická úhlová tuhost primárního vypružení (tuhost za podmínek nulové frekvence deformace). Potom uvedený model výpočtu čísla opotřebení a odporu z jízdy obloukem stále platí, a zároveň zohledňuje použití hydraulického tlumiče. Dynamická složka tuhosti se uplatňuje pouze při řešení stability jízdy.

## 9.2 Vazba mezi dvojkolími

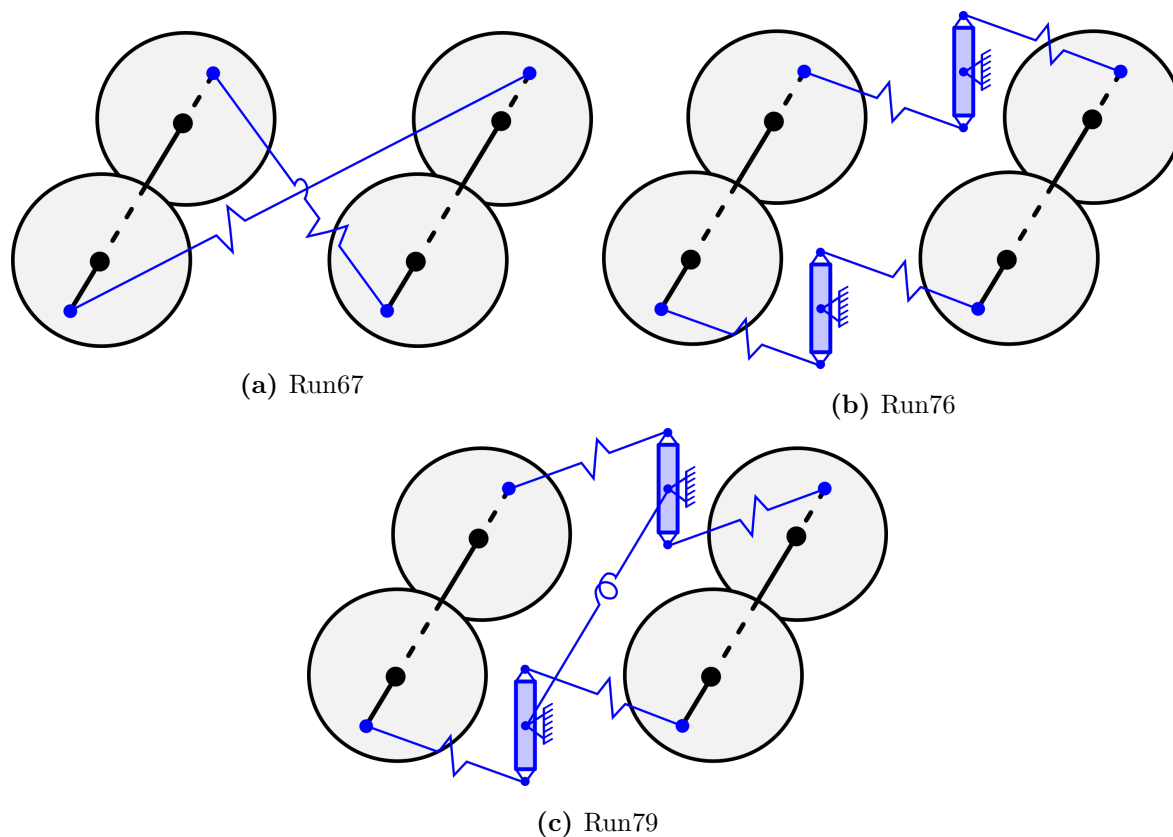
Dalším technickým řešením, které může vést ke snížení poškozujících účinků vozidla na kolej, je realizování vazby mezi předním a zadním dvojkolím podvozku. Toto opatření je nepřímé. Nevede k snížení poškozujících účinků, ale ke zlepšení stability vozidla při jízdě vysokou rychlostí. To umožňuje navrhnout nižší podélné tuhosti primárního vypružení (viz kapitola 12 v publikaci [30]).

V předchozí podkapitole bylo uvedeno (viz tab. 9.2), že pro výchozí referenční model má kritická rychlost hodnotu přibližně 195 km/h. Při snížení podélné tuhosti primárního vypružení na 10 % z původní hodnoty se snížila kritická rychlost na přibližně 130 km/h (platí pro model *Run31*). Součet čísel opotřebení klesl z hodnoty 1706 N na 761 N. Tato podkapitola se zabývá tím, jak se zlepši jízdní stabilita a zvýší kritická rychlost při zavedení vazeb mezi dvojkolími.

Uvažované vazby jsou graficky zobrazeny na obr. 9.5. Do verze modelu referenčního vozidla *Run67* je zavedena příčná vazba mezi koly předního a zadního dvojkolí. V modelech *Run76* a *Run79* jsou v příčné ose rámu podvozku přidána svislá ramena, která se mohou otáčet kolem příčné osy. Konce těchto ramen jsou spojeny s konci náprav, čímž je přední a zadní dvojkolí kinematicky propojeno. U modelu *Run79* je navíc přidána úhlová tuhost mezi ramena na levé a pravé straně podvozku.

Analýzou vlivu těchto vazeb se zabývá článek [49] a obdobný popis lze nalézt v literatuře [30]. Další přehled vazeb je uveden např. v [50].

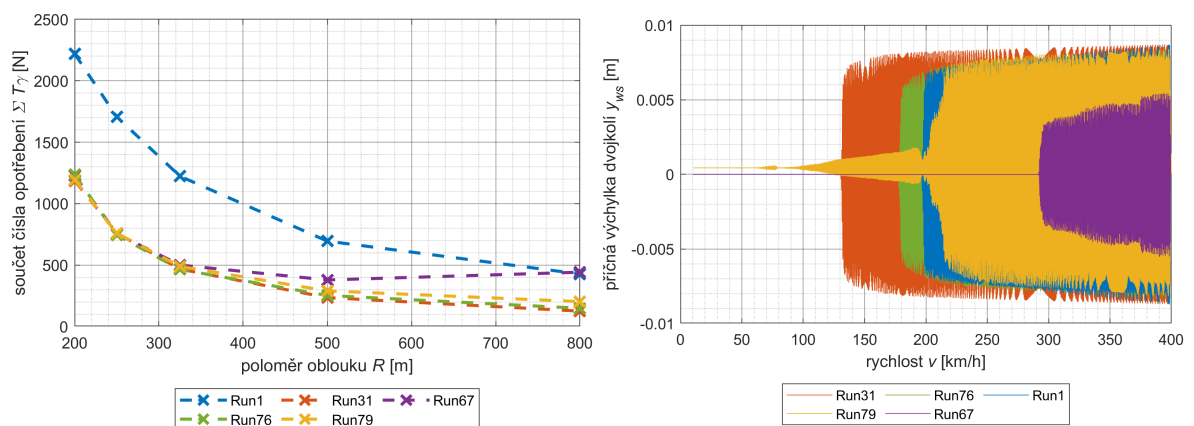
Vazby uvedené na obrázcích jsou zobrazeny jako pružiny, tak byly také modelovány v programu SIMPACK. Tuhost byla nastavena na hodnotu  $10^9$  N/m, což zajišťuje minimální deformaci těchto prvků při přenosu sil a vazba se chová jako kinematická. Zároveň je do těchto vazeb zavedeno tlumení.



**Obrázek 9.5:** Přehled uvažovaných vazeb mezi dvojkolími jednoho podvozku.

Na obr. 9.6 je zobrazeno porovnání výsledků simulací jízdy vozidel s uvedenými vazbami v jejich podvozcích a vozidel bez těchto vazeb. Vlevo je uvedena závislost součtu čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$  na poloměru oblouku  $R$  pro nedostatek převýšení  $I = 100$  mm. Z výsledků je patrné, že všechny uvažované modely (viz obr. 9.5) nemají výrazný vliv na chování podvozku z pohledu poškozujících účinků ve velmi malých poloměrech oblouku. V poloměrech oblouku 500 a 800 m vykazují modely *Run76* a *Run79* stále dobrou shodu s modelem *Run31*, který označuje podvozek se stejně měkkým podélným primárním vypružením bez přidání vazeb. Naopak hodnoty součtu čísla opotřebení modelu *Run67* se při poloměru oblouku 800 m již dostávají na hodnotu, která se shoduje s hodnotou referenčního modelu s vyšší podélnou tuhostí primárního vypružení (zdůvodnění je uvedeno dále v textu).

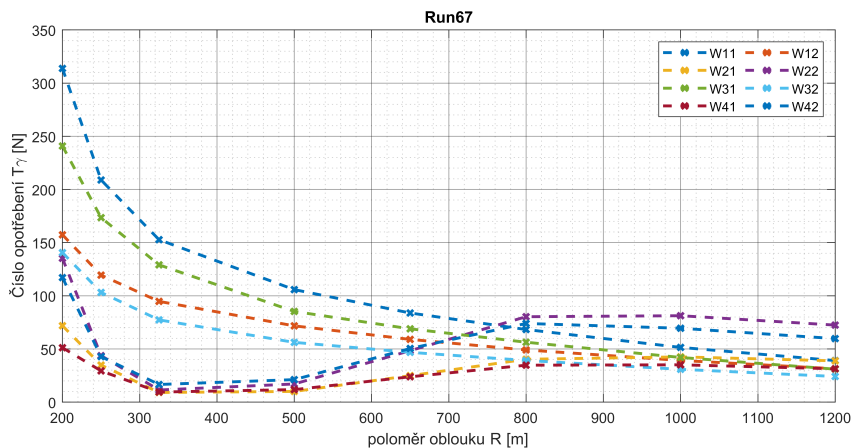
Na témže obrázku vpravo je zobrazeno porovnání závislostí příčné výchylky prvního dvojkolí na rychlosti jízdy, což představuje porovnání jednotlivých modelů z pohledu stability jízdy. Použitím křížové vazby (model *Run67*) se stabilita výrazně zlepšila a model dosahuje kritické rychlosti přibližně 290 km/h, což je o necelých 100 km/h více, než vykazuje referenční model s relativně vyšší tuhostí primárního vypružení v podélném směru. Model *Run76* dosahuje kritické rychlosti přibližně 176 km/h, což přibližně odpovídá výsledkům použití hydraulického pouzdra u modelu *Run78* (viz kap. 9.1, tab. 9.2). Výsledky simulace s modelem *Run79* ukazují, že nestabilní chod se výrazněji uklidní kolem rychlosti 200 km/h, a dále kmitá s výchylkou menší než 7 mm. Nakonec se dvojkolí ustálí v příčně vychýlené poloze přibližně o hodnotě 0,5 mm. Toto konečné vychýlení je způsobeno vlastnostmi uvažovaného mechanismu, který je při porovnání pravé a levé strany podvozku asymetrický. Tato asymetrie je nutná pro správnou funkčnost mechanismu.



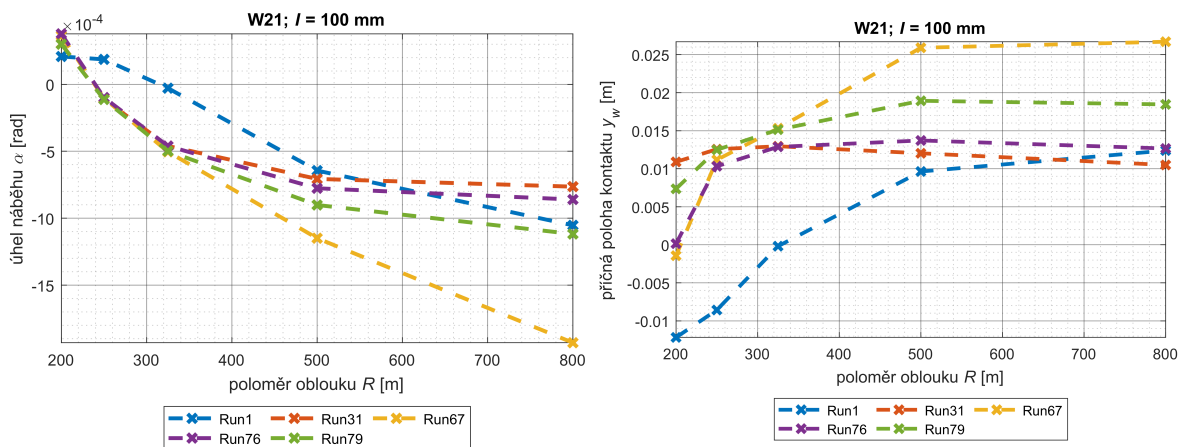
**Obrázek 9.6:** Hodnoty součtu čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$  v závislosti na poloměru oblouku  $R$  pro jednotlivé simulační modely a nedostatek převýšení 100 mm (vlevo) a závislost příčné výchylky prvního dvojkolí  $y_{ws}$  na rychlosti jízdy  $v$  pro jednotlivé simulační modely (vpravo).

