

UNIVERZITA PARDUBICE
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA

HODNOCENÍ ODPORU Z JÍZDY
OBLOUKEM S VYUŽITÍM
SIMULAČNÍCH VÝPOČTŮ JÍZDY
KOLEJOVÉHO VOZIDLA

Bc. Martin Králík

Diplomová práce

2021

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera
Akademický rok: 2020/2021

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Martin Králík**
Osobní číslo: **D18495**
Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky: Kolejová vozidla**
Téma práce: **Hodnocení odporu z jízdy obloukem s využitím simulačních výpočtů jízdy kolejového vozidla**
Zadávající katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

Zásady pro vypracování

V klasické trakční mechanice je odpor z jízdy vozidla obloukem klasifikován jako jedna ze složek odporu traťového a je udáván v závislosti na poloměru traťového oblouku. Z podstaty problému však vyplývá, že tento jízdní odpor je ovlivněn také řadou dalších faktorů, ať už jde o konstrukční parametry vozidla nebo o provozní podmínky. Cílem této práce je provedení analýzy vlivu vybraných faktorů na velikost odporu z jízdy vozidla obloukem, a to s využitím simulačních výpočtů jízdy vozidla.

Vypracujte:

1. teoretický rozbor vzniku a působení odporu z jízdy vozidla obloukem koleje;
2. výpočtový model pro simulaci jízdy kolejového vozidla obloukem koleje;
3. návrh postupu pro hodnocení výsledků simulačních výpočtů za účelem stanovení odporu z jízdy vozidla obloukem koleje;
4. citlivostní analýzu vlivu vybraných faktorů na velikost odporu z jízdy vozidla obloukem koleje;
5. zhodnocení získaných výsledků.

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

Seznam doporučené literatury:

- [1] ZELENKA, J., MICHÁLEK, T.: *Teorie vozidel*. 1. vydání, 78 s. Pardubice: Univerzita Pardubice, 2013. ISBN 978-80-7395-652-3.
[2] MICHÁLEK, T., ZELENKA, J.: *Trakční mechanika*. 1. vydání, 104 s. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2018. ISBN 978-80-7560-175-9.
[3] ROCHARD, B.P., SCHMID, F.: *A review of methods to measure and calculate train resistances*. In: *Proc IMechE, Part F: J Rail and Rapid Transit* 2000; 214: 185-199.
[4] LUKASZEWICZ, P.: *Running resistance of ore trains in Sweden*. In: IHHA Specialist Technical Session (STS), Kiruna, Sweden, 2007: 111-120.
[5] KRÁLÍK, M.: *Hodnocení jízdních odporů kontejnerových vlaků*. Bakalářská práce. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, 2018.
[6] Uživatelská dokumentace k programovému systému SIMPACK.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Tomáš Michálek, Ph.D.**
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky
Konzultant diplomové práce: **Ing. Jiří Šlapák**
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky
Datum zadání diplomové práce: **15. února 2021**
Termín odevzdání diplomové práce: **17. května 2021**

L.S.

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

Ing. Jakub Vágner, Ph.D.
vedoucí katedry

V Pardubicích dne 15. února 2021

Prohlášení autora

Prohlašuji:

Práci s názvem Hodnocení odporu z jízdy obloukem s využitím simulačních výpočtů jízdy kolejového vozidla 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 Hradci Králové dne 26. 08. 2021

Bc. Martin Králík v. r.

Poděkování

Děkuji svému vedoucímu práce Ing. Tomáši Michálkovi, Ph.D. za námět, cenné připomínky a přátelskou atmosféru při konzultacích, Ing. Jiřímu Šlapákovi za odbornou pomoc při hlubším seznámení se simulačním programem Simpack, Ing. Janu Puldovi za pohotové a leckdy noční rady při potížích se simulacemi a Bc. Adamu Bílkovi za konzultace komplexní problematiky provozu kolejových vozidel.

Obrovské poděkování patří mé snoubence Janě Kužílkové, DiS. za společné soužití v nesnadné době současně trvajících zaměstnání a navazujícího studia a také za vzornou péči o naši dceru Rozálii, kdy jsem mohl nerušeně celé noci vypracovávat diplomovou práci. Ostatním členům rodiny, přátelům a kamarádům děkuji za podporu a pozitivní myšlení, kterého se mi v temných dnech příliš nedostávalo.

Anotace

Práce se zabývá vlivem změny konstrukčních parametrů vozidla a dráhy na jízdní odpor z oblouku. Série simulací v prostředí Simpack sleduje pokles rychlosti vozidla při průjezdu obloukem, ze které se určí jízdní odpor, i veličiny charakterizující pohyb dvojkolí. Výsledek jízdního odporu se mj. porovnává s hodnotou „wear number“, generovanou samotným simulačním programem. Pro možné porovnání vlivu jednotlivých parametrů se zavádí pojem regresní koeficient. Nechybí ani teoretická část rozboru jízdy dvojkolí obloukem, vzniku skluzových rychlostí a silového působení. Jsou zde uvedeny empirické vztahy, které se používají pro určení velikosti jízdního odporu, a přehled konstrukčních opatření vozidel vhodných pro jízdu oblouky malých poloměrů.

Klíčová slova

jízdní odpor z oblouku, simulace, Simpack, konstrukční parametry vozidla, regresní koeficient, wear number

Title

The evaluation of the running resistance in curves using the simulation calculating of the railway vehicle run

Abstract

The work deals with the problem of how the vehicle and the track construction parameters changes influence the running resistance in curves. Sequence of simulations in the Simpack environment examines the decrease of the vehicle rapidity during the curve pass. The drop of the vehicle rapidity defines the running resistance and the other dimensions that characterise the axle and the wheels movement. The result of the resistance is compared with the wear number, that is generated by the simulation program. For the possible comparison of different parameters influence a regression coefficient has been applied. There is also a theoretical part of passing the curve analysis, skidding speed occurrence and the force impact. There are empiric relations mentioned that are used to define running resistance. Also there is a summary of construction arrangements of the vehicles suitable for passing the small curves.

Key words

running resistance in a curve, simulation, Simpack, vehicle construction parameters, regression coefficient, wear number

Obsah

Seznam veličin a zkratk	9
1 Úvod.....	13
2 Rozbor jízdy vozidla v oblouku.....	14
2.1 Skluzová rychlost, skluz	14
2.2 Obecná poloha vozidla ve volném kanálu koleje.....	16
2.3 Působení silových účinků	18
2.3.1 Rozklad pohybu	19
2.3.2 Postup výpočtu.....	20
2.4 Výpočet odporu z jízdy v oblouku	21
2.4.1 Používané vztahy	21
2.4.2 Odpor z oblouku jako součást vozidlového odporu.....	22
2.4.3 Vliv převýšení koleje	23
3 Konstrukční opatření hn. vozidel pro snížení jízdního odporu z oblouku	24
3.1 Radiální stavění dvojkolí	24
3.1.1 Pasivní – optimalizace klasických prvků.....	24
3.1.2 Pasivní – princip kyvného ramene	24
3.1.3 Pasivní – stavění dvojkolí pákami	26
3.1.4 Pasivní – EMD HTCR.....	28
3.1.5 Aktivní.....	29
3.2 Radiální natáčení podvozku	31
3.2.1 Pasivní – optimalizace sekundárního vypružení	31
3.2.2 Pasivní – mezipodvozková vazba.....	32
3.2.3 Aktivní – ADD.....	34
3.2.4 Semiaktivní.....	37

4	Modelování v programu Simpack	39
4.1	Model vozidla	39
4.2	Model trati	42
4.3	Předpoklady simulací.....	43
5	Simulace.....	46
5.1	Průběh simulace	46
5.2	Metodika vyhodnocení simulací.....	46
5.3	Hodnocení vlivu vyb. parametrů na velikost odporu z jízdy obloukem	51
5.3.1	Nedostatek/přebytek převýšení oblouku	51
5.3.2	Rozvor podvozku.....	53
5.3.3	Vzdálenost otočných čepů	57
5.3.4	Podélná tuhost vedení dvojkolí.....	59
5.3.5	Příčná tuhost vedení dvojkolí.....	64
5.3.6	Hmotnost vozidla.....	66
5.3.7	Odpor proti natočení – faktor X	68
5.3.8	Součinitel tření.....	70
5.4	Vzájemné porovnání vybraných parametrů	74
6	Závěr	76
	Literatura.....	77
	Seznam příloh.....	79

Seznam veličin a zkratek

Latinská písmena

$2a^*$	[m]	vzdálenost otočných čepů
$2a^+$	[m]	rozvor podvozku
$2s$	[mm]	vzdálenost styčných kružnic
$2w$	[mm]	vzdálenost nápravových ložisek
2σ	[mm]	volný kanál koleje
a	[N · m/kN]	regresní koeficient
A	[N]	odpory nezávislé na rychlosti jízdy vlaku (odpor z valení, odpor v ložiskách, vliv nedokonale odlehlých zdrží)
a_n	[m/s ²]	nevyrovnané zrychlení
C	[N · h ² · km ⁻²]	konstanta popisující odpor z prostředí
D	[N · m]	koeficient charakterizující křivost úseku
E_{k1}	[J]	kinetická energie při začátku simulace
E_{k2}	[J]	kinetická energie při ukončení simulace
f	[-]	součinitel tření
F	[N]	obecná síla
F_G	[N]	tíha vozidla
F_o	[N]	odstředivá síla
F_{x_ved}	[N]	síla působící ve vedení dvojkolí
g	[m/s ²]	gravitační zrychlení
I	[mm]	nedostatek převýšení

k_x	[N/m]	podélná tuhost vedení dvojkolí
k_y	[N/m]	příčná tuhost vedení dvojkolí
k_α	[N · m/rad]	úhlová tuhost vedení dvojkolí
M	[-]	střed otáčení rotačního pohybu vozidla dle Heumannovy metody
M_{voz}	[t]	hmotnost vozidla
M_{x_ved}	[N · m]	moment vedení dvojkolí
M_z	[N · m]	spinový moment v kontaktu
M_{z_Rmin}	[N · m]	moment potřebný pro natočení podvozku vůči skříni v oblouku daného minimální poloměru
O_R	[N]	jízdní odpor z oblouku
o_R	[N/kN]	jízdní odpor z oblouku – měrný tvar
O_{RVO}	[N]	rozšířený vozidlový odpor
O_{tun}	[N]	jízdní odpor z tunelu
O_{VOZ}	[N]	vozidlový odpor
P	[N]	řídící síla
p	[mm]	převýšení koleje
P_2	[N]	nepřímá řídící síla
P_{FO}	[kN]	statická nápravová síla
Q	[N]	svislá kolová síla
q_i	[]	průvodiče středu otáčení vozidla a bodu dotyku
r	[m]	poloměr kola
R	[m]	poloměr oblouku
$R300$	[1]	oblouk o poloměru 300 m

$R900$	[1]	oblouk o poloměru 900 m
T_x	[N]	složka tečné síly v kontaktu – podélný směr
T_y	[N]	složka tečné síly v kontaktu – příčný směr
V	[km/h]	okamžitá rychlost
v_1	[m/s]	rychlost při začátku simulace
v_2	[m/s]	rychlost při ukončení simulace
v_x	[m/s]	složka dopředné rychlosti – v podélném směru
v_{x1}	[m/s]	teoretická (geometricky) rychlost vnitřního kola
v_{x2}	[m/s]	teoretická (geometricky) rychlost vnějšího kola
v_y	[m/s]	složka dopředné rychlosti – v příčném směru
WN	[N]	wear number (číslo opotřebení)
w_{x_1}	[m/s]	složka skluzové rychlosti v podélném směru vnitř. dv.
w_{x_2}	[m/s]	složka skluzové rychlosti v podélném směru vněj. dv.
w_y	[m/s]	složka skluzové rychlosti v příčném směru
x	[m]	dráha
X	[-]	faktor X (ČSN 14 363)
x_{max}	[m]	max. vzdálenost prvního dvojkolí a bodu otáčení M
Y	[N]	vodící síla
y_d	[mm]	příčný posuv dvojkolí
ΔE_k	[J]	změna kinetické energie
Δr_1	[mm]	rozdíl poloměru vnitřního kola
Δr_2	[mm]	rozdíl poloměru vnějšího kola

Řecká písmena

α	[°]	úhel náběhu
α_{max}	[°]	maximální úhel náběhu
β	[°]	úhel natočení podvozku vůči skříní
ρ	[-]	součinitel rotačních hmot
ρ_o	[m ⁻¹]	střední hodnota křivosti úseku
τ	[-]	tunelový faktor
ω_R	[rad/s]	úhlová rychlost pohybu dvojkolí v oblouku
ω_w	[rad/s]	úhlová rychlost otáčení dvojkolí
φ_z	[-]	spinový skluz v kontaktu
ϑ	[-]	relativní skluz dvojkolí
ϑ_x	[-]	složka relativního skluzu dvojkolí – podélný směr
ϑ_y	[-]	složka relativního skluzu dvojkolí – příčný směr

Zkratky

<i>ADD</i>	“active Drehdämpfer” (DE) – systém aktivního natáčení podvozků při jízdě vozidla obloukem vyvinutý společnostmi Siemens a Liebherr
<i>ARS</i>	“active radial steering” – systém aktivního stavění dvojkolí při jízdě obloukem
<i>MBS</i>	“Multi Body Simulation” – simulace více těles
<i>TK</i>	temeno kolejnice
<i>ZČU</i>	Západočeská Univerzita v Plzni

1 Úvod

V aktuálně platných normách je odpor vozidla z jízdy obloukem závislý především na poloměru oblouku. Vzhledem ke složitosti celé problematiky a schopnosti využít univerzálního vzorce bez bližší specifikace konkrétních vozidel pro účely výpočtu technických normativů hmotnosti je dosavadní teze správná. Všechna vozidla ale nejsou stejná a skutečný odpor z oblouku tak bude rozdílný. S myšlenkou zavádění poplatků za opotřebení infrastruktury se naskytá otázka, jak a který konstrukční parametr vozidla ovlivňuje jízdní odpor z oblouku a zdali není možné jej vhodným uspořádáním razantně snížit.

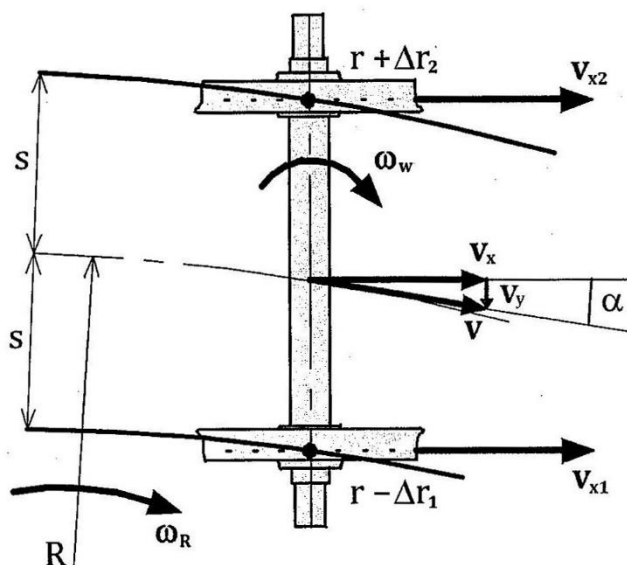
Tato práce se zaměřuje na vyšetřování vlivu konstrukčních parametrů, rychlosti průjezdu obloukem, resp. nedostatku převýšení, či změny součinitele tření v kontaktu kola a kolejnice, na změnu velikosti jízdního odporu z oblouku. Měření na reálných vozidlech by byla vzhledem k mnoha proměnným neúměrně drahá a zdlouhavá, a tak uváděná práce využívá simulačních výpočtů pohybu vozidla.

2 Rozbor jízdy vozidla v oblouku

Trasování železničních tratí nemůže být vždy přímé. Oblouky různých poloměrů umožňují vyhovět stavebním požadavkům, členitosti krajiny či sklonovým poměrům. A tak i vozidla se musí vypořádat v obloucích s různou obvodovou rychlostí na jednotlivých kolech, dostředivým zrychlením, setrvačnými účinky či úhlem náběhu, kdy nemůže docházet k prostému odvalování. V kontaktu kola a kolejnice dochází ke skluzům, které zvyšují jízdní odpor a jsou příčinou opotřebení kol a kolejnic.

2.1 Skluzová rychlost, skluz

Při následujícím odvození skluzů v kontaktu se omezíme na jediné nevázané dvojkolí a jeho obecnou polohu vůči koleji, která vzniká jak průjezdem oblouku, tak sinusovým pohybem v přímé koleji.