Vyšší hodnoty součtu čísla opotřebení ve větších poloměrech oblouku pro model *Run67*

jsou vlastností uvažovaného mechanismu. Zatímco u ostatních uvedených mechanismů jsou kola propojena pouze v podélném směru, v tomto případě křížová vazba zajišťuje také příčné propojení. K nárůstu čísla opotřebení dochází na zadním dvojkolí (viz obr. 9.7) vlivem změny hodnoty úhlu náběhu dvojkolí a jeho příčným posunutím směrem k vnější kolejnici (viz obr. 9.8).



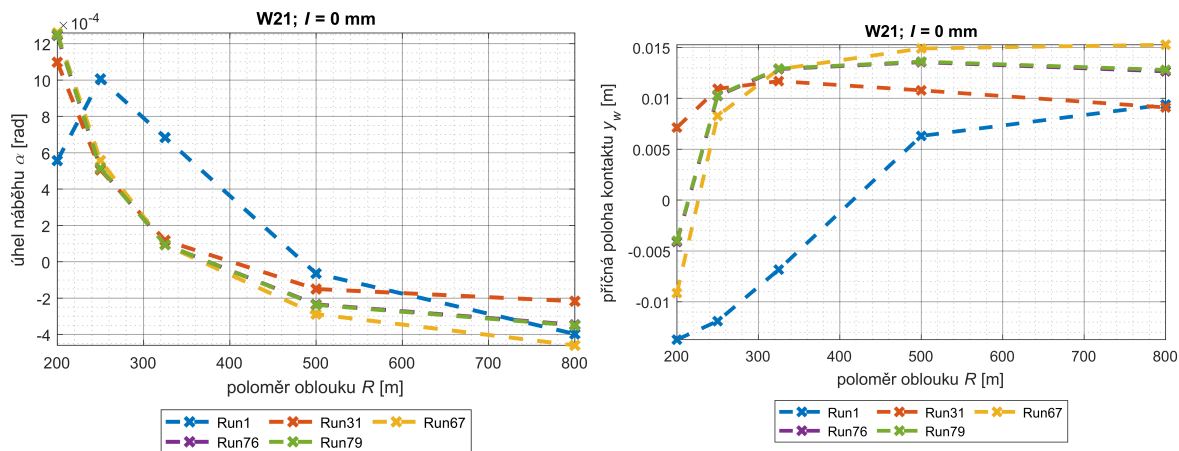
**Obrázek 9.7:** Závislosti čísla opotřebení  $T_\gamma$  na poloměru oblouku  $R$  pro jednotlivá kola modelu vozidla s křížovou vazbou (*Run67*) s rozšířením o další poloměry oblouku.



**Obrázek 9.8:** Úhel náběhu  $\alpha$  (vlevo) a příčná poloha kontaktu kolo-kolejnice  $y_w$  (vpravo) na vnějším kole druhého dvojkolí  $W21$  v závislosti na poloměru oblouku  $R$  pro jednotlivé simulační modely a nedostatek převýšení  $I = 100$  mm.

Zadní dvojkolí podvozku přirozeně zaujímá relativně vhodnou polohu pro průjezd obloukem, ale vlivem této vazby může být z této polohy vychýleno. Zároveň je ale tento jev spojen s nedostatkem převýšení. Se zvyšujícím se nedostatkem převýšení  $I$  hodnoty

číslo opotřebení na zadním dvojkolí roste. Situace pro nulový nedostatek převýšení, kde naopak není tento negativní vliv mechanismu patrný, je zobrazena na obr. 9.9.



**Obrázek 9.9:** Úhel náběhu  $\alpha$  (vlevo) a příčná poloha kontaktu kolo-kolejnice  $y_w$  (vpravo) na vnějším kole druhého dvojkolí W21 v závislosti na poloměru oblouku  $R$  pro jednotlivé simulační modely a nedostatek převýšení  $I = 0$  mm.

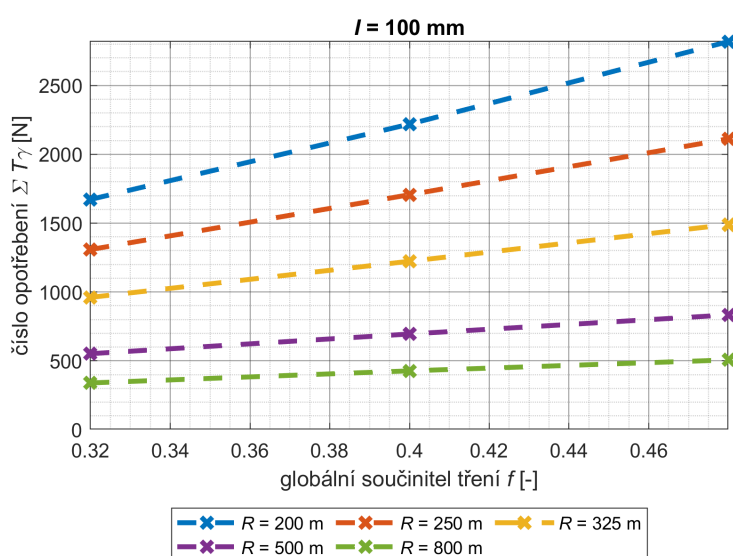
Z uvedeného přehledu vyplývá, že použitím vazby modelu *Run76*, tedy prostým propojením kol pravé a levé strany podvozku pomocí pákového mechanismu, lze výrazně zlepšit stabilitu jízdy vozidla a zvýšit hodnotu kritické rychlosti. Potom je možné u podvozku s touto vazbou použít menší podélnou tuhost primárního vypružení, která je vhodnější z pohledu průjezdu vozidla obloukem a výrazně snižuje hodnotu čísla opotřebení. Velmi dobré vlastnosti z pohledu stability jízdy vykazuje také křížová vazba modelu *Run67*. Ta ale může negativně ovlivňovat hodnotu součtu čísla opotřebení v určitém intervalu poloměru oblouku při vyšších hodnotách nedostatku převýšení. Příkladem použití této vazby jsou nákladní podvozky TVP 2007 nebo LEILA. Pro jasné doporučení vazeb mezi dvojkolími je ovšem třeba provést důkladnější rozbor jejich vlivu a zabývat se individuální konstrukcí pro dané vozidlo. Práce se nezabývala konkrétním řešením konstrukčního provedení vazby a jejím umístěním do konstrukce podvozku.

### 9.3 Modifikátor součinitele tření

Další z technických možností, jak snížit poškozující účinky vozidla na kolej při průjezdu obloukem, je cíleně redukovat součinitel tření. Obecně nižší součinitel tření v kontaktu kolo-kolejnice redukuje velikost skluzových sil. Součinitel je závislý na podmínkách v kontaktu, které nelze přesně předvídat. Zároveň není jednoduché tento součinitel určit, proto jeho vliv není uvažován v metodice pro výpočet  $T\gamma_{ekv}$ .

Skluzové účinky při průjezdu vozidla obloukem bývají nejvyšší na okolku nabíhajícího kola. Pomocí specifických systémů pro mazání okolků může být součinitel tření modifikován lokálně. Mazivo je aplikováno pouze v oblasti okolku a tím nejsou ovlivňovány podmínky na jízdni ploše kola, kde je třeba přenášet tažné síly a případně snížení součinitel tření v této oblasti by tuto schopnost omezilo.

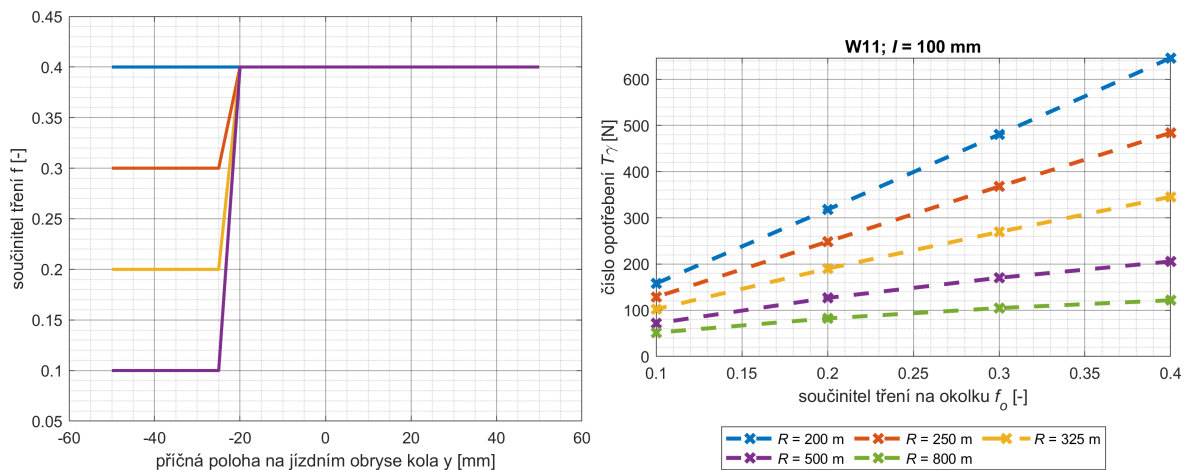
Pokud je součinitel tření modifikován globálně, tedy ve všech kontaktech kol a kolejnic po celé jejich ploše, což ve většině případů souvisí s přírodními podmínkami, je snížení součtu čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$  výrazné. Závislost je lineární a se zmenšujícím se poloměrem oblouku roste její směrnice (viz obr. 9.10).



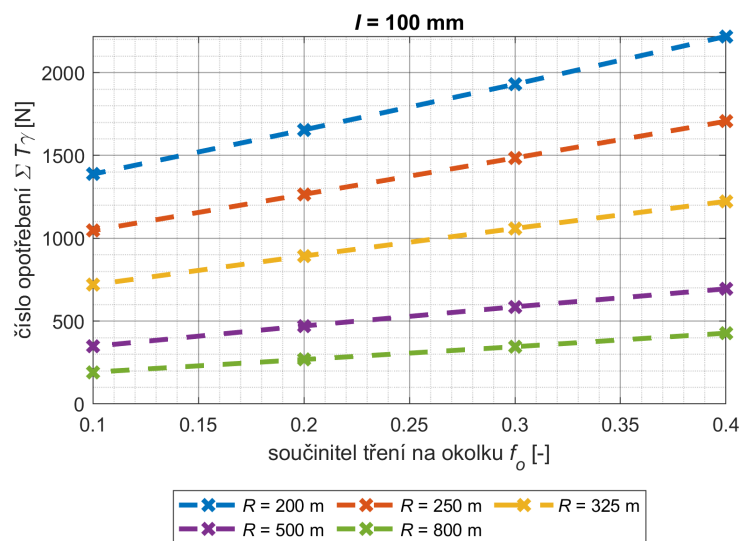
**Obrázek 9.10:** Součet čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$  v závislosti na globálním součiniteli tření  $f$  pro všechny uvažované poloměry oblouku a nedostatek převýšení  $I = 100 \text{ mm}$ .

Pro posouzení přínosu modifikování součinitele tření pouze na okolku nabíhajícího kola, tedy lokálně a cíleně, byly provedeny simulace, kde se v této oblasti jízdniho obrysu součinitel postupně snižoval z hodnoty 0,4 na 0,1. Závislosti součinitele tření na příčné poloze na jízdni obryse kola jsou uvedeny na obr. 9.11 vlevo. Výrazné snížení čísla opotřebení  $T\gamma$  na nabíhající kole W11 je znázorněno závislostí na stejném obrázku vpravo. Při všech provedených simulacích byla poloha kontaktního bodu nabíhajícího kola v oblasti okolku. Na ostatních kolech vozidla k redukci čísla opotřebení nedošlo.

Závislost součtu čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$  na součiniteli tření  $f_o$ , kdy modifikátor součinitele tření je aplikován v oblasti okolku nabíhajících kol obou podvozků vozidla, je zobrazena na obr. 9.12.



**Obrázek 9.11:** Závislost hodnoty součinitele tření  $f$  na příčné poloze na jízdním obryse kola (vlevo) a závislost součtu čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$  na nabíhajícím kole W11 na součiniteli tření na okolku  $f_o$  pro jednotlivé poloměry oblouku a nedostatek převýšení  $I = 100$  mm (vpravo).



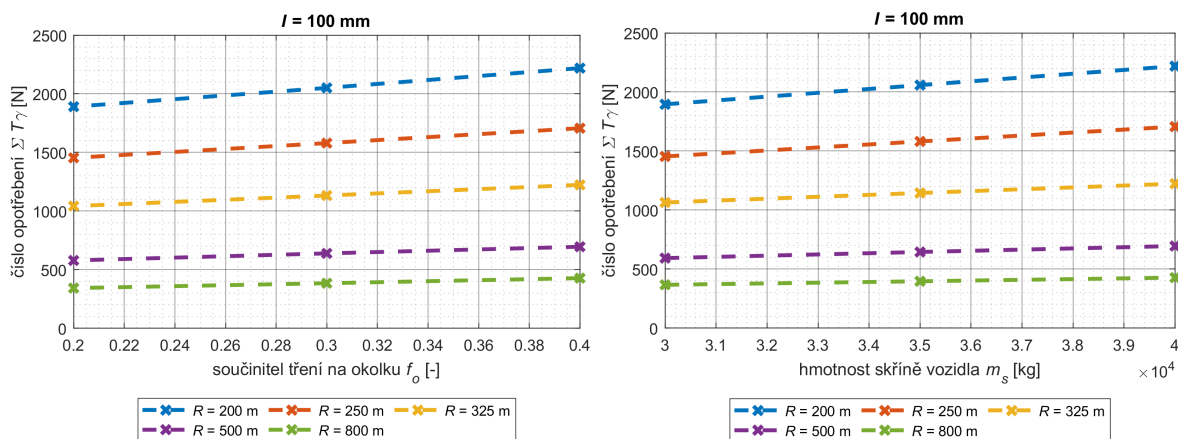
**Obrázek 9.12:** Součet čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$  v závislosti na součiniteli tření na okolku  $f_o$  nabíhajících kol obou podvozků pro všechny uvažované poloměry oblouku a nedostatek převýšení  $I = 100$  mm.

Poměrný pokles čísla opotřebení na obou nabíhajících kolech je téměř stejný, lze tedy očekávat i stejnou redukci poškozujících účinků. Absolutní hodnoty poklesu čísla opotřebení jsou ale vyšší u nabíhajícího kola prvního podvozku, a proto má redukce součinitele tření na tomto kole větší vliv na celkové snížení čísla opotřebení a redukci poškozujících účinků.

Aplikace modifikátoru tření pouze na nabíhající kolo prvního dvojkolí vozidla, který sníží

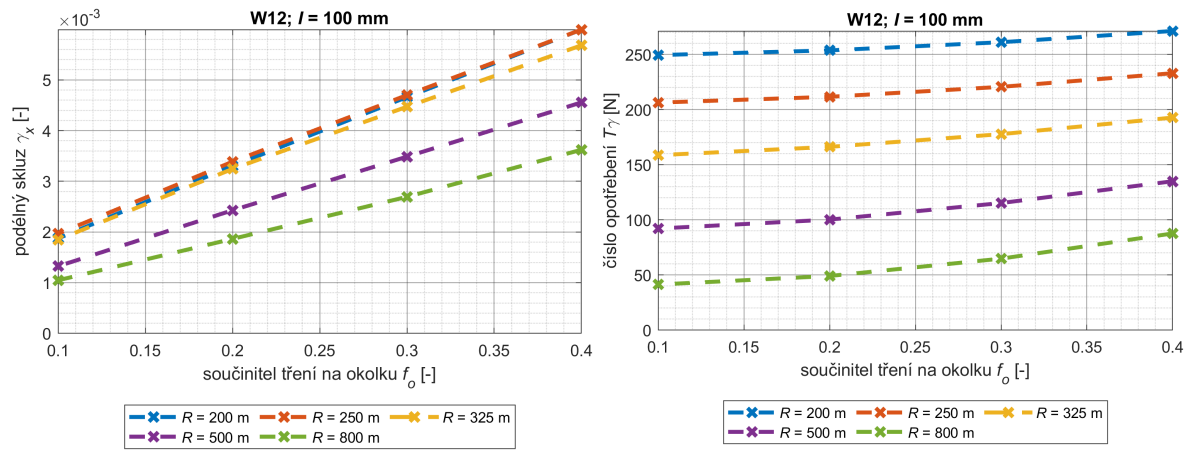
součinitele tření z hodnoty 0,4 na 0,2, má na celkové číslo opotřebení přibližně stejný efekt, jako snížení hmotnosti skříně vozidla ze 40 t na 30 t (viz obr. 9.13). Z pohledu úpravy konstrukce vozidla za účelem snížení opotřebení kol vyvstává otázka, zda klást velký důraz na redukci hmotnosti nebo zavést systém pro mazání okolků. Nižší hmotnost však bude mít vliv i na další poškozující účinky, které nebyly obsahem této práce.

Toto porovnání by zřejmě bylo možné použít pro zavedení vlivu modifikátoru tření do hodnocení poškozujících účinků vozidla správcem infrastruktury, kdy vozidlům disponujícím zařízeními pro mazání okolků může být v rámci výpočtu adekvátně snížena hmotnost. Zavedení takového prvku do výpočtů ovšem vyžaduje další podrobnější analýzu problematiky modifikátorů tření.



**Obrázek 9.13:** Součet čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$  v závislosti součinitele tření na okolků  $f_o$  (vlevo) a hmotnosti skříně vozidla  $m_s$  (vpravo) pro všechny uvažované poloměry oblouku a nedostatek převýšení  $I = 100 \text{ mm}$ .

Snížením součinitele tření na okolků nabíhajícího kola je také ovlivněna situace na druhém (vnitřním) kole dvojkolí  $W12$ , kde dochází k redukci podélného skluzu (viz obr. 9.14 vlevo). To vede také k mírnému snížení čísla opotřebení na tomto kole (viz obr. 9.14 vpravo). Z toho vyplývá, že lokální modifikací součinitele tření pouze na nabíhajícím kole jsou ovlivňovány poškozující účinky na celém dvojkolí.



**Obrázek 9.14:** Podélný skluz  $\gamma_x$  (vlevo) a číslo opotřebení  $T_\gamma$  (vpravo) na vnitřním kole prvního dvojkolí W12 v závislosti na součiniteli tření na nabíhající kole W11 pro jednotlivé poloměry oblouku.

# Kapitola 10

## Závěr

Hodnocení dynamických účinků jízdy vozidla na kolej je v praxi velmi rozšířeným tématem. Používá se při stanovení bezpečnosti jízdy vozidla a stability jízdy, což souvisí také se schvalováním vozidla do provozu. Pro jednotlivé veličiny jsou definovány mezní hodnoty, jejichž dodržování zajišťuje bezpečnou a udržitelnou železniční dopravu. Dynamické účinky, které způsobují poškození kol a kolejnic, nemají okamžitý efekt na bezpečnost jízdy (kromě situace, kdy dojde k náhlému lomu). Poškození kol a kolejnic se postupně vyvíjí a očekávaná rychlost tohoto vývoje, resp. jeho intenzita nemá vliv na schválení vozidla k provozování. Hodnocení poškozující účinků se tak zpravidla používá při optimalizaci jízdních obrysů kol, profilů kolejnic a predikci jejich opotřebení. Cílem je lepší plánování údržbových zásahů, snížení jejich četnosti, prodloužení intervalů mezi údržbou, a z toho vyplývající úspora nákladů na tuto údržbu. Alternativou jsou hodnocení poškozujících účinků pro potřeby správců železniční infrastruktury, pro které je výhodné, když jsou poškozující účinky vozidel na trať minimální. Potom se snižují také náklady na údržbu tratí, což vede ke zvýšení udržitelnosti celého systému železniční dopravy. Tato práce se právě tímto pohledem na dynamické účinky vozidla na trať zabývala.

### 10.1 Shrnutí jednotlivých kapitol práce

V **úvodní kapitole** jsou popsány vybrané modely a metody používané pro hodnocení poškozujících účinků. Zároveň jsou uvedeny příklady jejich použití v praxi. Kapitola přináší rychlé seznámení čtenáře s problematikou, které se tato práce věnovala.

V **druhé kapitole** jsou sepsány cíle disertační práce, popsána motivace autora k řešení a nastíněn přehled struktury a rozdělení práce. V této kapitole je také uvedeno číslo opotřebení  $T\gamma$  jako důležitá veličina, jejíž rozbořením se práce zabývá.

Veličiny, které mají vliv na velikost čísla opotřebení jsou skluzy a skluzové síly v kontaktu kolo-kolejnice. Proto je jim věnována **třetí kapitola**, která se zaměřuje na tyto veličiny v případě uvažování ustáleného průjezdu vozidla obloukem o konstantním poloměru.

**Čtvrtá kapitola** detailněji popisuje vybrané parametry, které byly používány pro hodnocení poškozujících účinků vozidla na kolej. Vysvětluje také vztah mezi číslem opotřebení a odporem z jízdy obloukem. Důležitým závěrem z této kapitoly je, že pokud se zabýváme pouze odporem z jízdy obloukem (zanedbáváme všechny ostatní jízdní odpory), pak je práce odporové síly rovna práci skluzových sil v kontaktech kol a kolejnic. Z toho vyplývá, že odpor z jízdy obloukem  $O_R$  je ekvivalentem součtu čísel opotřebení na všech kolech vozidla  $\Sigma T\gamma$  (obě veličiny mají fyzikální rozměr síly). Zásadní je tedy rov. (4.17), která je zde znovu připomenuta:

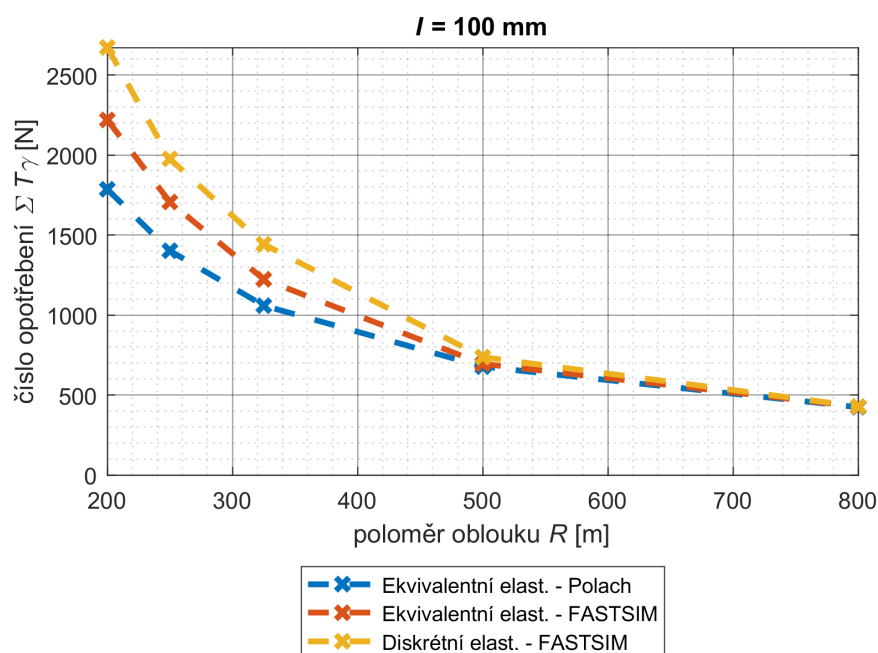
$$\dot{x} = konst. \quad \Rightarrow \quad O_R = \Sigma T\gamma = F. \quad (10.1)$$

Rovnice odpovídá jízdě vozidla obloukem konstantní rychlostí, která je udržována působením vnější tažné síly  $F$ . Tato síla je pak rovna součtu čísel opotřebení a odporu z jízdy obloukem.