Obr. 1 Průjezd dvojkolí obloukem. [1]

Na základě podobnosti trojúhelníků je možné vypočítat teoretickou rychlost jednotlivých kol (1) a (2) (index 1 značí vnitřní kolo, index 2 značí vnější kolo), při kterých by se dvojkolí stavělo do oblouku s nulovým úhlem náběhu a odvalovalo se bez skluzů.

$$v_{x1} = v_x \cdot \frac{R - s}{R} \quad (1)$$

$$v_{x2} = v_x \cdot \frac{R + s}{R} \quad (2)$$

Otáčky jednotlivých kol jsou vzhledem k vzájemné tuhé vazbě nápravou stejné. Řešením jsou dvojkolí s kuželovými či křivkovými jízdními obrysy, které svým příčným posunutím v oblouku zajistí rozdíl poloměrů obou kol (nenulová hodnota delta-r funkce) a tím i nestejně obvodové rychlosti. Vzhledem k reálnému vozidlu s vazbami, opotřebení jízdního obrysu kol a příčného profilu hlavy kolejnice aj. dochází k různému bodu dotyku a nemusí tím být rovnost rychlostí vždy splněna (zpravidla není) a lze vyjádřit v podélném směru skluzovou rychlost na jednotlivých kolech.

$$w_{x_1} = v_{x1} - \omega_w \cdot (r - \Delta r_1) = -v_x \cdot \left(\frac{s}{R} - \frac{\Delta r_1}{r} \right) \quad (3)$$

$$w_{x_2} = v_{x2} - \omega_w \cdot (r + \Delta r_2) = v_x \cdot \left(\frac{s}{R} - \frac{\Delta r_2}{r} \right) \quad (4)$$

Ke skluzové rychlosti dochází i ve směru příčném (na obou kolech stejně), byť je podstatně menší než ve směru podélném. Vzhledem k relativně malým úhlům náběhu lze goniometrickou funkci linearizovat.

$$w_y = v_x \cdot \operatorname{tg} \alpha \doteq v_x \cdot \alpha \quad (5)$$

Nad rámec podélných a příčných skluzů dochází v kontaktu i k vrtnému tření, tzv. spinu, způsobenému konicitou jízdního obrysu. Jeho efekt je však natolik malý (mnohem menší než příčné skluzy), že je v této práci zanedbán.

Kromě skluzových rychlostí se zavádí tzv. (relativní) skluz. Jeho význam spočívá ve využití výpočtu součinitele adheze mezi kolem a kolejnicí a tvorbě adhezní (skluzové) charakteristiky.

relativní skluz v podélném směru

$$\vartheta_x = \frac{w_{x_i}}{v_x} = \mp \left(\frac{s}{R} - \frac{\Delta r_i}{r} \right) \quad (6)$$

relativní skluz v příčném směru

$$\vartheta_y = \frac{w_y}{v_x} = \alpha \quad (7)$$

výsledný relativní skluz

$$\vartheta = \sqrt{\vartheta_x^2 + \vartheta_y^2} \quad (8)$$

Reakcí na vznik skluzu je skluzová síla působící ve shodném směru opačného smyslu.

Je-li výraz (6) v závorce kladný, složky třecích sil v podélném směru vytváří v dotykové plošce silovou dvojici zapříčiňující zvětšování úhlu náběhu. Běžně se tak děje v obloucích o poloměrech cca do 300 m a pro kuželové jízdní obrysy s nízkou hodnotou delta-r funkce.

Naopak v obloucích větších poloměrů a u vozidel s křivkovým jízdním obrysem (vyšší hodnoty delta-r funkce) vychází výraz v závorce záporný, což má za následek působení silové dvojice ve směru natáčení dvojkolí v oblouku a snižování úhlu náběhu [1].

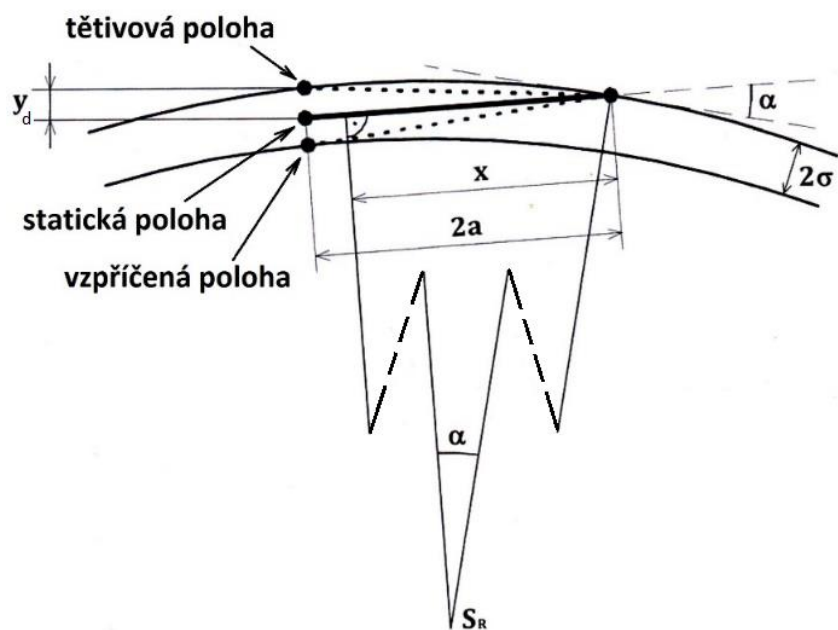
2.2 Obecná poloha vozidla ve volném kanálu koleje

Vozidlo¹ při průjezdu obloukem zaujímá určitou polohu vůči koleji, která je omezena volným kanálem koleje. První dvojkolí zpravidla nabíhá na vnější kolejnicový pás.

Obr. 2 ilustruje tři možné polohy vozidla vůči koleji. Dvojkolí jsou znázorněna body, kolejnice dvěma čarami a úhel, který svírá podélná osa vozidla s tečnou k oblouku v místě prvního dvojkolí, se nazývá úhel náběhu α . Jeho velikost (9) může dosahovat až jednotek stupňů, má negativní vliv na velikost jízdního odporu z oblouku a s tím spojené opotřebení kol a kolejnic. Je vhodné jej konstrukčním řešením snížit či téměř eliminovat [1].

$$\alpha = \frac{2a}{2 \cdot R} + \frac{y_d}{2a} \quad (9)$$

¹ Pro potřeby následujícího odvozování je hovořeno obecně o vozidle. Ve skutečnosti se může jednat o samostatný dvounápravový podvozek či dvounápravové vozidlo. Jedná se o jisté zjednodušení, kdy odvození kompletního podvozkového vozidla by bylo zbytečně zdlouhavé. K pochopení základních principů takový model plně postačuje.



Obr. 2 Obecná poloha vozidla ve volném kanálu koleje. [1]

Vozidlo může zaujmout tři základní polohy:

- poloha tětivová – přední i zadní dvojkolí přiléhají k vnějšímu kolejnicovému pásu, úhel náběhu je minimální, $y = 0$;
- poloha statická – obecná poloha vozidla;
- poloha vzpříčená – přední dvojkolí se dotýká vnějšího kolejnicového pásu, zadní dvojkolí se opírá okolkem o vnitřní kolejnicový pás, úhel náběhu je maximální, $y = 2\sigma$.

2.3 Působení silových účinků

Skluzové a geometrické vztahy a charakteristiky silové vazby dvojkolí k rámu vozidla jsou základními faktory ovlivňující příčné síly působící v kontaktu kolo–kolejnice při průjezdu vozidla obloukem. Aby bylo možné posoudit vliv příčných sil na konstrukci pojezdu vozidla a přibližně tím odhadnout jeho chování, bylo zapotřebí určit vhodnou metodu. Teorii vedení vozidla obloukem publikoval Heumann roku 1913. Metoda může být použita jako početní nebo grafická. Tato práce se zaměřila pouze na výklad početní metody, jež je používána častěji.

Vzhledem ke značné proměnlivosti všech vstupních faktorů se při řešení předpokládá, že vozidlo během jízdy v oblouku zaujme určitou a stálou polohu vzhledem ke koleji (konstantní úhel náběhu α) a takový model se považuje za kvazistatický, při němž je řešena statická rovnováha sil a momentů. Metoda využívá následujících zjednodušujících předpokladů:

- jízdní obrys kol uvažován válcový;
- konstantní součinitel tření f u všech kol;
- kolové síly Q na všech kolech stejné;
- řídicí síla P nemá svislou složku a působí z kolejnice na okolek v rovině, jež prochází osou nápravy a je kolmá na rovinu koleje;
- nepůsobí klopné momenty;
- shodné průměry styčných kružnic kol jednoho dvojkolí;
- vozidlo nevyvíjí tažnou ani brzdnu sílu;
- dvojkolí je k rámu vázáno ve vodorovné rovině tuhou vazbou (pevné vedení);
- vozidlo i kolej jsou příčně tuhé.

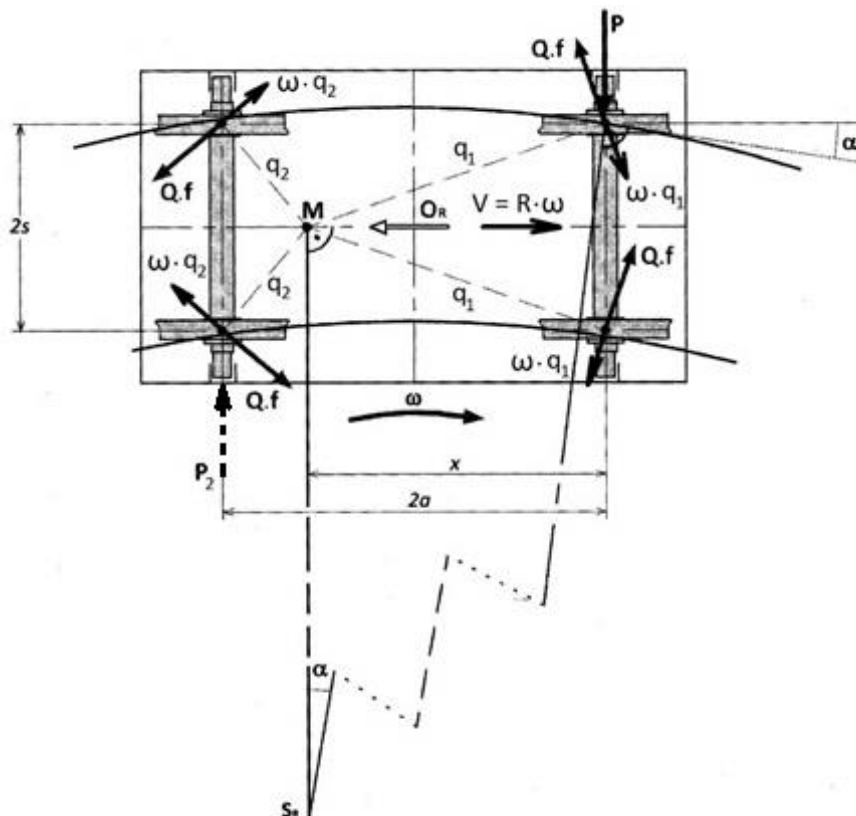
Pro oblast malých poloměrů oblouků, vozidla s pevnou vazbou vedení dvojkolí a vyšší hodnoty součinitele tření mezi kolem a kolejnici metoda poskytuje vcelku přesné výsledky.

Působí-li na vozidlo další síly/momenty (např. odpor proti natáčení podvozku aj.), je možné je zahrnout do statických rovnic rovnováhy. Postup výpočtu se nijak nemění. [1]

2.3.1 Rozklad pohybu

Vzhledem k neměnnému úhlu náběhu lze rozdělit výsledný pohyb vozidla v oblouku na dva současné pohyby:

- **translační pohyb** – kruhový pohyb v oblouku o poloměru R úhlovou rychlostí ω ;
- **rotační pohyb** – rotace se středem otáčení v bodu M ležícím na ose vozidla (střed otáčení leží na patě kolmice spuštěné ze středu oblouku na osu vozidla).



Obr. 3 Síly působící na vozidlo v oblouku. [1]

Translačním pohybem se pohybuje pouze bod M , a proto dochází ke klouzání kol po kolejnicích. Rychlost klouzání je závislá na vzdálenosti středu otáčení M a dotykových bodů kol a kolejnic (průvodiče q_1 a q_2) a má vždy velikost $\omega \cdot q_i$. Reakcí na toto klouzání je působení třecích sil o velikosti $Q \cdot f$, které tvoří odpor proti natáčení vozidla. Moment třecích sil je vyvážen momentem řídicí síly P , působící na nabíhající kolo prvního dvojkolí. [1]

2.3.2 Postup výpočtu

Sestavení rovnic statické rovnováhy závisí na poloze vozidla vůči oblouku koleje. Zprvu se předpokládá statická (obecná) poloha a uvažování pouze jedné (pravé) řídicí síly P působící na nabíhající kolo. Neznámými je nejen řídicí síla P , ale i vzdálenost x bodu M od první nápravy vozidla a v jejich důsledku okamžitý úhel α . Právě porovnáním okamžitého a maximálního úhlu náběhu se ověří obecná poloha vozidla a stanoví buď ukončení výpočtu či jeho revize.

$$\alpha \leq \alpha_{max} \Rightarrow \frac{x}{R} \leq \frac{x_{max}}{R} = \frac{2a}{2 \cdot R} + \frac{2\sigma}{2a} \quad (10)$$

Je-li okamžitý úhel náběhu menší nebo roven jeho maximální hodnotě α_{max} , rozložení sil je takto platné a vozidlo zaujímá jednu ze tří zmíněných poloh. Okamžitý úhel náběhu vyšší než maximální, není možný a předpokládané rozložení sil tak není správné. Vozidlo zaujímá vzpříčenou polohu. V ní je úhel náběhu roven úhlu maximálnímu a na vnitřní kolo zadního dvojkolí působí nepravá řídicí síla P_2 . Princip sestavení a výpočtu statických rovnic rovnováhy je totožný s vozidlem ve statické poloze, ovšem s tím rozdílem, že dvěma neznámými je pravá a nepravá řídicí síla P a P_2 . Délka ramene x byla již dopočítána z maximálního úhlu náběhu vozidla ve vzpříčené poloze.

Je-li známa řídicí síla, vzdálenost bodu M od první nápravy dvojkolí a poloměr oblouku, určení odporu z jízdy obloukem je následující:

$$O_R = P \cdot \frac{x}{R} = P \cdot \alpha \quad (11)$$

Při zohlednění zjednodušujících parametrů Heumannovy metody platí poučka, že vozidlo zaujme při jízdě obloukem takovou polohu, kdy řídicí síla je minimální. To umožňuje mj. i numerické řešení úlohy. [1]

2.4 Výpočet odporu z jízdy v oblouku

2.4.1 Používané vztahy

Zahrnout veškeré parametry trati a vozidel do jediného výpočtu jízdního odporu je takřka nereálné. Výraz by obsahoval množství proměnných a zajisté i rozdílných konstant vzhledem ke zvolené konstrukci. Určení technického normativu hmotnosti si však nežadá zcela přesné hodnoty, a tak dostačují empirické vztahy zpravidla závislé na nejmarkantnějším parametru, a tím je poloměr oblouku. Při zavedené konvenci je odpor z jízdy vozidla v oblouku řazen mezi jízdní odpory traťové.

Veškeré níže uvedené vztahy jsou v měrném tvaru. Pro absolutní hodnotu je zapotřebí vynásobit měrný tvar tíhovou silou vozidla.

Obecným vztahem pro výpočet odporu z oblouku je tzv. Röcklův vzorec se stanovenými konstantami pro různé poloměry oblouku.

$$o_R = \frac{a}{R - b} \quad (12)$$

s konstantami:

$$a = 650 \text{ a } b = 55 \text{ pro } R \geq 500 \text{ m,}$$

$$a = 500 \text{ a } b = 30 \text{ pro } R < 500 \text{ m.}$$

Na našem území se využívá upraveného vzorce (13), který je shodný pro veškeré poloměry oblouku, konstanta b se rovná nule a výraz upravuje pouze konstanta a (v této práci nazývána regresní koeficient).

$$o_R = \frac{600}{R} \quad (13)$$

Zahraniční přístupy popisující odpor z oblouku jsou v principu totožné. V Rusku přistoupili k (14), v Německu, Rakousku, Švýcarsku si dostačují s (12) s rozdílnou hranicí poloměru oblouku, při které se mění konstanty ($R = 300 \text{ m}$).

$$o_R = \frac{700}{R} \quad (14)$$

Anglie využívá (12), Itálie pak (15). Odlišné konstanty lze vysvětlit provedeným měřením na tratích s rozdílnými parametry a konstrukčně jinými vozidly.

$$o_R = \frac{800}{R} \quad (15)$$

2.4.2 Odpor z oblouku jako součást vozidlového odporu

Jiný, trochu realističtější pohled na danou problematiku, poskytuje autorova předešlá práce [2], ve které na základě skutečnosti, že jízdní odpor z oblouku je závislý na konstrukci daného vozidla, přiřazuje odpor z jízdy v oblouku k jízdnímu vozidlovému odporu. Takovou skupinu jízdních odporů nazývá rozšířeným vozidlovým odporem.

$$O_{RVO} = O_{voz} + O_{tun} + O_R = A + \tau \cdot C \cdot V^2 + D \cdot \rho_o \quad (16)$$

S výhodou jsou v něm zakomponovány veškeré jízdní odpory, jež nemají exaktní vyjádření, a jejich přesné určení je neustálým předmětem výzkumu. Jeho zavedením se v pohybové rovnici vlaku jasně oddělily veličiny fyzikálně odůvodnitelné a veličiny experimentálně zjistitelné.

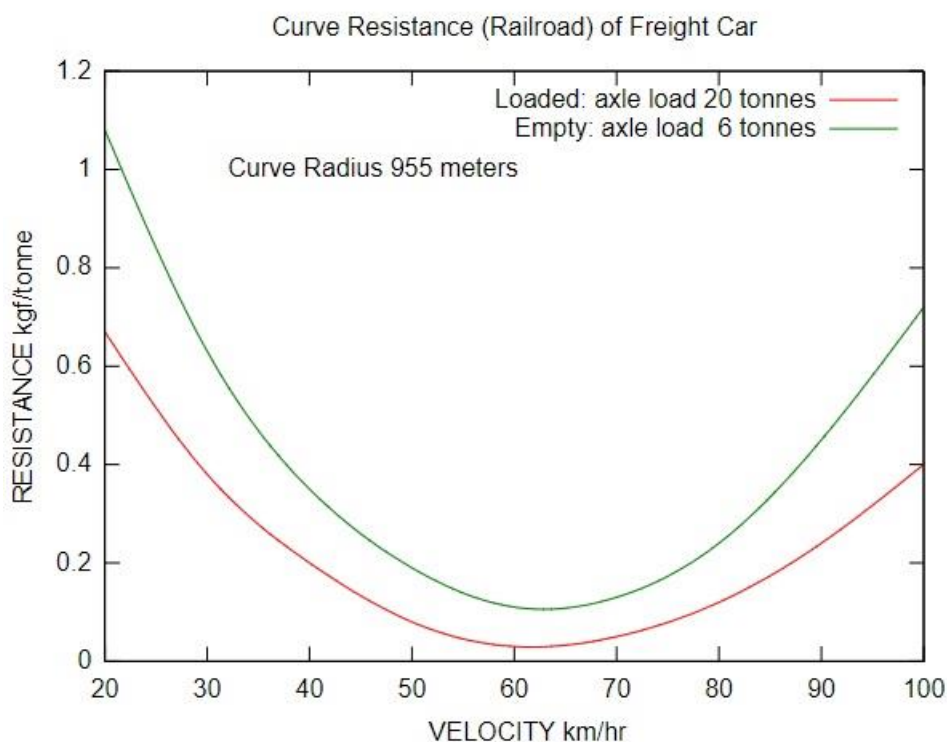
Konstanty a veličiny (16) mají následující význam:

- A – odpory nezávislé na rychlosti jízdy vlaku (odpor z valení, odpor v ložiskách, vliv nedokonale odlehlých zdrží), [N];
- C – konstanta popisující odpor z prostředí, [$N \cdot h^2 \cdot km^{-2}$];
- D – koeficient charakterizující křivost úseku [$N \cdot m$]
- V – okamžitá rychlost, [$km \cdot h^{-1}$];
- ρ_o – střední hodnota křivosti úseku, [m^{-1}];
- τ – tunelový faktor [-].

Rovnice rozšířeného vozidlového odporu je aproximací skutečných odporových sil při jízdě vlaku získaných úpravou dat z měření na obloukovité trati v úseku Brno – Blansko. Za podmínek konstantní rychlosti, malého rozptylu odporových sil a určení střední hodnoty křivosti úseků byly získány konstanty polynomu druhého stupně. Z popisu je patrné, že pro běžný výpočet odporových sil by bylo zapotřebí provést množství měření různých druhů vozidel, kategorií vlaků a jednotlivých traťových úseků. Následně pak vlaky rozdělit do kategorií dle hmotnosti, rychlosti, délky vlaku, charakteru tratě apod. Podobnost konstanty D s čitatelem Röcklova vzorce není náhodná. Porovnáním je možné zjistit, že Röcklův vzorec dosahuje u traťových úseků se střední četností obloukovitostí a poloměry do 700 m vcelku uspokojivé výsledky. Pro úseky s čtenějšími oblouky větších poloměrů je však příliš kritický.

2.4.3 Vliv převýšení koleje

Ruští vědci postoupili myšlenku dál a začali uvažovat, že k zásadním vlivům na odpor z oblouku nepatří pouze poloměr oblouku, nýbrž i jeho převýšení a s ním úzce spjatá rychlost průjezdu obloukem. Pro každou hodnotu převýšení a poloměru oblouku existuje rychlost, při níž je příčná nevyrovnaná síla působící na vozidlo nulová. Při takové rychlosti by měl být odpor z jízdy obloukem minimální. Při rostoucím nedostatku/přebytku převýšení by pak měl jízdní odpor narůstat. Autoři své tvrzení dokládají i provedenými zkouškami s různými typy vozidel, kdy výsledkem závislosti odporu z jízdy v oblouku na rychlosti je téměř symetrická konvexní parabola (při snižování rychlosti jízdní odpor stoupá rychleji nežli při zvyšování rychlosti).



Obr. 4 Odporová síla při průjezdu obloukem konstantního poloměru, s daným převýšením a různými rychlostmi. [3]

Testy byly bohužel provedeny pouze na zkušební trati s poloměrem $R = 955$ m, a tak není zcela jasné, jak do výsledného vztahu zahrnout vliv poloměru oblouku. Na základě dostupných informací je v Rusku nadále používán výpočet odporu z oblouku (14). [3]

3 Konstrukční opatření hnacích vozidel pro snížení jízdního odporu z oblouku

Je přirozené, že jsou trvale hledány prostředky a konstrukční řešení, vedoucí ke snazšímu průjezdu obloukem. Není pochyb o tom, že nejlepší ze všech možných případů je ten, kdy dvojkolí absolvuje průjezd obloukem bez příčných skluzů obou svých kol, tedy případ, kdy úhel náběhu je roven nule a osa dvojkolí prochází středem oblouku (dvojkolí se staví radiálně). Pro tyto poměry je roven nule příčný skluz po kolejnicích. Skupina takových vozidel, jež se svými parametry alespoň blíží uvedené teorii, si vysloužila dovětek „track-friendly“.

Používaná konstrukční řešení se zaměřují buď na snížení úhlu náběhu dvojkolí (stavění dvojkolí) nebo na snížení úhlu náběhu celého podvozku (natáčení podvozku). Obě řešení dochází ke stejnému výsledku – přerozdělení kvazistatických vodicích sil z nabíhající kol na ostatní kola.

Zásadní rozdíl hnacích podvozků vůči nehnacím je v dimenzování pro přenos tažných sil a vhodné zástavbě vzhledem k trakčnímu soustrojí.

3.1 Radiální stavění dvojkolí

3.1.1 Pasivní – optimalizace klasických prvků

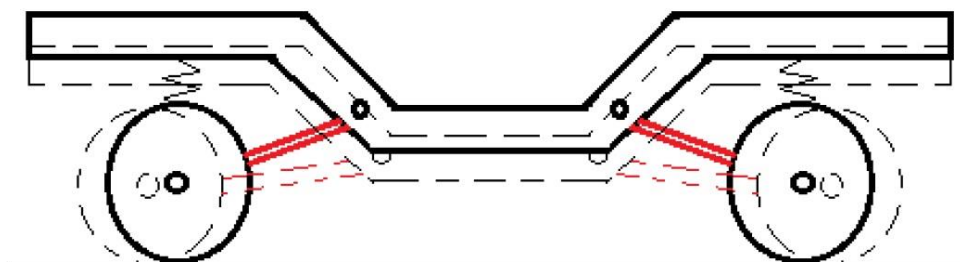
Úhel stavění dvojkolí v oblouku lze ovlivnit primárním vypružením nebo optimalizací vedení dvojkolí. Pasivní systém radiálního stavění dvojkolí, založený na nízké tuhosti vedení dvojkolí, sice umožní natáčení dvojkolí a snižování úhlu náběhu, ale obvykle není vhodný pro vysokorychlostní vozidla z důvodu problémů se stabilitou jízdy při vyšších rychlostech.

3.1.2 Pasivní – princip kyvného ramene

Spojení ložiskové skříně a rámu podvozku je doplněno prvkem, který za určitých okolností vyvíjí sílu ve vedení dvojkolí a tím napomáhá radiálnímu stavění.

Gravitační stavění dvojkolí

Vedení dvojkolí je provedeno kyvnými rameny, která nejsou vodorovná, nýbrž šikmá. Při projíždění vozidla obloukem s nedostatkem stavebního převýšení dochází vlivem nevyrovnaného zrychlení k přitížení vnější strany vozidla, pootočení kyvných ramen směrem k vodorovné poloze a zvětšení absolutní podélné vzdálenosti mezi ložiskovou skříní a rámem podvozku. Tím dojde k podélnému pohybu ložiskových skříní a radiálnímu stavění dvojkolí. Vnitřní strana vozidla vzhledem k odlehčení vykazuje opačný pohyb, tj. ložiskové skříně se přiblíží příčnicku rámu podvozku. Nevýhodou je jízda vozidla v oblouku s přebytkem převýšení, kdy se dvojkolí sice otáčí kolem své svislé osy, avšak přesně naopak – zvětšuje úhel náběhu. V případě provozu na tramvajových tratích je toto riziko malé díky tomu, že na většině úseků nejsou kolejové pásy stavebně převýšeny.



Obr. 5 Princip gravitačního stavění dvojkolí [4].

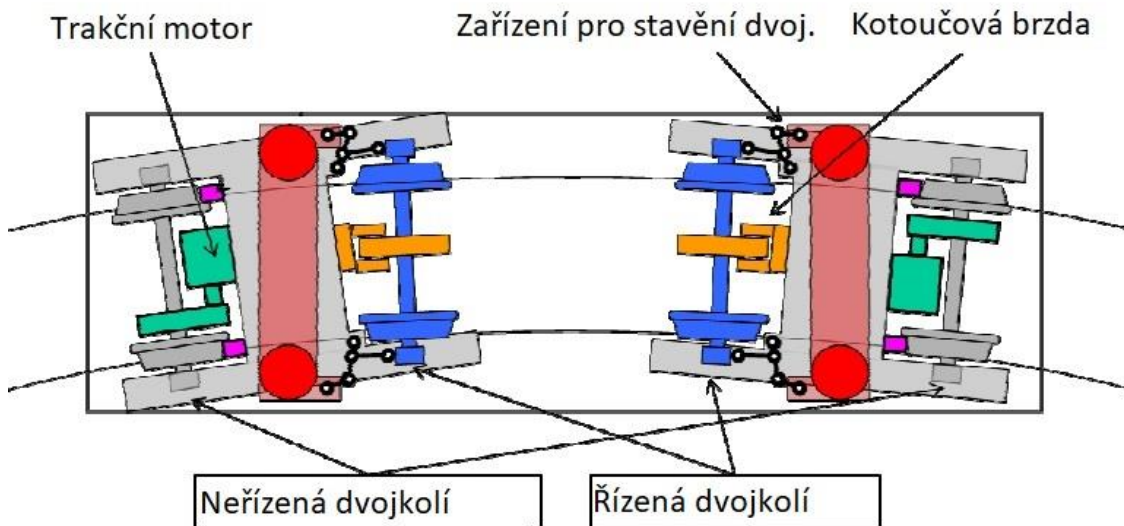
Stejného principu využívá trakční podvozek Pragoimex (obr. 6), který byl použit na úzkorozchodné tramvaji vyvíjené ve spolupráci ZČU s firmou Pragoimex. Principem radiálního stavění dvojkolí je opět rozdíl zatížení vnějších a vnitřních kol. Tato varianta provedení používá k vedení dvojkolí listové pružiny primárního vypružení, které jsou v podvozku zastavěny v podélném směru. Ke každé ložiskové skříní jsou připevněny dvě sady listových pružin, které jsou druhým koncem připevněny k podélníku rámu podvozku. [4]



Obr. 6 Trakční tramvajový podvozek Pragoimex [4].

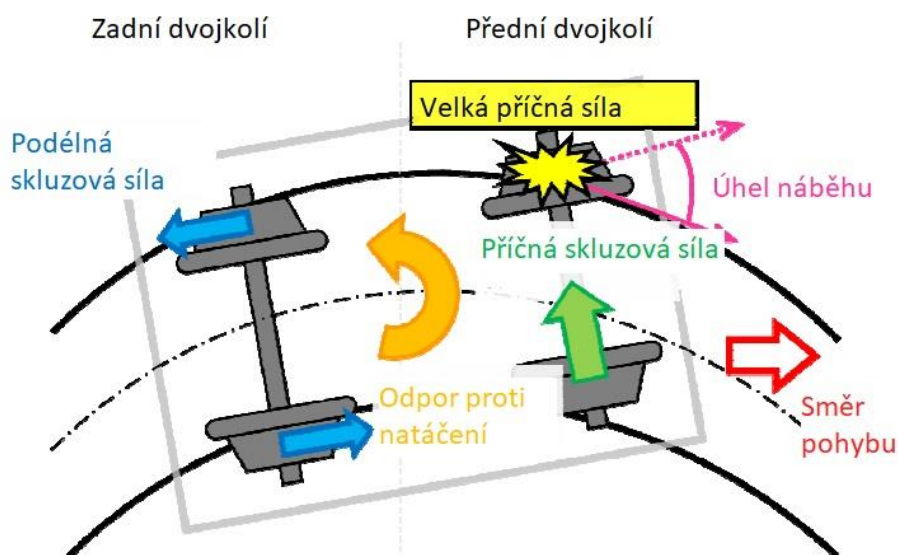
3.1.3 Pasivní – stavění dvojkolí pákami

Vozidla tokijského metra mají řízené zadní dvojkolí předního podvozku a přední dvojkolí zadního podvozku. Stavění dvojkolí je pasivní pomocí soustavy několika pák (obr. 7). Zbývající dvojkolí řízena nejsou.



Obr. 7 Podvozky tokijského metra s pasivním stavěním dvojkolí [5].

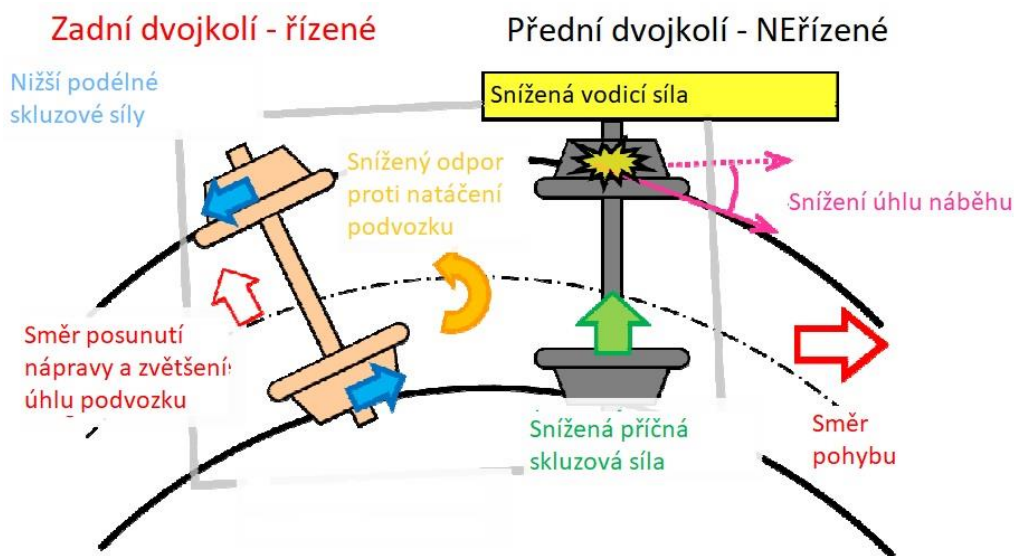
Chování neřízeného podvozku v oblouku je znázorněno na obr. 8. V oblouku malého poloměru má přední dvojkolí značný úhel náběhu a velkou vodicí sílu a zadní dvojkolí trpí podélnými skluzy na obou kolech.



Obr. 8 Neřízený podvozek [5].