Následující **pátá kapitola** seznamuje čtenáře s metodou, která byla zvolena pro řešení práce. Jelikož byl jeden z cílů práce provedení citlivostní analýzy vybraných konstrukčních parametrů vozidla na číslo opotřebení, bylo zvoleno řešení pomocí multi-body simulačních výpočtů jízdy vozidla v programu SIMPACK. Kapitola seznamuje čtenáře se základními charakteristikami simulačních výpočtů a je popsán referenční model vozidla, se kterým je práce dále řešena. Tento model svými parametry odpovídá vozu elektrické jednotky, což je v dnešní době stále více preferované uspořádání vlaku osobní dopravy. Jsou zde také naznačeny simulační scénáře, které byly provedeny s každou variantou modelu vozidla. Model vozidla nemá představovat konkrétní vozidlo, ale má být univerzální a umožňující jednoduchou modifikaci. Validace modelu je založena na ověření vlastních frekvencí kmitání a vyhodnocení bezpečnosti proti vykolejení, aby bylo zřejmé, že vozidlo, které model reprezentuje, by vyhovělo nejzákladnějším podmínkám provozu.

Prvnímu z hlavních cílů práce je věnována **šestá kapitola**. Tato kapitola obsahuje rozbor vlivu řešení kontaktu kolo-kolejnice, především jeho tangenciálního problému, na číslo opotřebení. Výsledky ukazují výrazný vliv volby metody řešení kontaktu kolo-kolejnice na velikost čísla opotřebení. Tento vliv je výraznější ve velmi malých a extrémně malých poloměrech oblouku (viz obr. 10.1).

Cílem metodik pro hodnocení poškozujících účinků není přesné určení objemu opotřebeného materiálu kol a kolejnic, ale schopnost vzájemně porovnávat jednotlivé typy vozidel a jejich konstrukce. Na základně získaných výsledků je nezbytné, aby metodiky obsahovaly jasně definovaná pravidla pro modelování kontaktu kolo-kolejnice.



**Obrázek 10.1:** Porovnání vlivu modelování kontaktu Polachovou metodou a algoritmem FASTSIM pro ekvivalentní a diskrétní elastické řešení výpočtu kontaktní plochy. Závislost součtu čísla opotřebení na poloměru oblouku.

**Sedmá kapitola** je věnována citlivostní analýze. Referenční vozidlo popsané v páté kapitole je postupně modifikováno a je zkoumán vliv jednotlivých konstrukčních parametrů na velikost součtu čísla opotřebení  $\Sigma T\gamma$ . Je zde také rozebrán vliv poloměru oblouku a nedostatku převýšení. Z citlivostní analýzy vyplývá, že důležitými parametry, které hodnoty součtu čísla opotřebení ovlivňují jsou:

- poloměr oblouku,
- nedostatek převýšení, resp. nevyrovnané příčné zrychlení, které souvisí s rychlostí jízdy vozidla,
- rozvor podvozku,
- úhlová tuhost primárního vypružení (v anglické literatuře označována jako *PYS - Primary Yaw Stiffness*),
- hmotnost vozidla.

Parametry popisující sekundární vypružení mají zanedbatelný vliv na součet čísel opotřebení na všech kolech. Ovšem při hodnocení čísla opotřebení pouze na jednom podvozku

nebo na prvním dvojkolí se vliv parametrů sekundárního vypružení projeví. Z této kapitoly vyplývá závěr, že při porovnání vozidel pomocí hodnoty čísla opotřebení je nutné analyzovat všechna kola vozidla. Výsledky z vyhodnocení situace na jednom kole mohou být zavádějící. Tyto uvedené závěry jsou stanoveny na základě simulačních výpočtů, kde byl vždy uvažován určitý interval hodnot zkoumaných parametrů.

V **kapitole osm** je navržena metodika pro hodnocení dynamických účinků, které způsobují poškozující účinky jízdy vozidla na kolej, a definován parametr  $T\gamma_{ekv}$  jako ekvivalentní číslo opotřebení. Metodika je založena na již používané hyperbolické závislosti odporu z jízdy obloukem na poloměru oblouku, do které jsou zavedeny vlivy konstrukčních parametrů vozidla. Metodika byla koncipována tak, aby bylo možné vliv těchto parametrů zavádět postupně, případně přidat vliv dalšího parametru. Není tedy závislá na okamžité znalosti všech parametrů, ovšem zanedbáním vlivu některého parametru roste nepřesnost metodiky. Hodnoty konstant parametru  $T\gamma_{ekv}$  jsou stanoveny na základě výsledků simulací. Výsledkem metodiky jsou očekávané hodnoty součtu čísla opotřebení pro dané konstrukce vozidel, které lze poté porovnávat. Výhodou navržené metodiky je, že pro její vyhodnocení není nutné tyto simulace realizovat

V druhé části této kapitoly jsou uvedena porovnání navržené metodiky s dalšími možnostmi hodnocení poškozujících účinků. Zároveň jsou navrženy modely pro parametr  $T\gamma_{ekv}$  porovnány s výsledky simulací. Lepších výsledků v tomto porovnání dosahuje model varianty B:

$$O_R = \Sigma T\gamma \approx T\gamma_{ekv} = \frac{3,28 \cdot 10^5 \prod_i f_b(p_i)}{R - 53,5 \prod_i f_b(r_i)}, \quad (10.2)$$

kde pro parametry  $p_i = \{2a_1; k_{t1}; m_v\}$  jsou definovány funkce:

$$f_b(2a_1) = 0,689 \cdot 2a_1 - 0,659 \quad r_b(2a_1) = -0,887 \cdot 2a_1 + 3,17 \quad (10.3)$$

$$f_b(k_{t1}) = 0,289 \cdot \ln(k_{t1}) - 4,23 \quad r_b(k_{t1}) = -0,504 \cdot \ln(k_{t1}) + 10,1 \quad (10.4)$$

$$f_b(m_v) = 1,32 \cdot 10^{-5} \cdot m_v + 0,229 \quad r_b(m_v) = 0,348 \cdot 10^{-5} \cdot m_v + 0,796 \quad (10.5)$$

Hodnoty koeficientů u uvedených rovnic platí pro nedostatek převýšení 100 mm. Pro jiné nedostatky převýšení jsou hodnoty koeficientů uvedeny v kapitole 8. Postup citlivostní analýzy a následovného stanovení koeficientů pro uvedené rovnice může být zopakován pro jiný referenční model vozidla. Hodnoty koeficientů tak mohou být kalibrovány. V takovém případě již stačí provést pouze vybrané simulační scénáře.

Poslední **devátá kapitola** se zabývala vlivem technických řešení pro snížení poškozujících účinků vozidla na kolej v oblouku. Z citlivostní analýzy je zřejmé, že pro snížení poškozujících účinků je vhodné snížit úhlovou tuhost primárního vypružení. Takové řešení

vede k zhoršení stability a snížení kritické rychlosti vozidla v přímé koleji. Proto se uvedená technická řešení spíše zabývají tím, jak zlepšit jízdní stabilitu. U všech uvedených technických řešení byl pozorován jejich pozitivní vliv na snížení poškozujících účinků (čísla opotřebení) při zlepšení stability jízdy, která byla ověřována pomocí stanovení kritické rychlosti. Velmi dobré výsledky přinesla analýza vlivu součinitele tření v oblasti okolku. Jeho snížením lze velmi efektivně minimalizovat hodnotu čísla opotřebení. Zároveň je jeho vliv porovnatelný s vlivem hmotnosti vozidla, což může být využito při zohlednění modifikátoru tření v prezentované metodice.

## 10.2 Hlavní poznatky a přínosy

Hlavní poznatky a přínosy, které z práce vyplývají jsou shrnuty v následujících bodech:

- V práci je zpracován podrobný přehled vlivu konstrukčních parametrů vozidla na jeho chování při průjezdu obloukem. To přináší lepší pochopení této problematiky.
- Pro zpracování velkého množství simulačních výpočtů byly vytvořeny nástroje, které umožňují **částečnou automatizaci realizace citlivostní analýzy** a následovného zpracování a vykreslení dat. Tyto nástroje napomáhají dalšímu rozvoji vědecko-výzkumné činnosti autora.
- Pro hodnocení poškozujících účinků vozidla na kolej je vhodné zabývat se **situací na všech kolech vozidla**. Tomuto nevyhovují některé používané metodiky, které zpravidla hodnotí pouze veličiny na prvním dvojkolí.
- Při použití simulačních metod jízdy vozidla v metodikách, které porovnávají vozidla z pohledu poškozujících účinků, **musí být jasně definována metoda řešení kontaktu kolo-kolejnice**. Například švýcarská metodika (viz kap. 1.3.1) metodu řešení kontaktu nedefinuje.
- Zásadní vliv na velikost čísla opotřebení a odpor z jízdy obloukem mají **poloměr oblouku, rozvor podvozku, úhlová tuhost primárního vypružení a hmotnost vozidla**. Je definován model, který vliv těchto parametrů zavádí do výpočtu tzv. **ekvivalentu čísla opotřebení  $T\gamma_{ekv}$** . Velký vliv má také nedostatek převýšení. Jeho hodnota se ovšem může za jízdy měnit, a proto je obtížné jeho zohlednění. V práci je tento problém řešen vytvořením sady koeficientů pro různé hodnoty nedostatku převýšení.
- **Technická řešení pro snížení poškozujících účinků velmi dobře plní svou funkci. Použití jejich konstrukce umožní snížit tuhostní parametry pod-**

**vozku**, což se kladně promítne do navrženého modelu v této práci (snížení hodnoty úhlové tuhost primárního vypružení  $k_{t1}$ ). Výjimkou je modifikátor tření aplikovaný na okolky kol, jelikož vliv součinitele tření není do modelu zaveden. Pro případ použití systému pro snížení součinitele tření v kontaktu kolo-kolejnice je vždy vhodnější realizace simulačních výpočtů a přesné vyhodnocení čísla opotřebení.

- Navržený model zavádí vliv parametrů vozidla do vztahu pro výpočet **odporu z jízdy obloukem**. Tento odpor, který je **označován jako traťový, se tak stává částečně také vozidlovým odporem**. Model umožňuje získat rychlý odhad o poškozujících účincích vozidla, příp. porovnat vozidla bez nutnosti realizace simulačních výpočtů.
- Hodnocení vozidel z pohledu jejich poškozujících účinků na trať vede k trendu zavádění tzv. „*track-friendly*“ vozidel. Tím může dojít se **snížení intenzity poškození kol a kolejnic, což vede k udržitelnější železniční dopravě**. Vedlejším ekonomickým produktem může být snížení nákladů na údržbu a opravy.