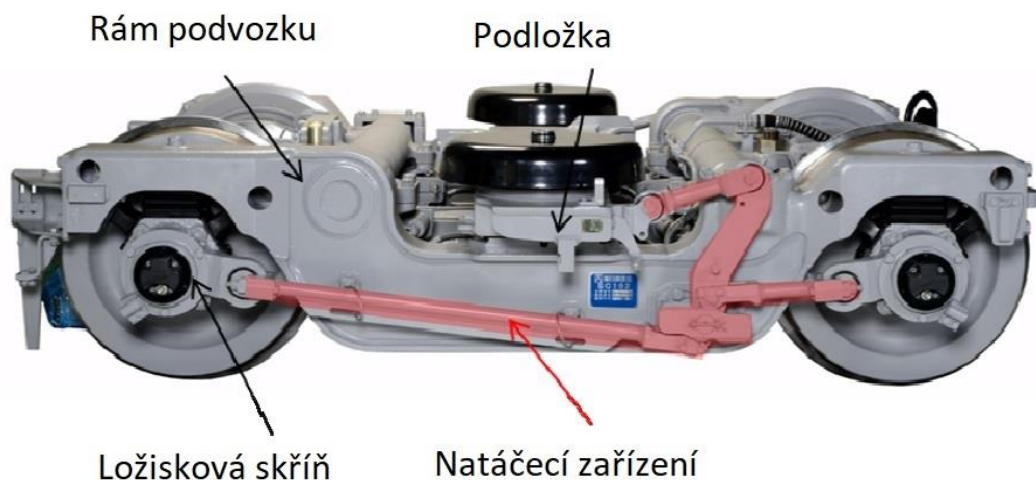
Hodnocení odporu z jízdy obloukem s využitím sim. výpočtů jízdy kol. vozidla

Natočením skříňe vůči podvozku a vlivem propojení soustavou pák se zadní dvojkolí natočí a zvýší svůj úhel náběhu. To způsobí nárůst příčných skluzových sil a zadní dvojkolí se posune směrem vně z oblouku a díky rozdílu poloměrů kol se podélná skluzová síla snižuje. Pohyb zadního dvojkolí vede ke zvětšení úhlu podvozku vůči skříni a tím se sníží úhel náběhu předního dvojkolí, které není přímo řízeno. Následkem se sníží vodící síla vnitřního kola předního dvojkolí i podélná skluzová síla zadního dvojkolí. To vede ke snížení vodící síly na vnějším kole přední nápravy.



Obr. 9 Podvozek s pasivně stavitelným zadním dvojkolím [5].

U zadního podvozku je přední dvojkolí pasivně stavěno a úhel náběhu se zmenší. To způsobí pokles vodící síly na vnějším kole. [5]

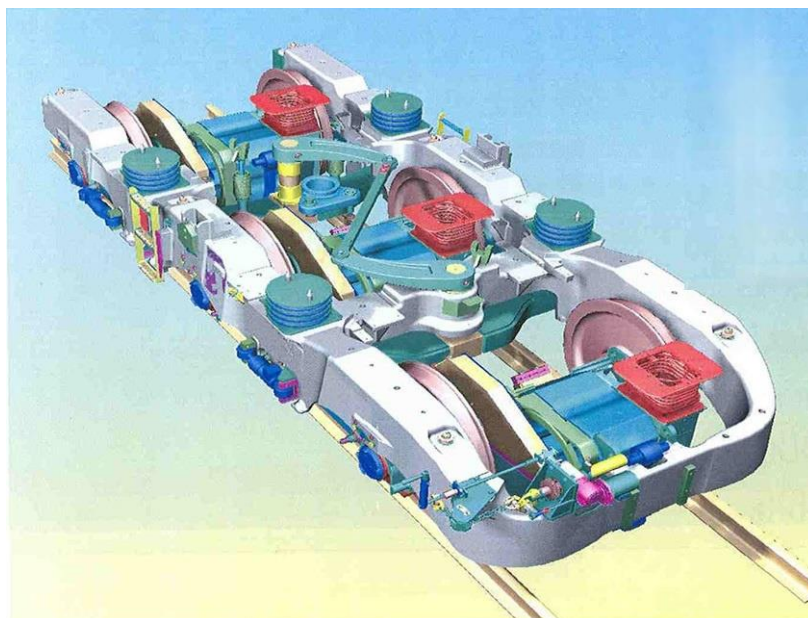


Obr. 10 Stavěcí zařízení pro obě dvojkolí [5].

Z předchozího principu vychází podvozek z obr. 10, který má ovšem řízení stavění předního i zadního dvojkolí. Řízení probíhá mechanicky mezi rámem podvozku, podložkou a ložiskovou skříní na základě natočení podvozku vůči skříní při jízdě obloukem. Řídící zařízení je poměrně malé, levné a jednoduché na údržbu. [5]

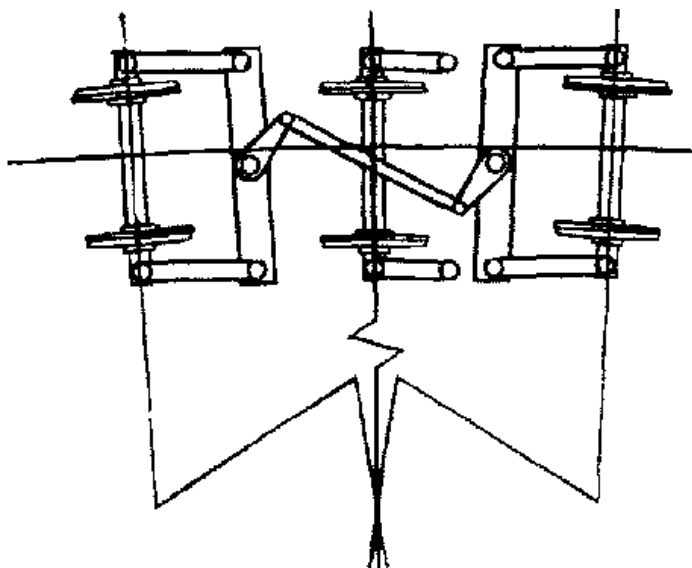
3.1.4 Pasivní – EMD HTCR

V letech 1987–1992 byly vyvinuty a vyrobeny třínápravové radiálně stavitelné podvozky HTCR pro těžké nákladní lokomotivy společnosti Electro–Motive Division (EMD). Ve skutečném provozu se však příliš neosvědčily v důsledku relativně vysokých nákladů na nákup a údržbu. Proto byl v roce 2003 představen podvozek HTSC, který vychází z podvozku HTCR, avšak bez radiálních komponent [6].



Obr. 11 Podvozek HTCR.

Rám podvozku se skládá ze dvou podélníků, dvou příčníků a jednoho čelníku. Prostřední dvojkolí je spojeno s rámem podvozku primárním vypružením a tyčí pro přenos sil, která umožňuje pouze svislý a boční pohyb dvojkolí, nikoli jeho natáčení. Krajní dvojkolí disponují individuálním rámem (obr. 12), který je k hlavnímu rámu podvozku uchycen otočně pomocí horní a spodní desky se šroubovým spojením s vymezovacími pouzdry. Individuální rám předního i zadního dvojkolí má v uvedeném spojení umístěnou páku. Páky obou podvozků jsou diagonálně spojeny tyčí, která zajišťuje shodné natáčení individuálních rámu opačného smyslu. [7]



Obr. 12 Schéma mechanické spojení dvojkolí podvozku HTCR.

3.1.5 Aktivní

Systém ARS – podvozek FLEXX Tronic

Základním principem systému ARS je podélně měkké vedení dvojkolí, které umožňuje radiálně stavět dvojkolí bez vysokých reakčních sil, ve spojení s vysoce dynamickým aktivním zařízením. ARS obvykle fungují tak, že mezi ložiskovou skříň každého dvojkolí a rám podvozku je umístěn aktivní prvek, který umožňuje řízené stavění dvojkolí do radiální polohy, tj. snižování úhlu náběhu v obloucích. Jednou z firem, jež principy ARS využívá, je společnost Bombardier.

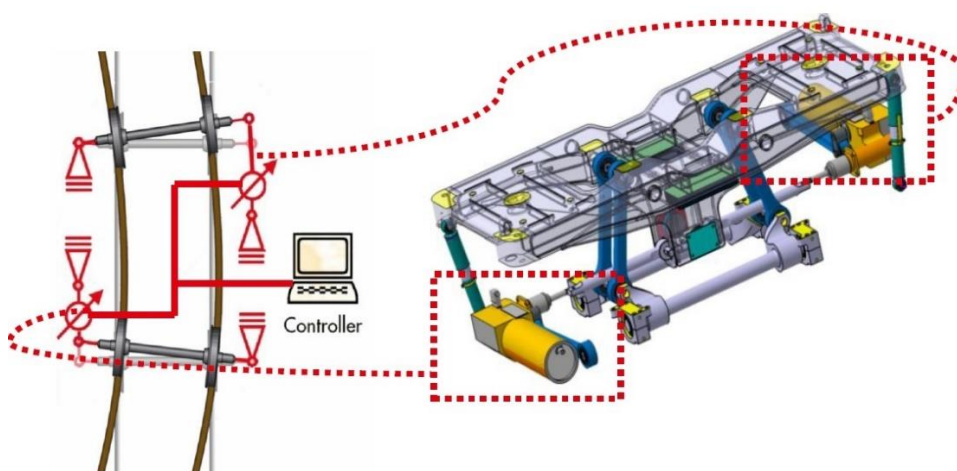
Ovládání pohonu se provádí v reálném čase v závislosti na relativním pohybu dvojkolí způsobeném křivostí dráhy, resp. nerovnostmi. Řídicí schéma je rozděleno do dvou frekvenčních pásem s velmi odlišným chováním. Zatímco v nízkofrekvenčním rozsahu systém reguluje radiální stavění dvojkolí, ve vyšších frekvencích je každá odchylka kompenzována protisměrným řízením příslušného dvojkolí. Tím je zajištěno, že se harmonický pohyb podvozku nerozvine k amplitudám nestabilního chodu. [8]

První verze uvedeného typu byla použita na jednotkách Regina ve Švédsku, certifikována na rychlost 200 km/h a využívala elektromechanický pohon, který vyvíjí své síly a pohyby na ložiskovou skříň prostřednictvím listové pružiny.



Obr. 13 Systém ARS s elektromechanickým pohonem [8].

V modernějším provedení se využívá jednotného elektrohydraulického duplexního pohonu WAKO (systém kompenzace náklonu vozidlové skříně), který zároveň umožňuje druhý výstup pro systém ARS. Výstup ARS má připojenu samostatnou tyč spojenou s příslušnou ložiskovou skříní. Každé dvojkolí je nezávisle ovládáno ve stejném podvozku. [8]



Obr. 14 FLEXX Tronic ARS (Bombardier).

3.2 Radiální natáčení podvozku

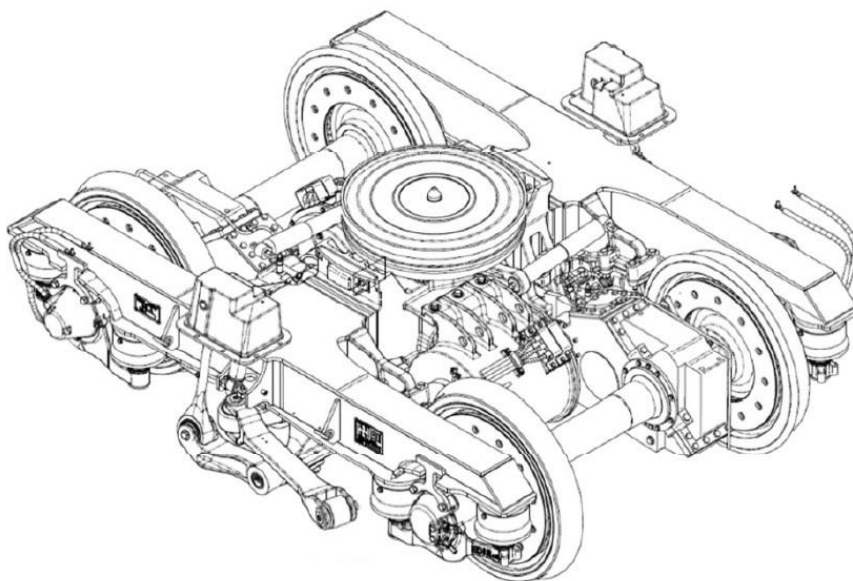
3.2.1 Pasivní – optimalizace sekundárního vypružení

Deformace sekundárního vypružení a s tím spojené silové účinky působící v příčné vzdálenosti od podélné osy vozidla generují silový moment, který vytváří odpor proti natočení podvozku vůči skřini.

Jediná vzduchová pružina

Společným znakem (ve světě netypickým) australských příměstských jednotek Millennium a Waratah, jezdících v okolí Sydney, je spojení skříně jednotky se středem příčnicku podvozku jedinou vzduchovou pružinou, která plně zastává funkci sekundárního vypružení. Konstrukce jediné vzduchové pružiny má oproti konvenčnímu podvozku s dvěma pružinami nižší odpor proti natáčení podvozku. Vzduchové pružiny po vypuštění dosednou na nouzový doraz, avšak vůči konvenčním podvozkům se příliš nemění odpor proti natáčení. V prázdném (nouzovém) stavu určuje stabilitu vozidla přidružený stabilizátor. Volba jedné pružiny měla umožnit rovnoměrné zatížení kol na nerovném povrchu.

Uvedené podvozky hnacích a tažených vozidel se příliš neodlišují. Podvozek nedisponuje žádnými svislými tlumiči v primárním vypružení, ani tlumiči vrtivých pohybů. I přesto byly jednotky testovány na rychlost 143 km/h. [9]



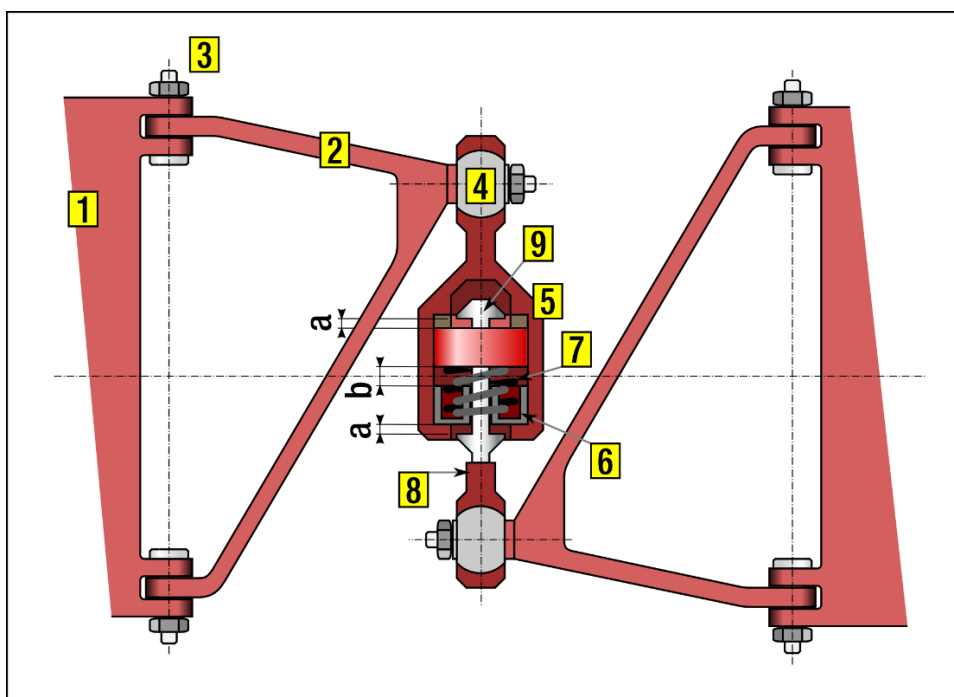
Obr. 15 Podvozek australské produkce s jednou vzduchovou pružinou sekundárního vypružení [9].

3.2.2 Pasivní – mezipodvozková vazba

Příčná mezipodvozková vazba je zařízení, které se používá k příčnému, částečně poddajnému, spojení podvozků u kolejových vozidel, zpravidla lokomotiv. Účelem je snížení úhlu náběhu podvozku.

Řešení ŠKODA

Mezipodvozková vazba je zde tvořena mechanickými díly, kde je důležitým členem příčná podvozková spojka. Pro zajištění potřebné volnosti je vazba opatřena klouby a ojemi, přes které je spojena s podvozky. Hlavním prvkem vazby je pružný člen uložený mezi ojemi (obr. 16).



Obr. 16 Příklad mezipodvozkové vazby na řadě E 499.0, E499.1 (140, 141);
 1 – rámy podvozků; 2 – oje tlumiče; 3 – vodorovné otočné čepy; 4 – kulové čepy oje; 5 – vnější pouzdro tlumiče; 6 – vnitřní talíře; 7 – pružiny; 8 – vnitřní tyč; 9 – stavěcí kroužky; a – vůle mezi stavěcími kroužky; b – vůle mezi talíři [10].

Pojíždějí-li podvozky po přímé trati, případně v oblouku dostatečně velkého poloměru, mezipodvozková vazba příčné síly mezi podvozky nepřenáší, protože v tomto případě nedolehnou vymešovací kroužky (9) na talíře (6). Velikost (rozsah polohy) vzájemného postavení podvozků, kdy tyto nejsou vzájemně ovlivňovány, je dána vzdáleností (a). Funkce vazby je oboustranná, symetrická. To znamená, že nezáleží na tom, který podvozek najíždí nebo projíždí obloukem jako první.

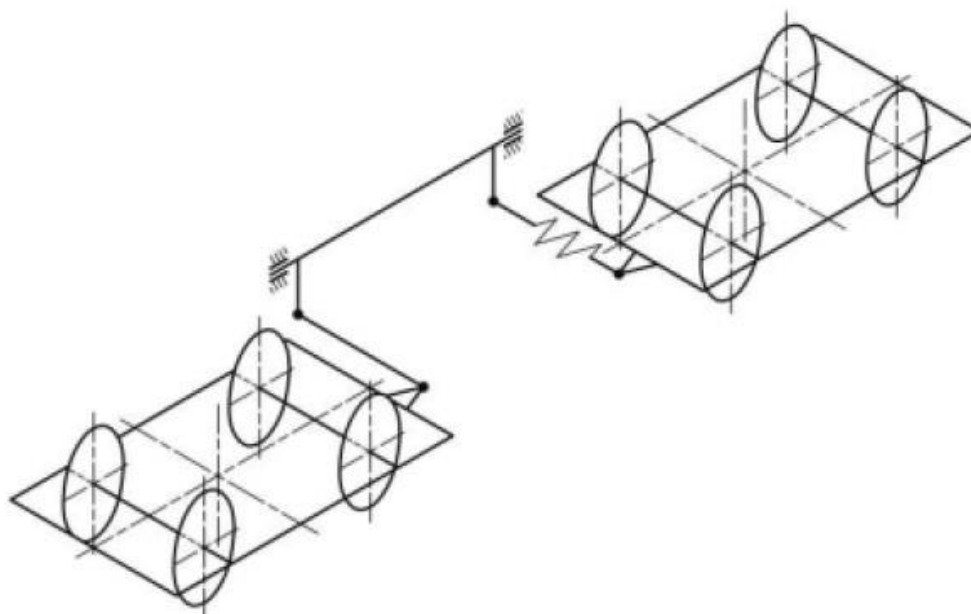
Při průjezdu obloukem dojde k dolehnutí vymezovacích kroužků (9) shora nebo zdola na talíře (6), mezi kterými jsou umístěny dvě protisměrně vinuté pružiny. Příčná síla, která je přenášena z jednoho podvozku na druhý, je dána stlačením pružin až do té doby, kdy dojde k vzájemnému dosednutí talířů. Tato vzdálenost (b) určuje rozsah vzájemného postavení podvozků, kdy jsou síly přenášeny pružně.

Při průjezdu oblouků menších poloměrů dolehnou talíře na sebe a síly mezi podvozky jsou přenášeny přímo (bez odpružení).

Tuto mezipodvozkovou vazbu využívá např. lokomotiva E 499.0 (ř. 140), u dalších lokomotiv jsou pružiny nahrazeny třemi pryžovými kroužky. Každý z nich je stlačitelný o 10 mm, tedy celkově o 30 mm. Na rozdíl od pružinové vazby, řešení s pružinovými kroužky přenáší sílu i při průjezdu oblouky velkých poloměrů. [10]

U jiných řad lokomotiv bylo využito třínápravových otočných podvozků, kdy jejich rámy jsou velmi blízko u sebe. Na jednom podvozku je namontován pružný člen s kulovým pouzdrem, do kterého se zasune čep druhého podvozku.

V případě, že mezi podvozky jsou umístěny další komponenty lokomotivy a zástavba uvedené mezipodvozkové vazby by byla nemožná, podvozky jsou mechanicky propojeny torzně namáhaným hřídelem uloženým na podélníku rámu. Jeden z podvozků pak zahrnuje pružný člen.



Obr. 17 Mezipodvozková vazba s torzně uloženou tyčí [4].

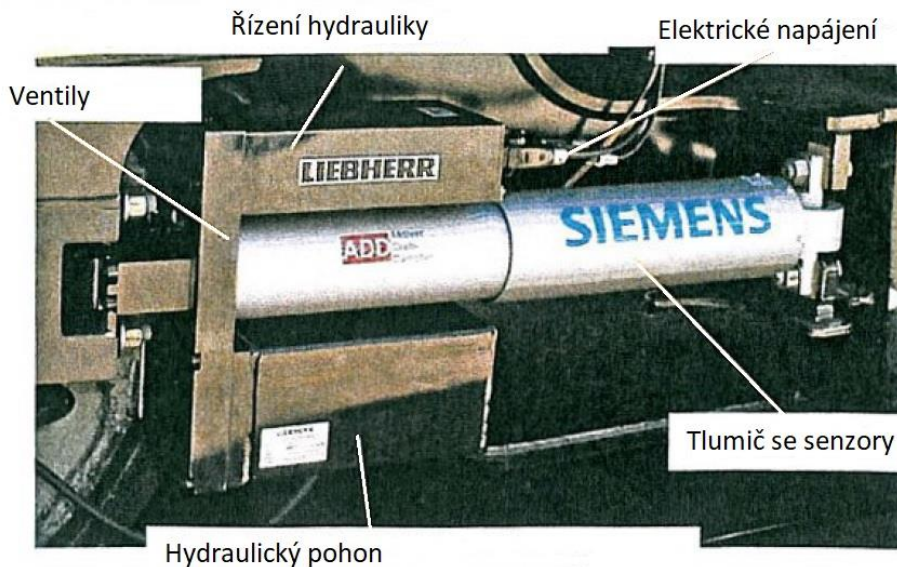
V 90. letech se ukázalo, že při nedostatečné údržbě, nesprávném seřízení a zvyšující se rychlosti, vzniká u vozidel vybavených tímto typem mezipodvozkové vazby vyšší opotřebení okolků než u těch, které tuto vazbu nemají. Z tohoto důvodu již tato vazba nebyla na lokomotivní vozidla dále osazována [4].

3.2.3 Aktivní – ADD

U kolejových vozidel se aktivních tlumičů využívá u sekundárního vypružení, kdy při jízdě v oblouku podélně umístěné tlumiče vyvíjí sílu, resp. moment, mezi rámem vozidla a rámem podvozku a v koleji přímé tlumí vrtivé pohyby podvozku. Vhodné řízení může ovlivnit tlumicí charakteristiku tlumiče, a tím dosáhnout požadované stability vozidla ve vyšších rychlostech (řízený tlumič), nebo vyvinout sílu potřebnou k natočení podvozku v oblouku a tím snížit úhel náběhu podvozku (radiální natáčení v oblouku). Celý proces aktivních tlumičů řídí řídicí jednotka, která vyhodnocuje vstupní veličiny (natočení podvozku vůči skříní, frekvence kmitání podvozku, profil tratě aj.) a tlumič ovládá pomocí elektrických impulsů.

Hydraulické řízení

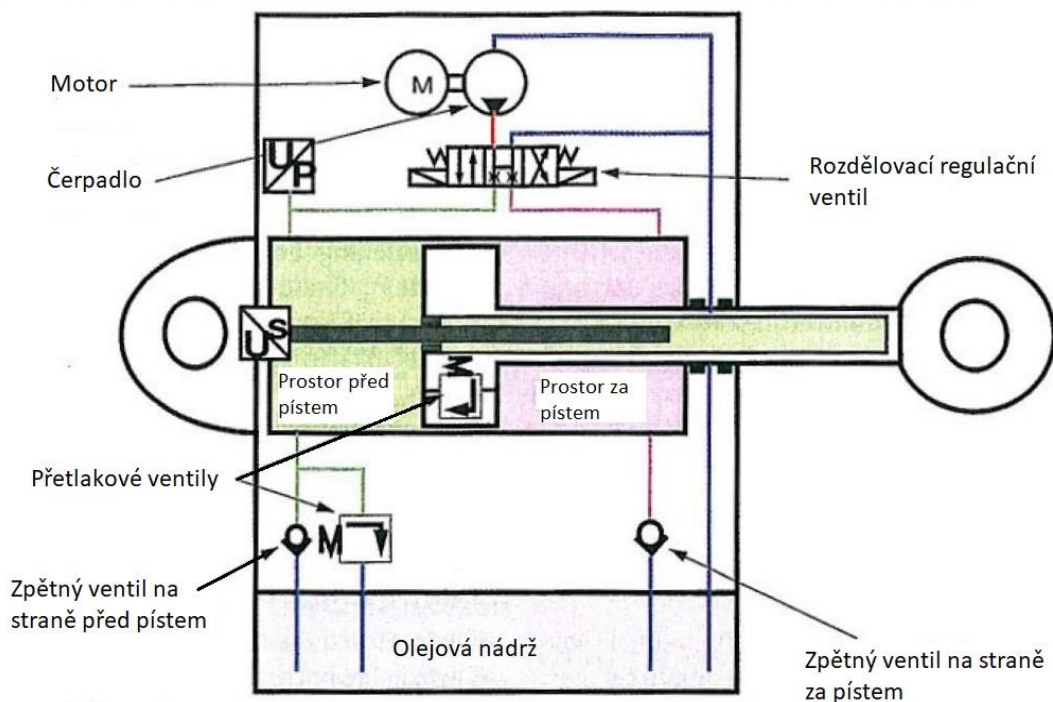
Tlumič konceptu ADD od firem Siemens a Liebherr. Na základě informace o natočení podvozku umožňuje řízení hydraulického válce buď zvýšením síly na pístnici tlumiče – tím napomáhá snížení úhlu náběhu podvozku –, nebo tlumení vysokých frekvencí – tím dopomáhá stabilitě jízdy. Svým umístěním na vozidle nijak nebrání přenosu tažných a brzdných sil a svou konstrukcí umožňuje snadné nahrazení konvenčního tlumiče. Jedinou podmínkou je napájení jednotlivých tlumičů ze sítě lokomotivy, a proto je jeho použití na tažených vozech vcelku problematické. Spolehlivost celého systému závisí na přesné detekci úhlového natáčení podvozku vůči skříní vozidla, popř. frekvenci rotačního kmitání.



Obr. 18 Popis tlumiče Siemens, Liebherr [11].

Aktivní tlumič se skládá ze samotného těla se senzory, hydraulického pohonu, desky s ventily, vlastního řízení hydrauliky a elektrického napájení. Neexistují zde žádné hydraulické hadice (obr. 18). Čerpadlo, poháněné motorem, na základě signálu řídicí elektroniky plní skrze regulační ventily pracovní tlak do prostoru před nebo za pístem, čímž reguluje nejen pohyb pístnice – natačení podvozku –, ale i ladění tlumicí konstanty tlumiče – vliv na stabilitu jízdy (oba prostory tlumiče naplněny na shodný tlak). Pro řízené snížení tlaku slouží zpětné ventily každého prostoru. Pro případ závady či přetlaku slouží přetlakové ventily (obr. 19). V případě výpadku napájení aktivní tlumič plní funkci konvenčního tlumiče (neumožňuje radiální stavění podvozku) [11].

Řešení se zpočátku testovalo na lokomotivách produkce Siemens, tj ES64F4 (BR189), ES64U2 (1116).

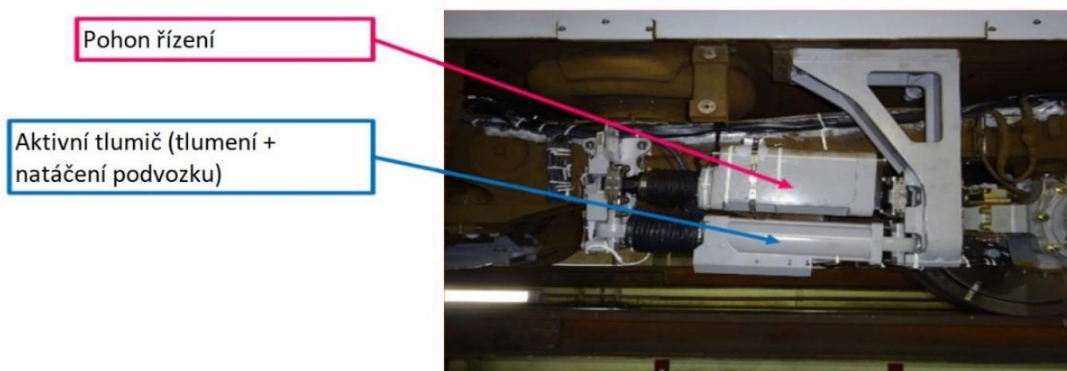


Obr. 19 Funkční schéma [11].

Problémy s aktivním natáčením vznikají ve dvou protilehlých obloucích (S-oblouky, výhybky), kde není dostatečný časový prostor pro reakci snímačů natočení podvozku a na nabíhající kole dochází ke špičkovému překročení kvazistatických vodicích sil. Řešením jsou dostatečně rychlá a přesná zařízení s reakční dobou v desetinách sekund [12].

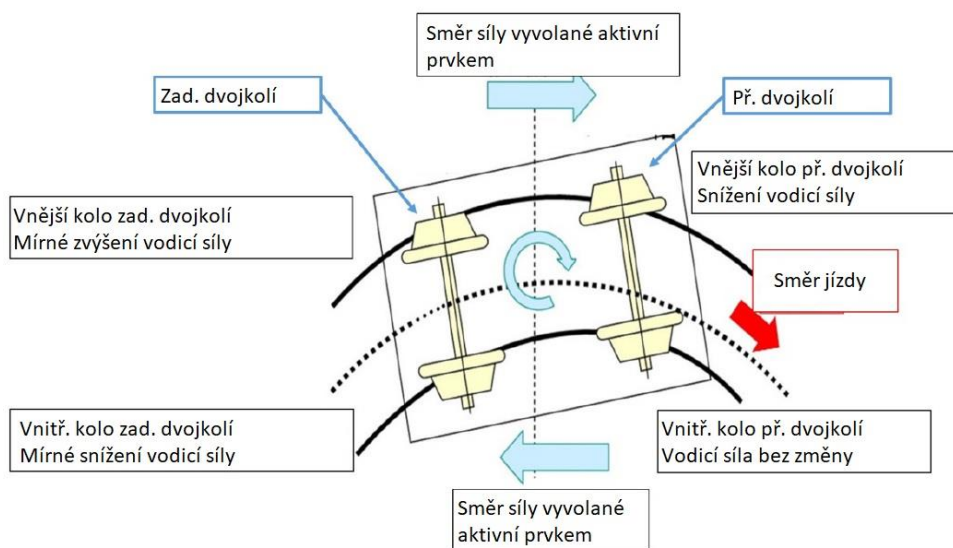
Elektrické řízení

Pro soupravy Shinkansen vyvinuli v Japonsku zařízení aktivního natáčení podvozku, které v obloucích malých poloměrů vyvíjí sílu pro natáčení podvozku a při vyšších rychlostech tlumí vrtivý pohyb.



Obr. 20 Zařízení aktivního natáčení podvozku jednotky Shinkansen [13].

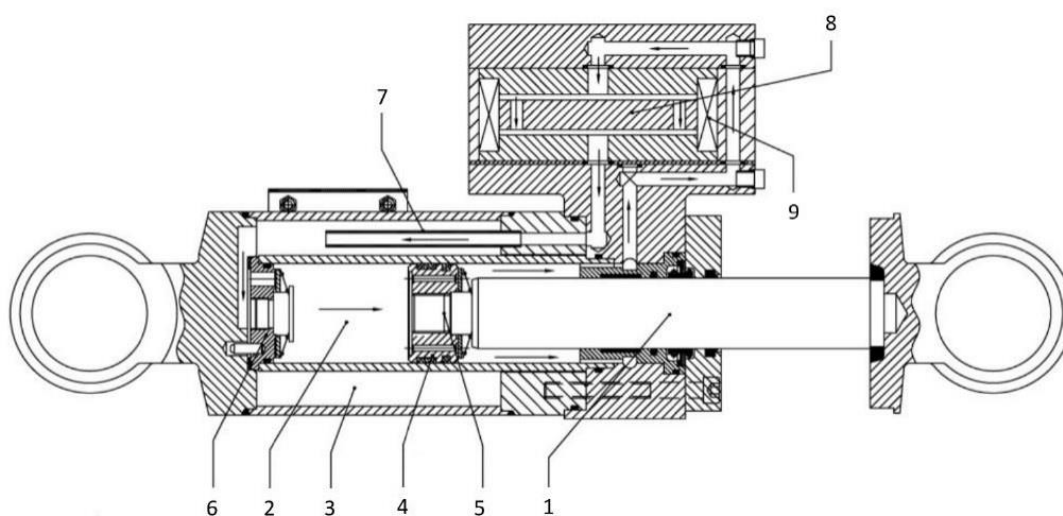
Mezi rám vozidla a rám podvozku je umístěn aktivní tlumič s vlastním řízením, který na základě informací z gyroskopu, umístěného na čele vlaku, vyhodnocuje křivost oblouků a ovládá řídicí servopohony, resp. dvoustupňové přepínatelné tlumiče. Na základě zkoušek se osvědčilo omezit maximální sílu vyvíjenou na tlumič, jinak docházelo k přetáčení podvozku a zvýšenému opotřebení ostatních kol. Při zkoušení bylo doporučeno, aby síly řízení zadního podvozku byly sníženy (vůči přednímu podvozku), případně aby zadní podvozek řízen nebyl. V případě poruchy aktivního řízení se tlumič uvede do základního stavu a plní funkci běžného tlumiče.