### 10.3 Další získané zkušenosti a možné budoucí práce

V rámci doktorského studia a získávání zkušeností se autor podílel na řešení řady výzkumných problémů a projektů. Ty obecně nejsou součástí této práce, ovšem jejich realizace přispěla k jejímu vytvoření. Příkladem může být:

- Účast na řešení úkolu technického rozvoje SŽDC (dnes SŽ) s názvem *Analýza dynamických účinků jízdy vozidla s ohledem na údržbu tratí*. Výsledkem byly navržené postupy pro hodnocení jízdy vozidel pro potřeby správce infrastruktury ve vztahu k poplatkům za použití dopravní cesty.
- Účast na řešení zakázky s názvem *Stanovení nových hodnot vozidlových odporů pro normativy hmotnosti*. Hlavním cílem byla aktualizace vzorců pro výpočet vozidlových odporů nákladních vlaků. Řešení obsahovalo experimentální měření tažných sil tenzometrickou šroubovkou.
- Z pohledu výrobců železničních vozidel lze zmínit práci *Návrh opatření ke snížení negativních vzájemných účinků vozidel a koleje v obloucích* v rámci projektu Centrum kompetence drážních vozidel a ve spolupráci se společností Škoda Transportation.

Uvedený výčet reprezentuje možný přesah této práce k praktickému využití a potvrzuje zájem ze strany správců infrastruktury i výrobců vozidel se poškozujícími účinky jízdy

vozidla na kolej podrobněji zabývat. V rámci účasti řešení dalších úkolů se autor věnoval zejména simulačním výpočtům jízdy vozidel. Přehled těchto aktivit je uveden v kapitole Vlastní publikace.

Shoda odporu z jízdy obloukem a součtu hodnot čísla opotřebení pro celé vozidlo otevírá možnost experimentálnímu zjištění čísla opotřebení. Hodnotu odporu z jízdy obloukem bez vlivu odporu z valení, odporu v ložiskách a částečně i aerodynamického odporu by bylo možné získat odečtením naměřené odporové síly při jízdě v přímé koleji od odporové síly naměřené při jízdě navazujícím obloukem. Potom je situace srovnatelná se simulovanými scénáři v této práci a hodnota odporové síly by měla být shodná s číslem opotřebení. Odpor vozidla lze v tomto případě měřit jako tažnou sílu potřebnou pro udržení konstantní rychlosti jízdy. Potom by bylo možné na základě této naměřené hodnoty porovnávat vozidla z pohledu poškozujících účinků na trať.

Práce také ponechává prostor pro definování vlivu aktivních prvků, které se v současné době testují a zavádí do vypružení vozidla. Tyto prvky mají zlepšovat vlastnosti vozidla v oblouku, tedy snižovat odpor z jízdy obloukem, a zároveň udržovat vozidlo stabilní při jízdě vysokou rychlostí.

Navržený model je založen a vyhodnocení čísla opotřebení, které je používáno jako parametr pro hodnocení opotřebení kol a kolejnic. Z pohledu poškozujících účinků je ale nutné zabývat se také kontaktně-únavovým poškozením (*RCF*). Nabízí se zde tedy možnost řešit problematiku *RCF* na základě obdobného postupu použitého v práci.

# Summary

The evaluation of the dynamic effects of a running vehicle on the track is a widely discussed topic. It is used in the field of safety assessment and vehicle certification, but also for the needs of comparing vehicles with each other. These dynamic effects cause damage to wheels and rails. Railway infrastructure managers are creating methodologies for evaluating vehicles in relation to rail damage. The aim is to motivate transport operators to use so-called track-friendly vehicles, minimize damage and create more sustainable railway transport.

This dissertation deals with the damaging effects of a vehicle when passing through a curve. The most commonly used parameter for evaluating damaging effects in the curve is the Wear Number, which represents the specific work of creep forces. For a better understanding, this thesis provides a basic analysis of creepage phenomena in the wheel-rail contact. Wear Number requires performing simulation calculation of vehicle running (multi-body simulations), because the necessary quantities are calculated that cannot yet be measured. This is disadvantageous for practical use, because a virtual computer model of the examined vehicle must be created. The main aim of the work is based on this, to define an equivalent model that will allow evaluating the damaging effects of the vehicle on a track without simulation calculations.

The use of simulation calculations makes it possible to carry out a sensitivity analysis on selected vehicle design parameters that would not be possible to change on a real vehicle. The sensitivity analysis shows that when investigating the damaging effects of a vehicle on the track, creepage phenomena on all wheels of the vehicle must be considered. Methodologies based on the assessment of only one wheelset or one bogie can be misleading. Some vehicle design parameters can significantly affect the Wear Number on the first wheelset, but do not have such a large effect on the sum of the Wear Number on all wheels. The parameters that most affect the Wear Number value are: wheelset distance, primary yaw stiffness and weight of vehicle. The effect of curve radius and cant deficiency was also analysed. With decreasing curve radius, the Wear Number increases hyperbolically, so the influence of the curve radius is very significant. For positive cant

deficiencies, the values of the Wear Number decreases with increasing cant deficiency. This is caused by taking better geometric position of the vehicle due to the centrifugal force.

The choice and setting of the wheel-rail contact solution model is very important in simulation calculations of vehicle running. For example, the FASTSIM algorithm and the Polachs method for solving tangential problem show relatively good agreement in evaluating the leading force and vertical wheel force, but the results differ significantly in evaluating the Wear Number, i.e. creepage effects. As a result, for defined methodologies for evaluating damaging effects based on simulation calculations, it is also important to define the conditions for solving the wheel-rail contact.

The analysis also showed that the value of the sum of the Wear Numbers for the entire vehicle is equal to the magnitude of the external traction force that must be applied to the vehicle to ensure a constant speed in a curve (under the condition of neglecting all other resistance). This phenomenon is called curve resistance, the magnitude of which is equal to the sum of the Wear Numbers on all wheels.

Based on the evaluation of the sensitivity analysis, a parameter called Equivalent Wear Number  $T_{\gamma_{ekv}}$  was empirically proposed. The parameter represents the sum of the Wear Numbers on all wheels of the vehicle. This parameter allows the estimation of the sum of the Wear Number depending on the values of the vehicle parameters and the curve radius and without simulation calculations. Using this parameter, vehicle designs can be compared in terms of damaging effects on the rails. The defined parameter  $T_{\gamma_{ekv}}$  also makes the calculation of the curve resistance more precise (only the dependence on the vehicle weight and curve radius is considered for traction calculations).

The last part of the thesis deals with the effect of technical solutions to reduce the curve resistance and thus also the damaging effects of the vehicle on the track. One of the possibilities to reduce the damaging effects is to minimize the values of primary yaw stiffness, which causes a decrease in running stability. Most of these solutions are designed to improve stability at high speed and not affect the bogie characteristics in small curve radii. This allows to design a softer suspension in the bogie. The influence of the hydraulic bushing and the wheelset coupling is analysed. Another possibility is to use a friction modifier in the wheel-rail contact, which does not affect the design parameters of the bogies and (from the point of view of rail damage) has a similar effect as reducing the weight of the vehicle.

# Literatura

- [1] TUNNA, J; SINCLAIR, J. a PEREZ, J. A Review of wheel wear and rolling contact fatigue. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. 2007, s. 271-289. ISSN 0954-4097. Dostupné z: <https://doi.org/10.1243/0954409JRRT72>.
- [2] DIRKS, B.; ENBLOM, R. a BERG, M. Prediction model for wheel profile wear and rolling contact fatigue. In: *Wear*. 2011, s. 210-217. ISSN 00431648. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2010.10.028>.
- [3] HIENSCH, Martin a STEENBERGEN, Michaël. Rolling Contact Fatigue on premium rail grades: Damage function development from field data. In: *Wear*. 2018, s. 187-194. ISSN 00431648. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2017.10.018>.
- [4] BURSTOW, M. C. *Whole life rail model application and development for RSSB—continued development of an RCF damage parameter*. Rail standards and safety board, London. 2004.
- [5] BRAGHIN, Francesco; LEWIS, R.; DWYER-JOYCE, Rob a BRUNI, Stefano. A mathematical model to predict railway wheel profile evolution due to wear. In: *Wear*. 2006, s. 1253-1264. ISSN 00431648. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2006.03.025>.
- [6] LEWIS, R.; BRAGHIN, Francesco; WARD, A.; BRUNI, Stefano; DWYER-JOYCE, Rob et al. Integrating dynamics and wear modelling to predict railway wheel profile evolution. In: *6th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems (CM2003)*. Gothenburg, Sweden, 2003, s. 7-16. ISBN 9163139286.
- [7] KNOTHE, Klaus a STICHEL, Sebastian. *Rail Vehicle Dynamics*. Cham: Springer International Publishing AG, 2017. ISBN 978-3-319-45376-7.

- [8] CLAYTON, P. Predicting the wear of rails on curves from laboratory data. In: *Wear*. 1995, s. 11-19. ISSN 00431648. Dostupné z: [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(95\)90003-9](https://doi.org/10.1016/0043-1648(95)90003-9).
- [9] DE PAULA PACHECO, Philippe Augusto; MAGELLI, M.; LOPES, Matheus Valente; CORREA, Pedro Henrique Alves; ZAMPIERI, N. et al. The effectiveness of different wear indicators in quantifying wear on railway wheels of freight wagons. In: *Railway Engineering Science*. ISSN 2662-4745. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/s40534-024-00334-8>.
- [10] PEARCE, T. G. a SHERRATT, N. D. Prediction of wheel profile wear. In: *Wear*. 1991, s. 343-351. ISSN 00431648. Dostupné z: [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(91\)90025-P](https://doi.org/10.1016/0043-1648(91)90025-P).
- [11] WANG, Pu; WANG, Shuguo a GAO, Liang. Numerical prediction of the development of rail wear on high-speed railways. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. 2020, s. 927-944. ISSN 0954-4097. Dostupné z: <https://doi.org/10.1177/0954409719860715>.
- [12] JENDEL, Tomas. Prediction of wheel profile wear—comparisons with field measurements. Online. *Wear*. 2002, roč. 253, č. 1-2, s. 89-99. ISSN 00431648. Dostupné z: [https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(02\)00087-X](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(02)00087-X).
- [13] CARLBERGER, Andreas; TORSTENSSON, Peter T; NIELSEN, Jens CO a FRID, Anders. An iterative methodology for the prediction of dynamic vehicle–track interaction and long-term periodic rail wear. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. 2018, s. 1718-1730. ISSN 0954-4097. Dostupné z: <https://doi.org/10.1177/0954409717747127>.
- [14] ENBLUM, Roger a STICHEL, Sebastian. Industrial implementation of novel procedures for the prediction of railway wheel surface deterioration. In: *Wear*. 2011, s. 203-209. ISSN 00431648. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2010.10.037>.
- [15] EKBERG, A.; KABO, E. a ANDERSSON, H. An engineering model for prediction of rolling contact fatigue of railway wheels. Online. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*. 2002, roč. 25, č. 10, s. 899-909. ISSN 8756-758X. Dostupné z: <https://doi.org/10.1046/j.1460-2695.2002.00535.x>.
- [16] HOSSEIN NIA, Saeed; CASANUEVA, Carlos a STICHEL, Sebastian. Prediction of RCF and wear evolution of iron-ore locomotive wheels. In: *Wear*. 2015, s. 62-72. ISSN 00431648. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2015.05.015>.