Obr. 21 Změna vodících sil na jednotlivých dvojkolích podvozku [13].

3.2.4 Semiaktivní

Semiaktivní tlumiče jsou již zcela ovládány řídicí jednotkou na základě informací ze senzorů na vozidle. Podle ovládacího algoritmu může být tlumič řízen v měkkém, tvrdém režimu, nebo přesně definovaným algoritmem. Odezva semiaktivních systémů se měří v rádech milisekund a jsou tak schopné reagovat na kmitání neodpružených hmot. Z toho plyne označení těchto systémů jako tzv. rychlé systémy. Na rozdíl od adaptivních tlumičů, které mají možnost střídat charakteristiku většinou jen mezi omezeným počtem diskretních bodů, se možnosti nastavení semiaktivních tlumičů jeví jako neomezené díky rychlému spínání a proporcionálním ventilům. Tlumiče využívající magnetoreologickou kapalinu pak mají počet nastavení skutečně neomezený a přechod mezi nimi je spojitý, jelikož intenzita magnetického pole plynule mění zdánlivou viskozitu kapaliny [14]. Problémem však stále zůstává získání přesné a korektní informace pro řídicí algoritmus.



Obr. 22 Řez MR tlumičem pro tlumení příčných vibrací vlaku. 1 – pístnice, 2 – vnitřní válec, 3 – akumulční prostor, 4/5 – zpětný ventil, 6 – dno, 7 – spojovací trubice, 8 – magnetoreologický píst, 9 – elektromagnetická cívka [14].

Magnetoreologický tlumič využívá speciální kapalinu, v níž jsou rozptýleny malé částičky železa zhruba o velikosti několika mikrometrů. Když se v tlumiči vytvoří pomocí elektrického proudu magnetické pole, částičky železa se zřetězí tak, že při průtoku kapaliny pístem kladou větší odpor, čímž naroste tlumicí síla. Výsledkem je tlumič, jehož sílu lze snadno regulovat. Tlumič je připojen k senzorům a řídicí jednotce, která v reálném čase reguluje tlumicí sílu. Je možné jej použít pro tlumení vrtivého a příčného pohybu podvozku při vyšších rychlostech, nebo při průjezdu výhybkami či oblouky nízkou rychlostí, kdy tlumiče nebudou působit zbytečně velkou silou, čímž se snižuje opotřebení vozidla i infrastruktury a tím následné náklady na údržbu [15].

4 Modelování v programu Simpack

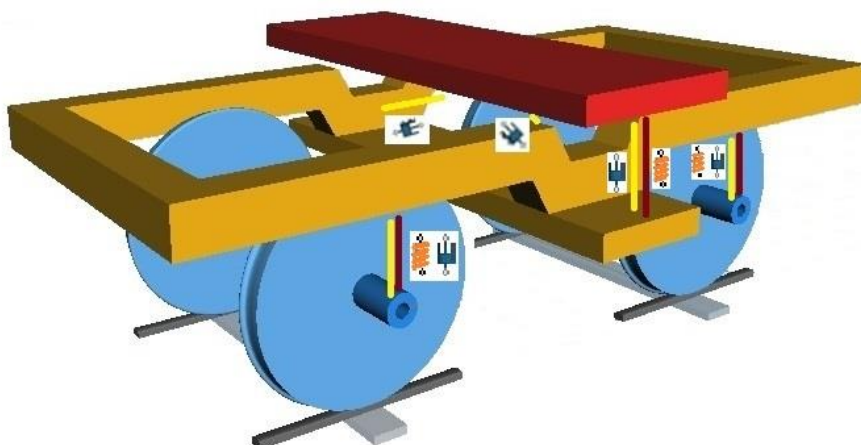
Program Simpack je obecný simulační software pro vyšetřování dynamiky tuhých těles (MBS), který umožňuje vytvářet modely různých mechanických systémů (především nelineárních) a simulovat jejich chování za různých podmínek. Tuhá tělesa mají nadefinované parametry (hmotnost, momenty setrvačnosti, rozměry atd.) a jsou vzájemně vázána různými druhy vazeb (pružiny, tlumiče, dorazy atd.).

Vyšetřováním dynamiky kolejových vozidel se zabývá nadstavba Simpack Rail, která obsahuje modely dvojkolí, koleje, teorie skluzových sil atd. Na základě vyhodnocení jízdních a vodících vlastností modelu mohou simulace sloužit k optimalizaci projektovaného vozidla, hodnocení opotřebení či objasnění příčin nehod.

4.1 Model vozidla

Pro potřeby simulací v této práci byla vytvořena soustava hmotných bodů s odpovídajícími parametry čtyřnápravové podvozkové lokomotivy moderní konstrukce. Dvojkolím je přiřazen teoretický křivkový jízdní obrys S1002.

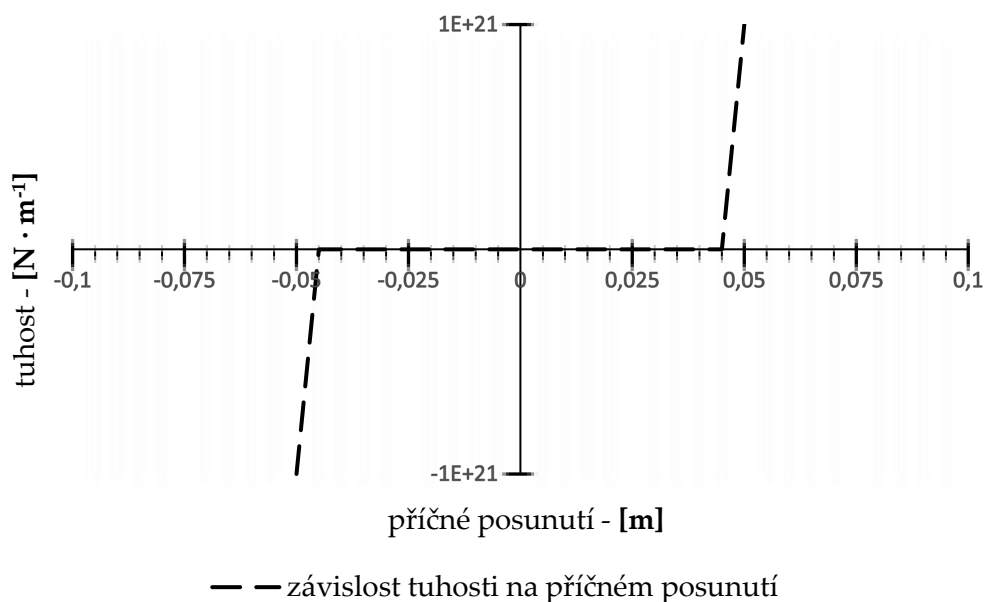
Rám podvozku je na dvojkolí (ložiskových skříních) uložen pružně paralelně umístěnou pružinou s tlumičem. Simpack umožňuje některým prvkům přiřadit parametry v základních osách. Jeden pružný prvek tak nahrazuje svou tuhostí ve svislém směru nejen dvojicí pružin, ale ve směru podélném a příčném i tuhost vedení dvojkolí. Konstanta paralelně připojeného tlumiče ve svislém směru odpovídá reálné hodnotě, ve směru podélném a příčném limituje k nule. Chyba tím zanesená do výpočtu je minimální a pravděpodobnost pádu numerického výpočtu se snižuje.



Obr. 23 Model podvozku – pružné a tlumicí vazby.

Sekundární vypružení zajišťují flexi-coil pružiny posazené na koncích příčnicku podvozku. Tlumiče ve svislém a příčném směru jsou umístěné v příčné ose podvozku, ve směru podélném (tlumiče vrtivých pohybů podvozku) umístěny nejsou.

Vazbu odporu proti natočení charakterizuje pružný prvek umístěný mezi středem rámu podvozku a skříní vozidla. Prvku je přiřazena úhlová tuhost.

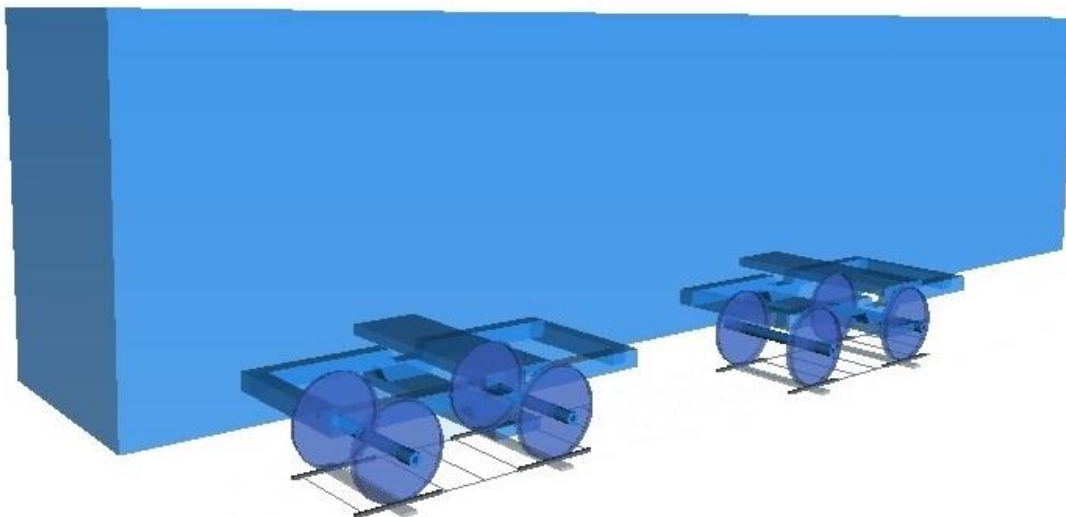


Obr. 24 Lomená charakteristika náhradní pružiny nárážky.

Příčnou nárážku na skříní vozidla simuluje fiktivní pružná vazba ve středu rámu podvozku, kdy tuhost pružiny je definována lichou funkcí s lomenou charakteristikou (obr. 24).

Hodnocení odporu z jízdy obloukem s využitím sim. výpočtů jízdy kol. vozidla

Skříň má přiřazené hmotnostní veličiny a výšku těžiště nad TK. Není nijak geometricky upravena. Součástí skříně je nehmotné těleso (připomínající příčník), které je se skříní spojeno pevně a s rámem podvozku zajišťuje pružnou vazbu (sekundární vypružení).



Obr. 25 Simulační model vozidla.

Tab. 1 Výchozí parametry simulačního modelu.

dvojkolí (vč. lož. skříní a některých částí pohonu/brzdy)	hmotnost	3 000 kg
	moment setrvačnosti k podélné ose (x)	1 600 kg · m ²
	moment setrvačnosti k příčné ose (y)	450 kg · m ²
	moment setrvačnosti ke svislé ose (z)	1 600 kg · m ²
	průměr kol dvojkolí	1,250 m
rám podvozku (vč. trakčních motorů a některých částí pohonu/brzdy)	hmotnost	11 000 kg
	moment setrvačnosti k podélné ose (x)	4 500 kg · m ²
	moment setrvačnosti k příčné ose (y)	10 000 kg · m ²
	moment setrvačnosti ke svislé ose (z)	15 000 kg · m ²
	výška těžiště nad TK	0,80 m
	rozvor podvozku	2,50 m
skříň	hmotnost	56 000 kg
	moment setrvačnosti k podélné ose (x)	100 000 kg · m ²
	moment setrvačnosti k příčné ose (y)	1 150 000 kg · m ²
	moment setrvačnosti ke svislé ose (z)	1 150 000 kg · m ²
	vzdálenost otočných čepů	8,00 m
	výška těžiště nad TK	1,75 m

primární vypružení	podélná tuhost vedení dvojkolí (pro jednu ložiskovou skříň)	5,00 kN · mm ⁻¹	
	příčná tuhost vedení dvojkolí (pro jednu ložiskovou skříň)	5,00 kN · mm ⁻¹	
	svislá tuhost (pro jednu ložiskovou skříň)	2,50 kN · mm ⁻¹	
	konstanta tlumení svislého tlumiče	40 kN · s · m ⁻¹	
	příčná vzdálenost středu primárních pružin od podélné osy podvozku	1,05 m	
	sekundární vypružení	příčná tuhost flexi-coil pružin (pro jednu stranu podvozku)	0,60 kN · mm ⁻¹
		svislá tuhost flexi-coil pružin (pro jednu stranu podvozku)	1,00 kN · mm ⁻¹
úhlová tuhost vazby skříně a podvozku (faktor X = 0,1)		1241,6 kNm · rad ⁻¹	
konstanta příčného tlumiče		80 kN · s · m ⁻¹	
konstanta svislého tlumiče		60 kN · s · m ⁻¹	
příčná vzdálenost středu sekundárních pružin od podélné osy podvozku		1,35 m	
příčná narážka		vůle na příčnou narážku mezi skříňí a podvozkem	45 mm
vozidlo	hmotnost	90 000 kg	
	součinitel rotačních hmot	0,0512	
	součinitel tření v kontaktu	0,4	

4.2 Model trati

Vozidlo se pohybuje na reálné (pružně uchycené) koleji bez nerovností (viz kapitola 4.3). Příčný profil hlav kolejnic odpovídá typu UIC60 s úklonem 1:40.

Modelovaný úsek se skládá z koleje přímé, přechodnice, oblouku s konstantním poloměrem, přechodnice a opět přímé koleje. Poloměr oblouku a převýšení koleje se odvíjí od požadované simulace, konstantní délka oblouku činí 450 m. Přímá kolej na počátku má za úkol ustálit vozidlo (numerický výpočet), přechodnice pak zajišťuje pozvolný nárůst křivosti a tím i odporové síly. I přesto zde dochází k rozkmitání

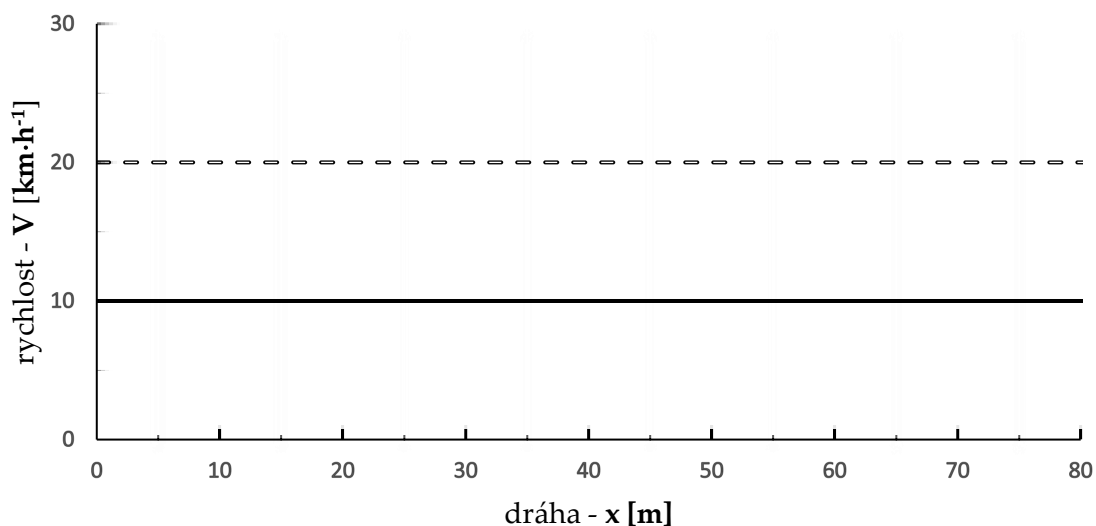
mechanické soustavy, a tak samotné snímání požadovaných dat začíná až v místě, kdy je celé vozidlo v oblouku a ustálené.

4.3 Předpoklady simulací

Nemalou výhodou simulací je, že lze simulovat za ideálních podmínek, bez jízdních odporů, ale i za těch nejnepříznivějších, které by v reálném provozu jen stěží současně nastaly. Jelikož tato práce se zaměřuje na vyšetření vlivů ovlivňujících odpor z oblouku, simulace probíhají na koleji bez stoupání a bez vlivu vnějšího prostředí. Odpor v ložiskách není pro daný model definován a odpor z valení není na základě výsledků zkušebního měření uvažován. Vozidlo se při simulacích pohybuje výběhem, tj. nepůsobí tažná ani brzdná síla. Při přenosu podélných sil v kontaktu by docházelo ke vzniku skluzových sil, které by jednak mohly ovlivnit síly plynoucí z průjezdu obloukem, a pak i uvedená metoda vyjádření vnější síly působící na vozidlo by byla zatížena chybou (nepřesnosti v přesném určení tažné nebo brzdné síly).

Také je zapotřebí zvolit vhodnou teorii výpočtu skluzových sil, určit vliv nerovností koleje a ověřit, zda vytvořený model dosahuje předpokládaných výsledků.

Ověření odporu z valení



- - - průběh rychlosti při počáteční rychlosti 20 km/h

— průběh rychlosti při počáteční rychlosti 10 km/h

Obr. 26 Průběh rychlostí při ověřování jízdního odporu z valení.

Ověření odporu z valení probíhalo simulací jízdy vozidla v koleji přímé, dlouhé 80 m, při počátečních rychlostech 10 km/h a 20 km/h. Rychlost na konci sledovaného úseku byla stejná s rychlostí počáteční s přesností na pět desetinných míst.

Validace modelu

Aby bylo možné pohlížet na výsledky simulací jako na relevantní, je zapotřebí model otestovat a výsledky porovnat s naměřenými hodnotami reálného vozidla. Pro potřeby této práce postačuje model obecný, byť si autor v úvodu stanovil, že na model bude pohlížet jako na podvozkové hnací vozidlo moderní konstrukce. Tím se ale vylučuje validace v pravém slova smyslu dle platných norem. Z fyzikálního principu plyne, že suma všech vodících sil Y na kolech bude blízká součinu hmotnosti vozidla a nevyrovnaného zrychlení a součet kolových sil Q přibližně odpovídá tíhové síle vozidla. Z poznatků v měření skutečných hnacích vozidel obdobných parametrů plyne, že se ve zkušebním oblouku R300 bude vodící síla na vnějším kole prvního dvojkolí pohybovat okolo 60 kN.

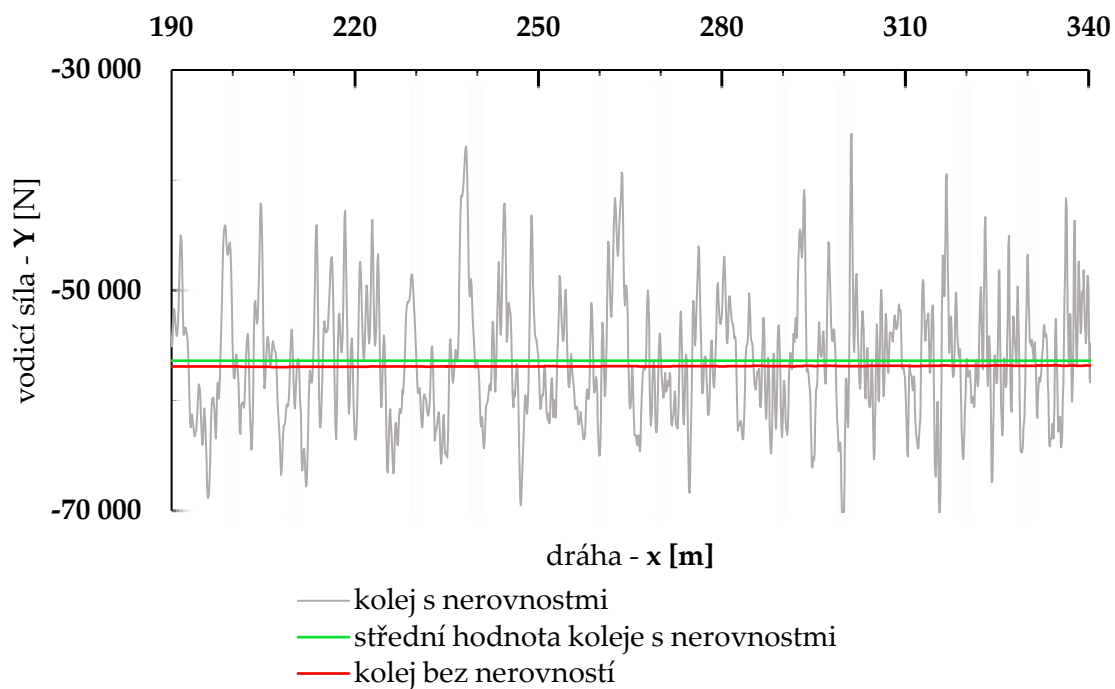
Tab. 2 Porovnání výsledků teorií skluzových sil a vlivu nerovností na zkušebním úseku.

teorie skluzových sil sledované veličiny	Polách	Fastsim	
		bez nerovností	s nerovnostmi
ΣY	-77 196 N	-77 327 N	-77 319 N
$M_{\text{voz}_{90t}} \cdot a_n$	-77 124 N	-77 228 N	-77 254 N
$\Sigma Y - (M_{\text{voz}_{90t}} \cdot a_n)$	-72 N	-99 N	-65 N
ΣQ	895 109 N	895 126 N	895 089 N
F_G	882 900 N	882 900 N	882 900 N
$\Sigma Q - F_G$	12 209 N	12 226 N	12 189 N
$Y_{\text{nabih.k.}}$	-63 871 N	-56 879 N	-56 374 N

Rozdíly sil vzhledem k výsledným silám dle tab. 2 nejsou nijak velké a je tak možné tvrdit, že vytvořený model vyhovuje. Tab. 2 nabízí i porovnání různých teorií výpočtu skluzových sil. Po zhodnocení výsledků byla pro další postup zvolena teorie Fastsim.

Vliv nerovností koleje

Reálná kolej není nikdy dokonale rovná, vždy je zatížena nerovnostmi. I když obr. 27 ilustruje značný rozkmit vodící síly při průjezdu obloukem s nerovnostmi, střední hodnota takového signálu je velmi blízká průběhu signálu jízdy vozidla na koleji bez nerovností. Následující simulace tak budou prováděny na koleji bez nerovností.



Obr. 27 Vliv nerovností na rozkmit signálu (vodící síla vnějšího kola nabíhajícího dvojkolí).

5 Simulace

5.1 Průběh simulace

Na základě předpokladu bylo předem vytipováno 8 vstupních parametrů, každý s rozsahem odpovídajícím konstrukčním možnostem.

Jednotlivé parametry:

- nedostatek/přebytek převýšení oblouku;
- rozvor podvozku;
- vzdálenost otočných čepů;
- podélná tuhost vedení dvojkolí;
- příčná tuhost vedení dvojkolí;
- hmotnost vozidla;
- odpor proti natočení;
- součinitel tření.

Pro každý parametr je provedena série simulací v obloucích o poloměrech od 300 m do 900 m po 150 m se skutečným převýšením 100 mm, kdy se rychlost mění tak, aby nevyrovnané zrychlení bylo vždy nulové.

Při každé sérii simulací dochází ke změně vždy jediného parametru v předem stanoveném rozsahu, zatímco zbylé parametry odpovídají hodnotám tab. 1.

5.2 Metodika vyhodnocení simulací

Definování podmínek série simulací, vztahujícím se ke konkrétnímu parametru, je uvedeno jako součást 5.3.

Je-li v následujících kapitolách uváděno, že simulace probíhala při konkrétní rychlosti, je tím myšlena rychlost na počátku simulace. Z principu rychlost klesá, a tak není výše uvedená podmínka splněna po celou dobu simulace. Chyba tím zanesená je zanedbatelná a na průběh křivky téměř nemá vliv.

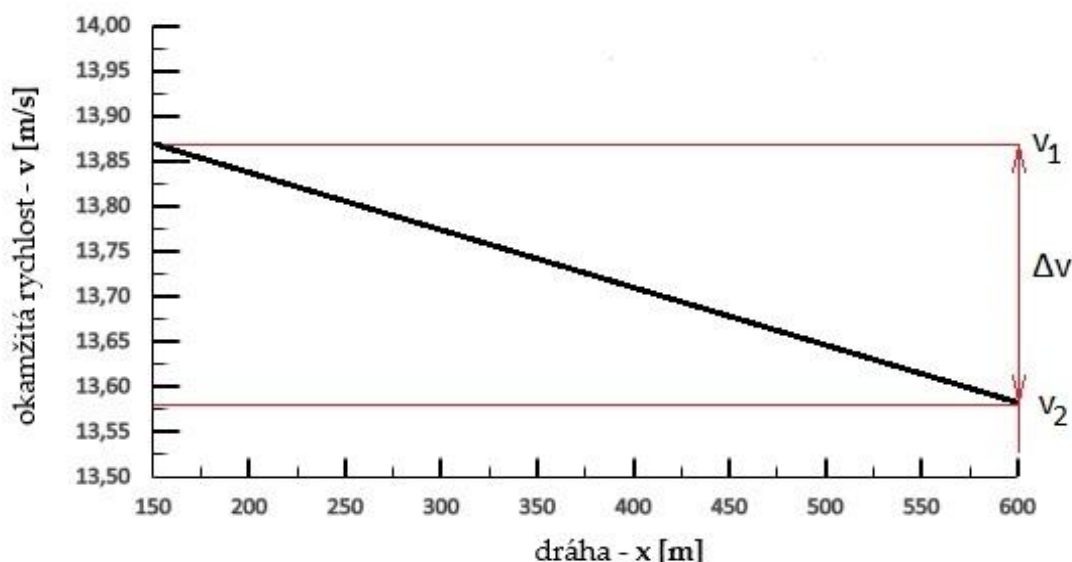
Jízdní odpor z oblouku – výpočet

Změna kinetické energie je rovna vykonané práci (17). To je základní myšlenkou vyjádření odporové síly jízdy vozidla v oblouku.

$$\Delta E_k = E_{k2} - E_{k1} = \frac{1}{2} \cdot m_{voz} \cdot (1 + \rho) \cdot v_2^2 - \frac{1}{2} \cdot m_{voz} \cdot (1 + \rho) \cdot v_1^2 = F \cdot x \quad (17)$$

Jsou-li zhodnoceny předpoklady simulací, výsledkem je tvar pohybové rovnice (18), který dokazuje, že při simulacích proti jízdě vozidla působí pouze jediná síla. Ta způsobí zpomalení vozidla (obr. 28) a vzhledem k současnému pohybu vozidla a působící síle je vykonávána mechanická práce.

$$m_{voz} \cdot (1 + \rho) = -O_R \quad (18)$$



Obr. 28 Jedním z předpokladů simulací je snímání průběhu rychlosti v čase, resp. v závislosti na ujeté dráze.

Zohledněním (18) je možné nahradit sílu F ve výrazu (17) a následně vyjádřit velikost jízdního odporu O_R v (19). Ačkoliv je patrné, že výsledek (19) bude vždy záporný, dále bude s touto veličinou zacházeno jako s kladnou odporovou silou. Jedná se pouze o znaménkovou konvenci.

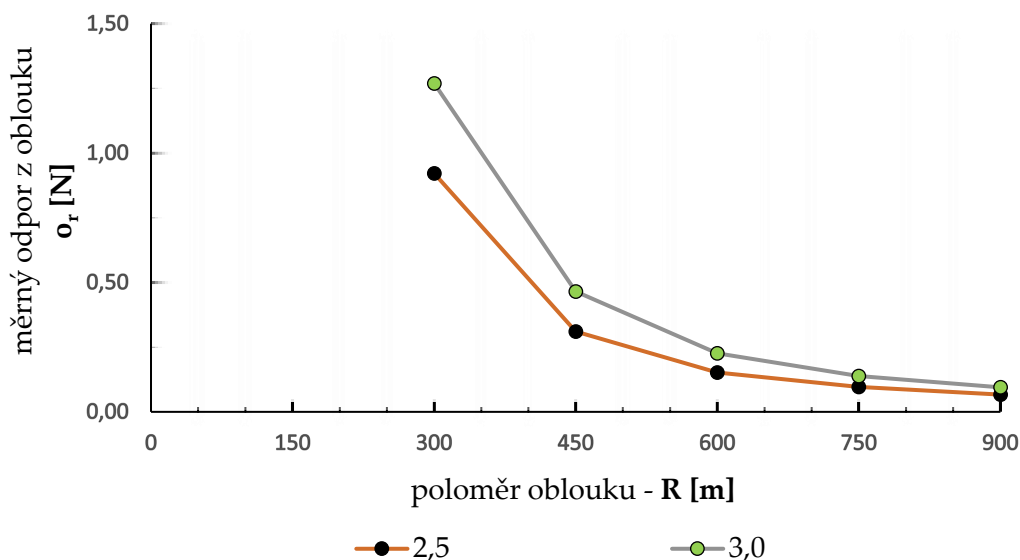
$$O_R = \frac{\frac{1}{2} \cdot m_{voz} \cdot (1 + \rho) \cdot (v_2^2 - v_1^2)}{x} \quad (19)$$

Aby bylo možné výsledné hodnoty jízdního odporu případně porovnat i s jinými vozidly, rovnice (20) vyjadřuje měrný tvar jízdního odporu z oblouku.

$$o_R = \frac{O_R}{m_{voz} \cdot g} \quad (20)$$

Regresní koeficient – vyhodnocení

Zavedení pojmu regresní koeficient vychází z používaného empirického vztahu (13), kdy právě jeho konstanta v čitateli je nazývána regresním koeficientem. Jelikož tato konstanta určuje tvar hyperboly jízdního odporu, lze regresního koeficientu vhodně využít ke vzájemnému porovnání „závažnosti“ jednotlivých parametrů. Zároveň je možné z průběhu regresního koeficientu v závislosti na změně parametru určit, zdali daný parametr má vliv na velikost jízdního odporu.



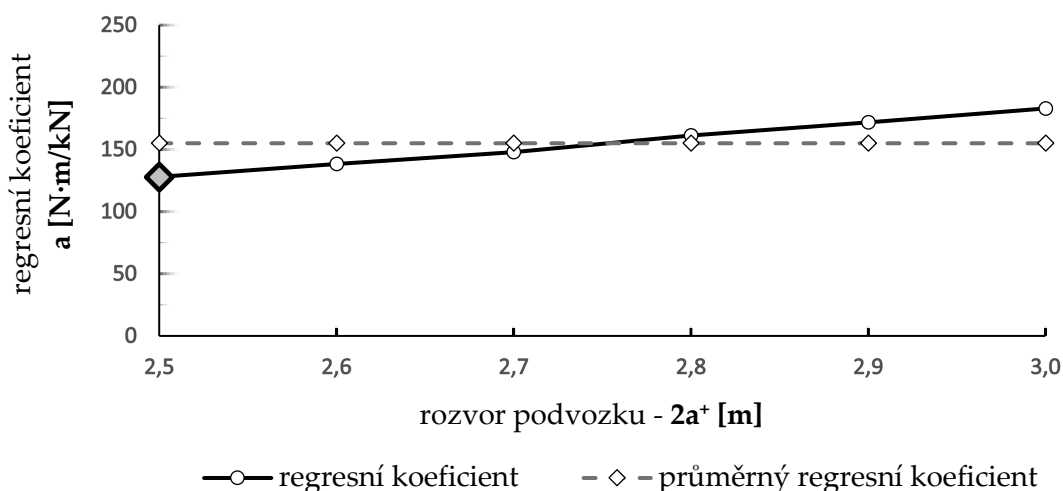
Obr. 29 Ilustrační obrázek pro popis regresního koeficientu.

Dle obr. 29 je popsán průběh výpočtu regresního koeficientu pro rozvor podvozku 2,5 m a 3,0 m. Po nastavení rozvoru podvozku na 2,5 m (hnědá křivka) jsou provedeny simulace v obloucích o různých poloměrech oblouku a dle metodiky popsané výše je určen měrný jízdni odpor z oblouku. Je patrné, že výsledkem jsou diskrétní hodnoty, které jsou pro přehlednější grafické znázornění propojeny přímkami. Má-li být měření přesnější, je zapotřebí provést měření pro větší počet poloměru oblouků.

Pro každé měření, tj. pro každý bod, je ze známého měrného jízdni odporu a poloměru oblouku určen jeden regresní koeficient (21).

$$a = o_r \cdot R \quad (21)$$

Průměr (pěti) regresních koeficientů pro zvolenou hodnotu parametru (2,5 m) určuje výsledný tvar hyperboly jízdni odporu (hnědá křivka – obr. 29) a zároveň slouží jako bod pro grafické znázornění vývoje regresního koeficientu v závislosti na jeho změně (obr. 30).