- [17] EVANS, Jerry a IWNICKI, Simon D. Vehicle Dynamics and the Wheel/Rail Interface. *Wheels on Rails - An update, Understanding and managing the Wheel/Rail Interface, IMechE Seminar*. London: The institution of Mechanical Engineers, April 2002.
- [18] EVANS, J. R. a BURSTOW, M. C. Vehicle/track interaction and rolling contact fatigue in rails in the UK. In: *Vehicle System Dynamics*. 2006, s. 708-717. ISSN 0042-3114. Dostupné z: <https://doi.org/10.1080/00423110600883652>.
- [19] BEVAN, Adam; JAISWAL, Jay; SMITH, Andrew a OJEDA CABRAL, Manuel. Judicious selection of available rail steels to reduce life-cycle costs. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. 2020, s. 257-275. ISSN 0954-4097. Dostupné z: <https://doi.org/10.1177/0954409718802639>.
- [20] WOODHEAD, Daniel Herbert. Investigating the performance of rail steels. In: *Fields: journal of Huddersfield student research*. 2021. ISSN 2057-0163. Dostupné z: <https://doi.org/10.5920/fields.810>.
- [21] IZER, Jiří; JANDA, Jaroslav; MARUNA, Zdeněk a ZDRŮBEK, Stanislav. *Kolejové vozy: dodatek*. Bratislava: Alfa, 1988.
- [22] EN 14363 +A2. *Railway applications - Testing and Simulation for the acceptance of running characteristics of railway vehicles - Running behaviour and stationary tests*. Brussels: European Committee for Standardization, 2022.
- [23] ŠLAPÁK, Jiří a MICHÁLEK, Tomáš. Comparison of selected parameters for evaluation of rail surface damage intensity. In: *Acta Polytechnica CTU Proceedings*. 2022. ISSN 2336-5382. Dostupné z: <https://doi.org/10.14311/APP.2022.35.0042>.
- [24] BAV-242.9-00001/00003/00025/0020. *Base Price Wear In the train-path pricing system 2017: Instructions for determining vehicle prices*. Bern: Federal Office of Transport (BAV), Finance department, 2017.
- [25] ŠLAPÁK, Jiří; MICHÁLEK, Tomáš; ŠPALEK, Petr a HORA, Miroslav. Rozbor švýcarské metodiky pro hodnocení poškozujících účinků jízdy kolejového vozidla na kolej. In: *Vědeckotechnický sborník Správy železnice, státní organizace: č. 2/2020*. Praha: Správa železnic, státní organizace, 2020, s. 16. ISSN 2694-9172.
- [26] EHRHART, Ursula; KNABL, Dieter a MARSCHNIG, Stefan. Track Deterioration Model—State of the Art and Research Potentials. In: *Infrastructures*. 2024. ISSN 2412-3811. Dostupné z: <https://doi.org/10.3390/infrastructures9050086>.
- [27] NETWORK RAIL. *Control Period 6 (CP6) Variable Usage Charge (VUC) guidance document - the calculation and approval of new rates*. Version 2. 2020.

- [28] NETWORK RAIL. *VTAC calculator: Guidance note for determining  $T\gamma$  values: Issue 1*. 2012.
- [29] WU, Qing; WANG, Bo; SPIRYAGIN, Maksym a COLE, Colin. Curving resistance from wheel-rail interface. In: *Vehicle System Dynamics*. 2022, s. 1018-1036. ISSN 0042-3114. Dostupné z: <https://doi.org/10.1080/00423114.2020.1843689>.
- [30] IWNICKI, Simon; SPIRYAGIN, Maksym; COLE, Colin a MCSWEENEY, Tim. *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*. Second Edition. CRC Press, 2019. ISBN 978-1-1386-0285-4.
- [31] ČSN 73 6360-1. *Konstrukční a geometrické uspořádání koleje železničních drah a její prostorová poloha - Část 1: Projektování*. Úřad pro technickou normalizace, metrologii a státní zkušebnictví, 2020.
- [32] KALKER, Joost J. Rolling Contact Phenomena. In: *Rolling Contact Phenomena*. Vienna: Springer Vienna, 2000, s. 1-84. ISBN 3-211-83332-2. Dostupné z: [https://doi.org/10.1007/978-3-7091-2782-7\\_1](https://doi.org/10.1007/978-3-7091-2782-7_1).
- [33] VOLLEBREGT, Edwin A. H.; WEIDEMANN, Christoph a KIENBERGER, Andreas. Use of “contact” in multi-body vehicle dynamics and profile wear simulation: initial results. In: *22nd International Symposium of Dynamics of Vehicles on Road and Tracks*. Manchester, 2011.
- [34] AYASSE, Jean Bernard a CHOLLET, Hugues. Determination of the wheel rail contact patch in semi-Hertzian conditions. In: *Vehicle System Dynamics*. 2006, s. 161-172. ISSN 0042-3114. Dostupné z: <https://doi.org/10.1080/00423110412331327193>.
- [35] QUOST, Xavier; SEBES, Michel; EDDHAHAK, Anissa; AYASSE, Jean Bernard; CHOLLET, Hugues et al. Assessment of a semi-Hertzian method for determination of wheel-rail contact patch. In: *Vehicle System Dynamics*. 2006, s. 789-814. ISSN 0042-3114. Dostupné z: <https://doi.org/10.1080/00423110600677948>.
- [36] ZAAZAA, Khaled E. a SCHWAB, A. L. Review of Joost Kalker’s Wheel-Rail Contact Theories and Their Implementation in Multibody Codes. In: *Volume 4: 7th International Conference on Multibody Systems, Nonlinear Dynamics, and Control, Parts A, B and C*. ASMEDC, 2009, s. 1889-1900. ISBN 978-0-7918-4901-9. Dostupné z: <https://doi.org/10.1115/DETC2009-87655>.
- [37] KALKER, J. J. A Fast Algorithm for the Simplified Theory of Rolling Contact. In: *Vehicle System Dynamics*. 2007, s. 1-13. ISSN 0042-3114. Dostupné z: <https://doi.org/10.1080/00423118208968684>.

- [38] POLACH, Oldrich. A Fast Wheel-Rail Forces Calculation Computer Code. In: *Vehicle System Dynamics*. 1999, s. 728-739. ISSN 0042-3114. Dostupné z: <https://doi.org/10.1080/00423114.1999.12063125>.
- [39] DASSAULT SYSTEMES SIMULIA CORP. *Simpack 2017 Documentation*. 2016.
- [40] FEDERÁLNÍ MINISTERSTVO DOPRAVY: *ČSD V7: Trakční výpočty*. Praha: NADAS, 1982.
- [41] SAPRONOVA, S. Yu.; TKACHENKO, V. P.; FOMIN, O. V.; KULBOVSKIY, I.I. a ZUB, E. P. *Rail vehicles: The resistance to the movement and the controllability*. Monograph. Dnipro: Ukrmetalurginform STA, 2017. ISBN 978-966-921-163-7.
- [42] ŠLAPÁK, Jiří. *Dynamické vlastnosti podvozku s vnitřním rámem*. Diplomová práce. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2018.
- [43] NOVÁK, Adam. *Návrh vedení dvojkolí a prvotního vypružení pro podvozek s vnitřním rámem*. Diplomová práce. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2019.
- [44] JIANG, Jason Zheng; NEILD, Simon A; LI, Yuan; QU, Cenxiao; SMITH, Malcolm et al. *Enhanced trailing arm bush design for rail surface damage reduction: A Report to RSSB*. 2020. Dostupné také z: <https://research-information.bris.ac.uk/en/projects/rssb-enhanced-trailing-arm-bush-design-for-rail-surface-damage-re>.
- [45] *Hydraulic Wheelset Guiding Bushes*. Online. In: Continental Industry. 2024. Dostupné z: <https://www.continental-industry.com/en/solutions/suspension-anti-vibration/railway/bogie/primary-suspension/products/product-range/hydraulic-wheelset-guiding-bushes>. [cit. 2024-10-31].
- [46] *Why Use Variable Stiffness Hydraulic Rubber Bushes?* Online. In: GMT Rubber-Metal-Technic. 2024. Dostupné z: <https://www.gmtrubber.com/use-variable-stiffness-hydraulic-rubber-bushes/>. [cit. 2024-10-31].
- [47] ZHOU, Yichang; TIAN, Qiuyong a HECHT, Markus. Application of Hydraulic Arm Bushings with Frequency-Dependent Stiffness to Compromise Hunting Stability and Curve Negotiation Performance for a Passenger Coach. In: *Journal of Vibration Engineering & Technologies*. ISSN 2523-3920. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/s42417-024-01393-1>.

- [48] QU, C.; LI, Y.; JIANG, J.Z.; TUCKER, G.J.; NEILD, S.A. et al. Reducing wheel-rail surface damage by incorporating hydraulic damping in the Bogie primary suspension. In: *Vehicle System Dynamics*. 2023, s. 1916-1936. ISSN 0042-3114. Dostupné z: <https://doi.org/10.1080/00423114.2022.2092012>.
- [49] POLACH, O. Curving and stability optimisation of locomotive bogies using interconnected wheelsets. In: *Vehicle System Dynamics*. 2004, s. 53-62. [https://www.polach.ch/data/object\\_4/Paper\\_IASD-2003.pdf](https://www.polach.ch/data/object_4/Paper_IASD-2003.pdf)
- [50] SCHEFFEL, H. Unconventional Bogie Designs - Their Practical Basis and Historical Background. In: *Vehicle System Dynamics*. 1995, s. 497-524. ISSN 0042-3114. Dostupné z: <https://doi.org/10.1080/00423119508969106>.

# Vlastní publikace

## Články, příspěvky ve sbornících a na konferencích

- JENIŠ, Filip; MICHÁLEK, Tomáš; KUBÍK, Michal; STRECKER, Zbyněk; **ŠLAPÁK, Jiří** a MAZŮREK, Ivan. The influence of semi-actively controlled magnetorheological bogie yaw dampers on the guiding behaviour of a railway vehicle in an S-curve: Simulation and on-track test. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. 2024. s. 1-10. Dostupné z: <https://doi.org/10.1177/09544097241282728>.
- MICHÁLEK, Tomáš; KOHOUT, Martin; **ŠLAPÁK, Jiří**; VÁGNER, Jakub a PULDA, Jan. Curving and running resistance of freight trains: current experience with on-track measurements. In: *Vehicle System Dynamics*. 2024. s. 1-15. ISSN 0042-3114. Dostupné z: <https://doi.org/10.1080/00423114.2024.2398003>.
- **ŠLAPÁK, Jiří**; LOKVENC, Michal; MICHÁLEK, Tomáš; HÁBA, Aleš a BÍLEK, Aleš. Provoz elektrických jednotek v podmínkách ČH(E)Ž. In: *Zborník prednášok XXVI. medzinárodnej konferencie Súčasné problémy v koľajových vozidlách – PRO-RAIL 2023, Diel II*. Žilina, Slovensko, 2023, s. 313-322. ISBN 978-80-89276-62-2. Dostupné z: <https://doi.org/10.26552/spkv.Z.2023.2.36>
- MICHÁLEK, Tomáš; KOHOUT, Martin; **ŠLAPÁK, Jiří**; PULDA, Jan; VÁGNER, Jakub et al. Experimental measurement and simulation of running resistance of container trains. In: *Proceedings of the 12th International Conference on Railway Bogies and Running Gears*. Budapest: Scientific Society of Mechanical Engineers, Department of Rolling Stock, 2022, s. 137-147. ISBN 978-963-9058-45-3.
- **ŠLAPÁK, Jiří** a MICHÁLEK, Tomáš. Comparison of selected parameters for evaluation of rail surface damage intensity. In: *Acta Polytechnica CTU Proceedings: Proceedings*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2022, s. 11-12. ISSN 2336-5382. Dostupné z: <https://doi.org/10.14311/APP.2022.35.0042>.

- **ŠLAPÁK, Jiří.** Behaviour of the rail load parameter B defined by the standard EN 14363. In: *Proceedings of Computational Mechanics 2021: 36th conference with international participation*. Srní: University of West Bohemia, 2021, s. 224 - 227. ISBN 978-80-261-1059-0.
- MICHÁLEK, Tomáš; JAROŠ, Pavel; VÁGNER, Jakub; KOHOUT, Martin; **ŠLAPÁK, Jiří** et al. Zkoušení prvků tažného a narážecího ústrojí na dynamickém zkušebním stavu Dopravní fakulty Jana Pernera Univerzity Pardubice. In: *Současné problémy v kolejových vozidlech 2021: sborník příspěvků z XXV. konference s mezinárodní účastí*. Pardubice. Univerzita Pardubice, 2021, s. 199-206. ISBN 978-80-7560-377-7.
- **ŠLAPÁK, Jiří** a MICHÁLEK, Tomáš. Vehicle/track interaction under the conditions of high speed railway operation. In: *Acta Polytechnica CTU Proceedings*. 2021, s. 45-52. ISSN 2336-5382. Dostupné z: <https://doi.org/10.14311/APP.2021.31.0045>.
- **ŠLAPÁK, Jiří**; MICHÁLEK, Tomáš; ŠPALEK, Petr a HORA, Miroslav. Rozbor švýcarské metodiky pro hodnocení poškozujících účinků jízdy kolejového vozidla na kolej. In: *Vědeckotechnický sborník Správy železnice, státní organizace: č. 2/2020*. Praha: Správa železnic, státní organizace, 2020, s. 16. ISSN 2694-9172.
- MICHÁLEK, Tomáš; **ŠLAPÁK, Jiří**; ŠPALEK, Petr a HORA, Miroslav. Hodnocení poškozujících účinků jízdy kolejových vozidel na kolej. In: *Súčasný problémy v koľajových vozidlách - PRORAIL 2019: zborník prednášok II*. Žilina: VTS pri ŽU v Žiline, 2019, s. 65 - 73. ISBN 978-80-89276-59-2.

## Účast na řešení výzkumných úkolů a projektů

- MICHÁLEK, Tomáš; KOHOUT, Martin a **ŠLAPÁK, Jiří**. *Stanovení nových hodnot vozidlových odporů pro normativy hmotnosti*. Zpráva č. DP-04-23. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2023.
- MICHÁLEK, Tomáš; LOKVENC, Michal a **ŠLAPÁK, Jiří**. *Výpočet bezpečnosti proti vykolejení úzkorozchodného řídicího vozu*. Zpráva č. DP-07-22. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2022.
- MICHÁLEK, Tomáš a **ŠLAPÁK, Jiří**. *Simulace jízdních vlastností pojezdů CZ LOKO*. Zpráva č. DP-01-20. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2020.

- ZELENKA, Jaromír; MICHÁLEK, Tomáš; KOHOUT, Martin; ŠLAPÁK, Jiří a SKALSKÁ, Monika. *Analýza dynamických účinků jízdy vozidel s ohledem na údržbu tratí*. Zpráva č. DP-02-19. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2019.
- ZELENKA, Jaromír; MICHÁLEK, Tomáš; ŠLAPÁK, Jiří ; ŠPALEK, Petr; HORA, Miroslav a KRAUS, Václav. *Návrh opatření ke snížení negativních vzájemných účinků vozidel a koleje v obloucích*. Zpráva č. CKDV/WP5-2019-TM-02. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2019.
- ZELENKA, Jaromír; MICHÁLEK, Tomáš; KOHOUT, Martin; ŠLAPÁK, Jiří a HORA, Miroslav. *Validace simulačních výpočtů*. Zpráva č. CKDV/WP5-2018-TM-02. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2018.
- ZELENKA, Jaromír; MICHÁLEK, Tomáš a ŠLAPÁK, Jiří. *Analýza předpokládaných provozních režimů pro simulační posouzení funkce tlumiče vrtivých pohybů*. Zpráva č. DP-05-18. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2018.

# Seznam příloh

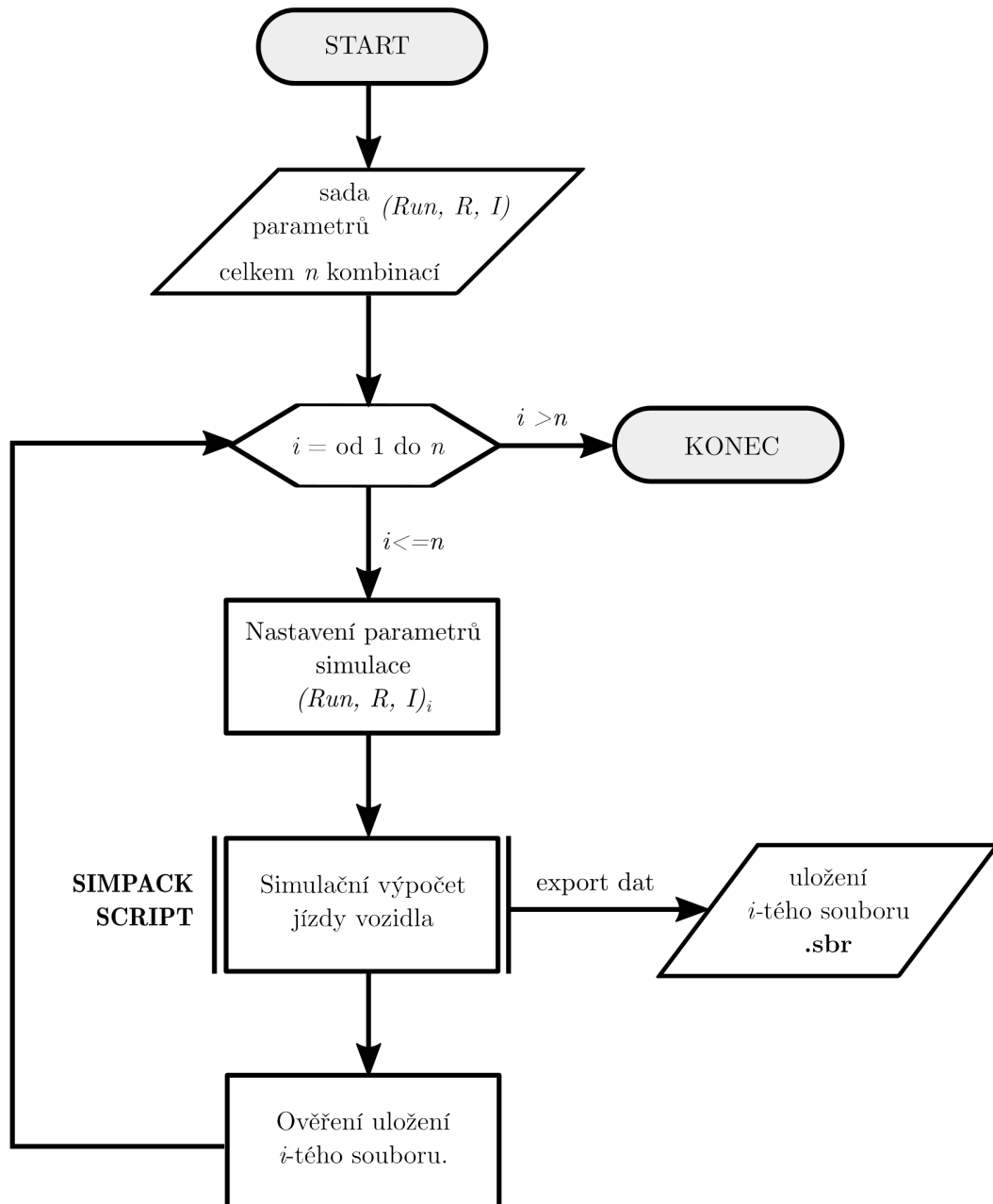
Příloha 1 - Algoritmus automatického spouštění simulací

Příloha 2 - Algoritmus zpracování výsledků simulací

Příloha 3 - Absolutní a relativní odchylky modelů pro jednotlivé parametry vozidla

## Příloha 1 - Algoritmus automatického spouštění simulací

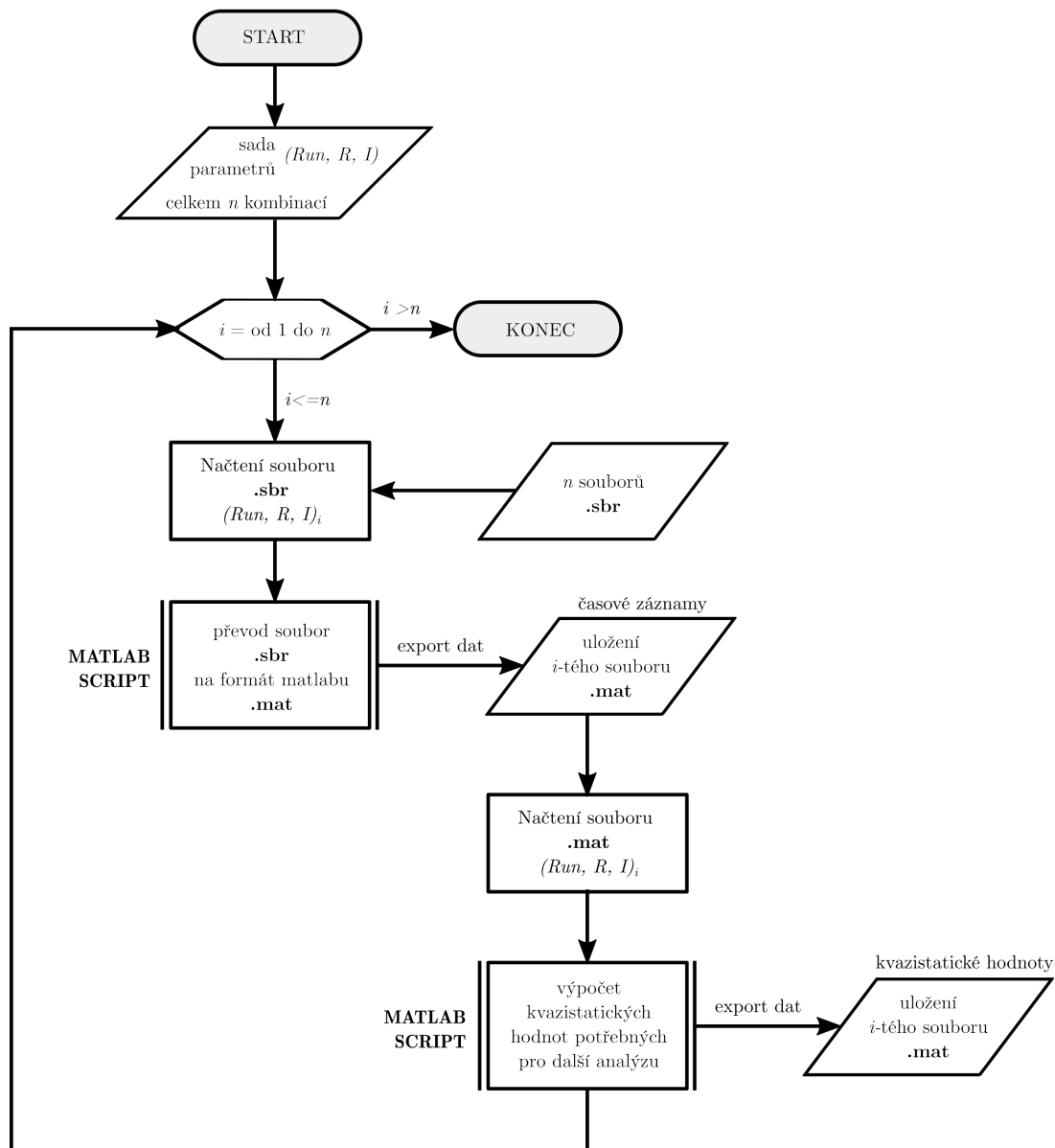
*SKRIPT MATLABU PRO AUTOMATICKÉ SPOUŠTĚNÍ  $n$  SIMULAČNÍCH  
VÝPOČTŮ JÍZDY VOZIDLA A EXPORT DAT VE FORMÁTU .sbr*



## Příloha 2 - Algoritmus zpracování výsledků simulací

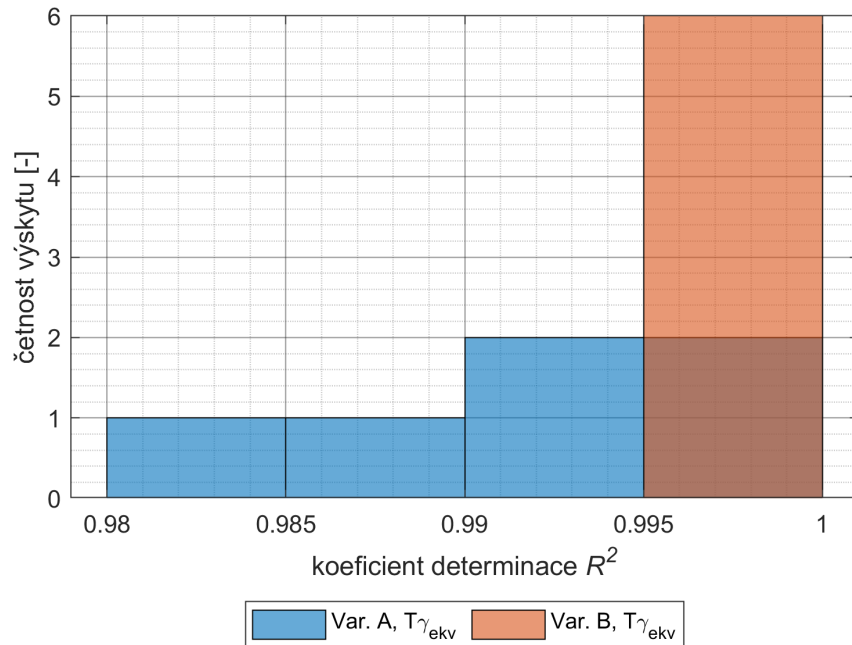
SKRIPT MATLABU PRO ZPRACOVÁNÍ DAT VE FORMÁTU *.sbr* DO FORMÁTU *.mat*

---  
VÝPOČET VYVRANÝCH KVAZISTATICKÝCH HODNOT A JEJICH EXPORT DO FORMÁTU *.mat*

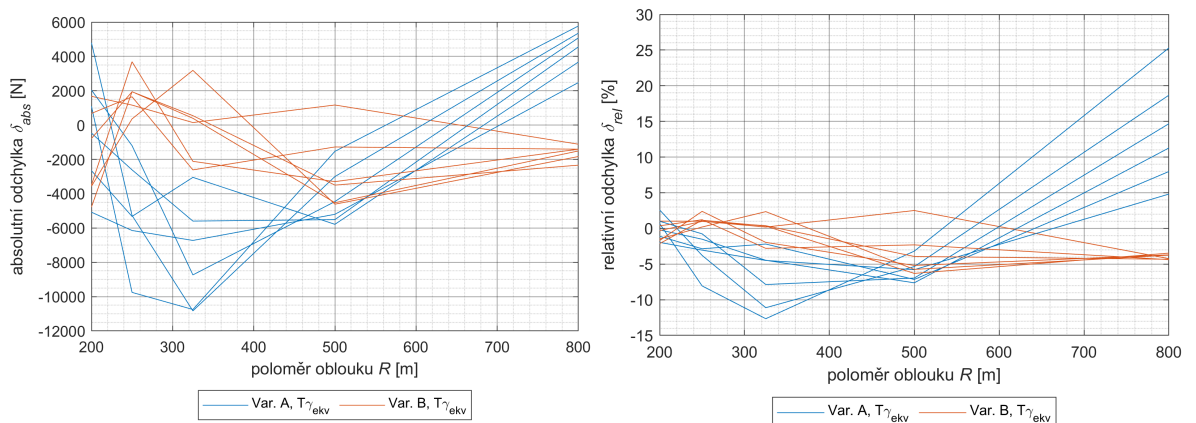


## Příloha 3 - Absolutní a relativní odchylky modelů pro jednotlivé parametry vozidla

### Rozvor podvozku

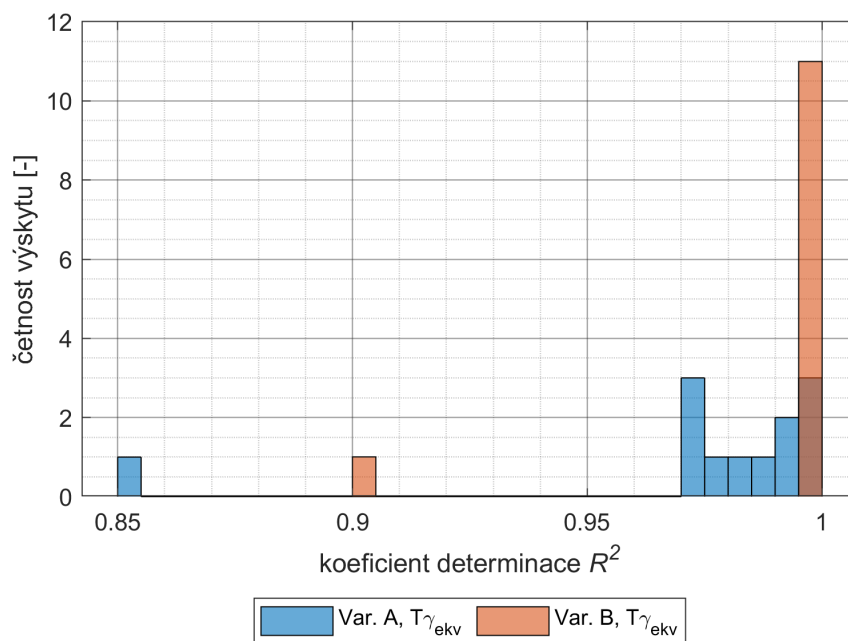


Graf četnosti výskytu v intervalech koeficientu determinace o velikosti 0.5 pro všechny uvažované rozvory podvozku.

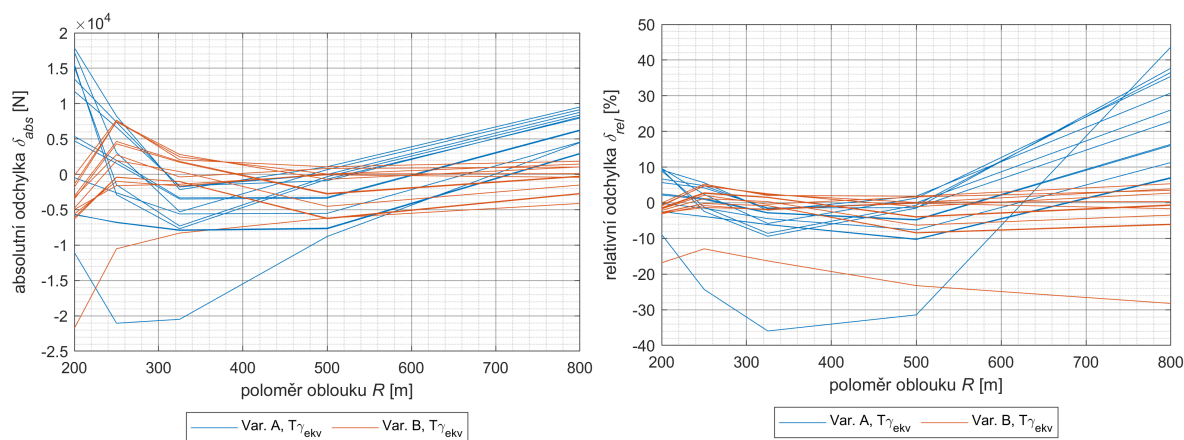


Absolutní (vlevo) a relativní (vpravo) odchylka navržených modelů od výstupu se simulací pro všechny uvažované hodnoty rozvoru podvozku.

## Úhlová tuhost primárního vypružení

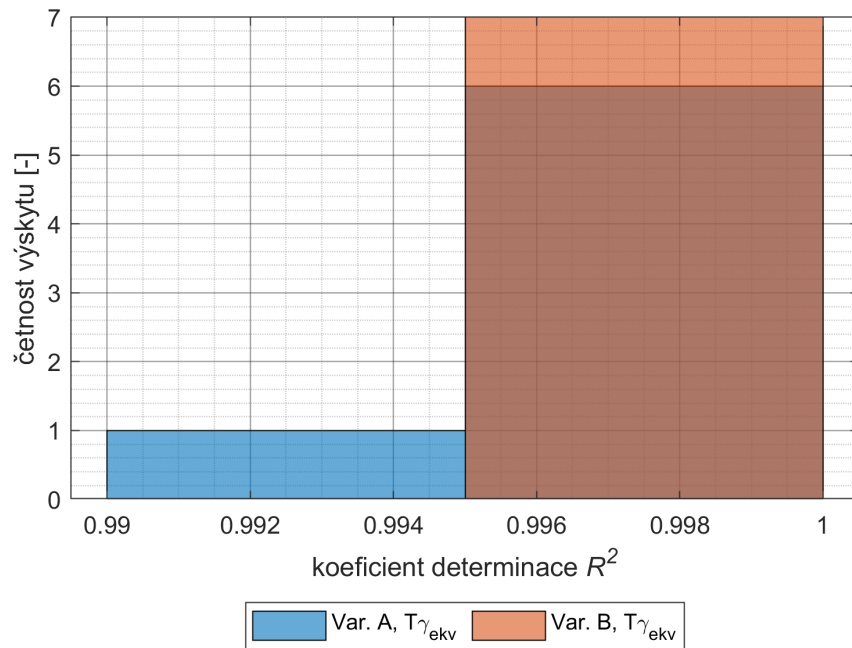


Graf četnosti výskytu v intervalech koeficientu determinace o velikosti 0.5 pro všechny uvažované úhlové tuhost primárního vypružení.

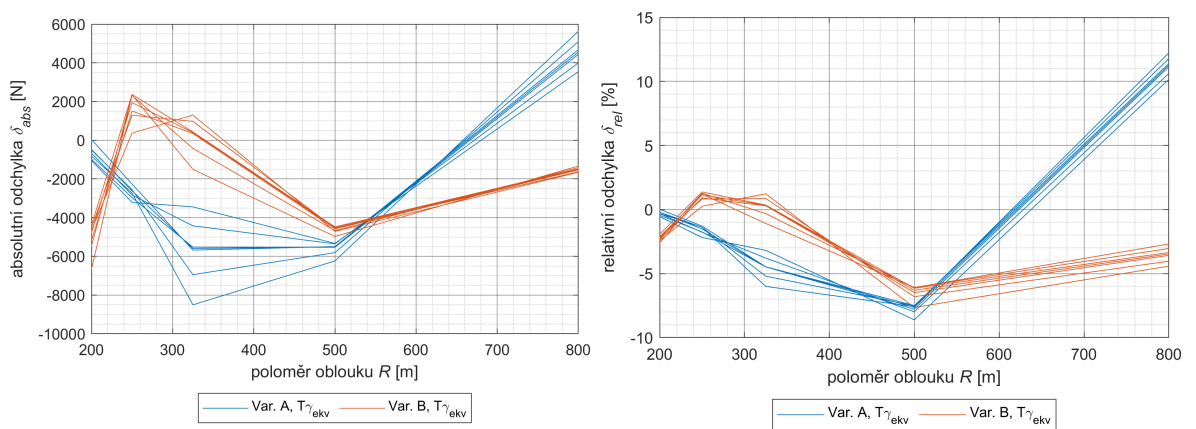


Absolutní (vlevo) a relativní (vpravo) odchylka navržených modelů od výstupu se simulací pro všechny uvažované hodnoty úhlové tuhost primárního vypružení.

## Hmotnost vozidla



Graf četnosti výskytu v intervalech koeficientu determinace o velikosti 0.5 pro všechny uvažované hmotnosti vozidla.



Absolutní (vlevo) a relativní (vpravo) odchylka navržených modelů od výstupu se simulací pro všechny uvažované hodnoty hmotnosti vozidla.