Obr. 30 Ilustrační obrázek vývoje regresního koeficientu v závislosti na změně parametru.

Zcela totožný postup je zvolen pro rozvor podvozku 3,0 m (šedá křivka) a dalších.

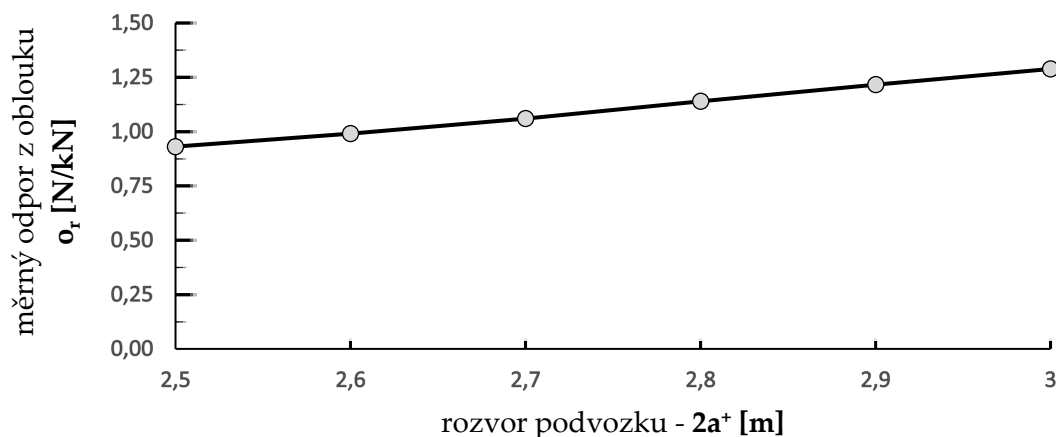
Aby bylo možné využít regresního koeficientu pro porovnání „závažnosti“ sledovaného parametru vůči ostatním, je zapotřebí vypočítat celkový průměr průměrných regresních koeficientů (čárkovaná křivka – obr. 30).

Čím je regresní koeficient křivky větší, tím je při daném parametru vyšší citlivost jízdního odporu na poloměry oblouku menších poloměrů a naopak. Překrývají-li se jednotlivé hyperboly (obr. 29), pak změna sledovaného parametru nemá vliv na jízdní odpor a průběh regresního koeficientu (souvislá křivka – obr. 30) bude konstantní.

Jízdní odpor z oblouku – vyhodnocení

V návaznosti na výpočet jízdního odporu jsou blíže hodnoceny vybrané série simulací průjezdu vozidla oblouky o poloměrech 300 m a 900 m.

Výstupem je grafické znázornění průběhu absolutního i měrného jízdního odporu v závislosti na změně parametru. Bodové hodnoty jsou pro lepší představu průběhu propojeny přímkami (obr. 31).



Obr. 31 Ilustrační obrázek průběhu měrného jízdního odporu v závislosti na změně parametru.

Při těchto simulacích jsou sledovány i veličiny na jednotlivých dvojkolích (příčné posunutí, úhel náběhu, „wear number“), jejichž průběhy mají osvětlit důvody změny jízdního odporu.

„Wear number“ (číslo opotřebení) je měrná třecí práce daná součinem tečných skluzových sil a skluzů ve shodných směrech (22). Spinový moment program Simpack však nepočítá. Výsledné WN je algebraickým součtem levého a pravého kola dvojkolí, popř. všech dvojkolí.

$$WN = |T_x \cdot \vartheta_x| + |T_y \cdot \vartheta_y| + |M_z \cdot \varphi_z| \quad (22)$$

Prozatím nebylo dokázáno, že hodnoty wear number jsou totožné s hodnotami odporových sil. Autor předpokládá, že průběhy sil (O_R a WN) v závislosti na změnách parametrů vozidla a trati mohou být podobné. Proto je součástí vyhodnocení i procentuální rozdíl uvedených veličin. Jedná se o prostý podíl rozdílu WN a odporu z oblouku vztažený k odporu z oblouku.

Získaná data v oblouku poloměru 900 m mohou být vzhledem k velmi malým hodnotám zavádějící a je zapotřebí je brát s určitým nadhledem. I nepatrný rozdíl veličiny může mít za následek velký procentuální rozdíl.

5.3 Hodnocení vlivu vybraných parametrů na velikost odporu z jízdy obloukem

Veškeré graficky zpracované výsledky jsou součástí příloh na konci práce.

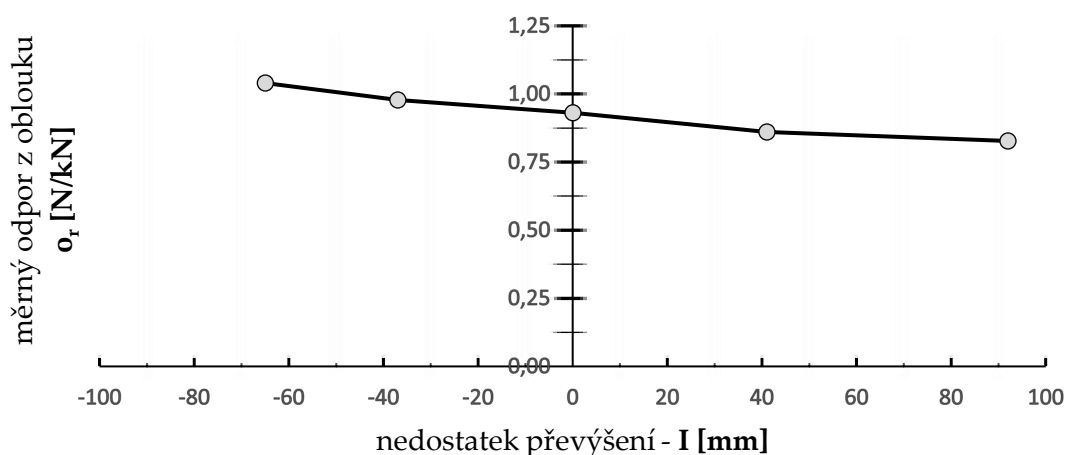
5.3.1 Nedostatek/přebytek převýšení oblouku

Vozidlo může v oblouku s převýšením zaujmout vzhledem k nevyrovnanému zrychlení tři možné stavy. Je-li skutečné převýšení rovné převýšení teoretickému, pak nevyrovnané zrychlení je nulové (vozidlo se pohybuje bez nedostatku/přebytku převýšení) a dle předpokladu z 2.4.3 je očekáván minimální jízdní odpor. Při zvyšujícím se nedostatku převýšení je nevyrovnané zrychlení kladné, při přebytku převýšení záporné. V obou případech by se dle 2.4.3 měl jízdní odpor zvyšovat.

Průběh simulace

Série simulací vlivu nedostatku/přebytku převýšení jako jediná probíhá za jiných podmínek, než uvádí kapitola 5.1. Aby vozidlo dosáhlo různých hodnot nedostatku/přebytku převýšení, rychlost průjezdu vozidla stoupá od 30 km/h do 70 km/h pro oblouk R300 a od 50 km/h do 120 km/h v oblouku R900. Oba oblouky mají konstantní převýšení 100 mm. Jelikož není dodržena výchozí podmínka nulového nevyrovnaného zrychlení, vyhodnocení velikosti regresního koeficientu není provedeno. Hodnocení vlivu změny převýšení na jízdní odpor včetně podružných veličin je provedeno v souladu s kapitolou 5.1.

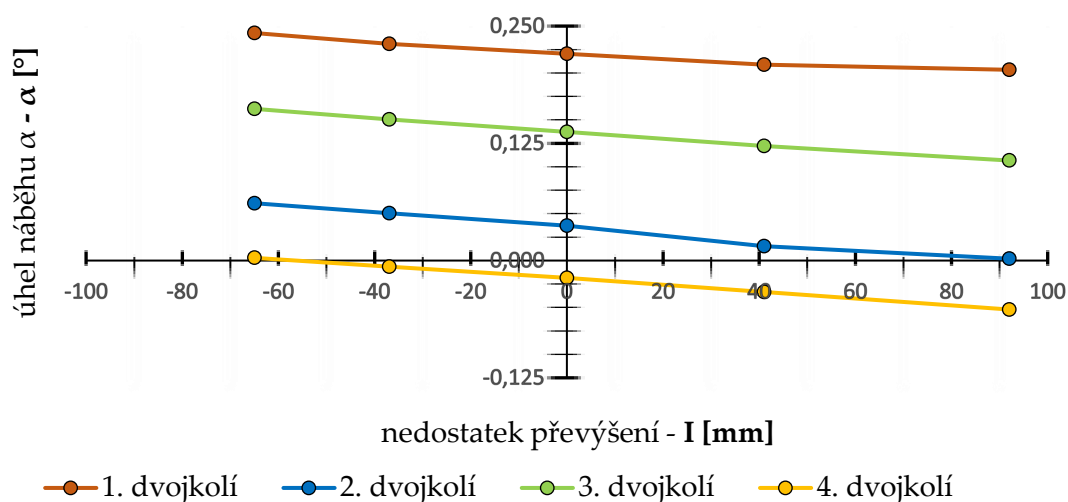
Hodnocení simulace



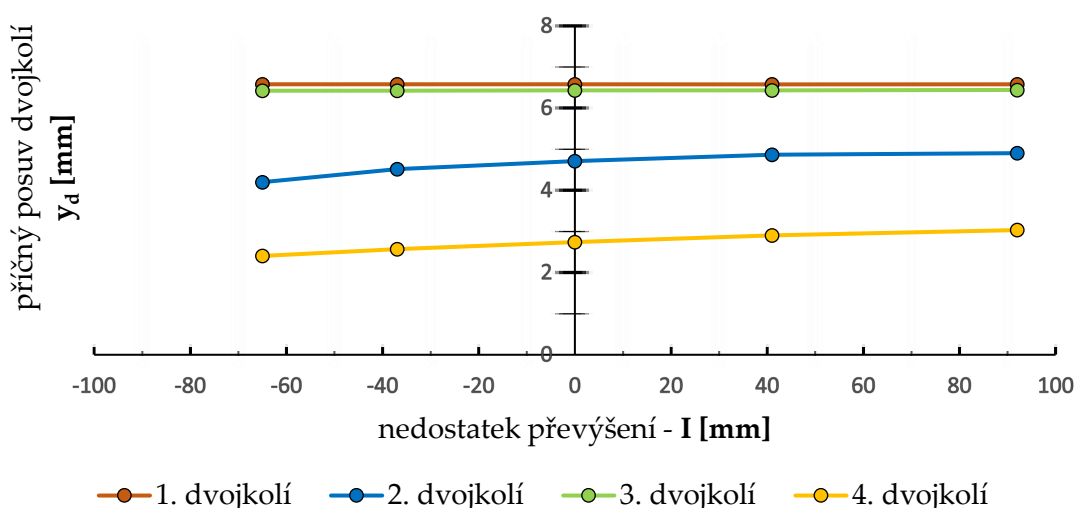
Obr. 32 Závislost měrného odporu z oblouku na nedostatku převýšení – R300.

Hodnocení odporu z jízdy obloukem s využitím sim. výpočtů jízdy kol. vozidla

Z výsledků na obr. 32 vyplývá, že s klesajícím přebytkem a zvyšujícím se nedostatkem převýšení klesá jízdní odpor z oblouku. Dvojkolí 1 a 3 bez ohledu na nedostatek převýšení vyčerpávají volný kanál koleje a nabíhají na vnější kolejnicový pás (obr. 34). S rostoucím nedostatkem převýšení se zvyšuje nevyrovnaná odstředivá síla působící na skříň vozidla ve směru vně oblouku, která je přenášena na podvozky v místě jejich spojení. Společně s vodící silou působící na dvojkolí 1 a 3 se vytváří silový moment každého podvozku. Ten způsobí příčné posunutí dvojkolí 2 a 4 (obr. 34) a následné snížení úhlu náběhu všech dvojkolí (obr. 33).



Obr. 33 Průběhy úhlů náběhu na jednotlivých dvojkolích – R300.



Obr. 34 Příčné posunutí jednotlivých dvojkolích – R300.

Průběh jízdního odporu se shoduje s průběhy úhlů náběhu jednotlivých dvojkolí. Poznotek ze simulací zaměřených na změnu nedostatku převýšení tak nekorresponduje s výsledky ruských vědců uvedenými v kapitole 2.4.3.

Z výsledků v příloze č. 1 je patrné, že trend průběhů WN a úhlů náběhu jednotlivých dvojkolí je shodný. Zároveň rozdíl hodnot WN a jízdního odporu je minimální.

Obdobné průběhy vykazuje vozidlo i při průjezdu obloukem R900 (viz příloha č. 1), kde však vlivem velkého poloměru oblouku jednotlivé veličiny dosahují velmi malých hodnot a úhel náběhu dokonce záporných, byť svými velikostmi spíše limituje k nule. Procentuální změna WN a jízdního odporu se na první pohled může zdát neúměrně vysoká. To je dáno tím, že při počtech s velmi malými hodnotami i drobný rozdíl (v řádech desetin či jednotek) je velkou poměrovou částí výsledné hodnoty.

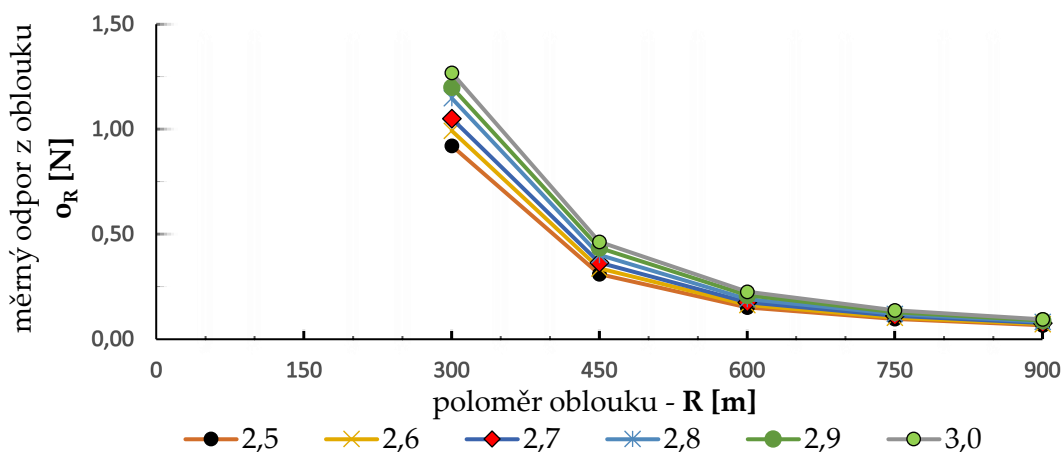
5.3.2 Rozvor podvozku

Jak dokládá (23), úhel náběhu dvojkolí je závislý mj. na rozvoru podvozku. Je možné předpokládat, že s rostoucím rozvorem se bude zvyšovat i jízdní odpor z oblouku.

$$\alpha = \frac{2a}{2 \cdot R} + \frac{y_d}{2a} \quad (23)$$

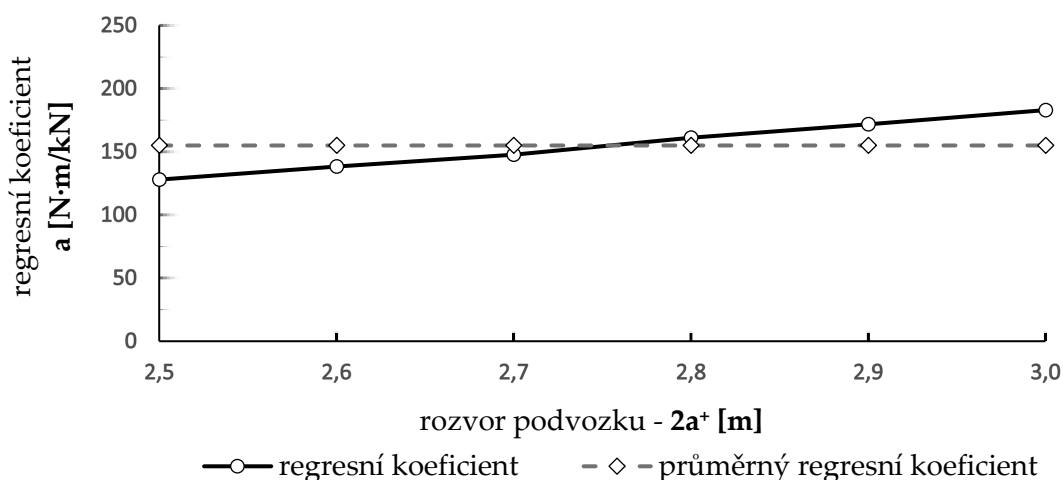
Při simulacích postupně dochází ke změně rozvoru podvozku od 2,5 m do 3,0 m po 0,1 m.

Hodnocení simulace

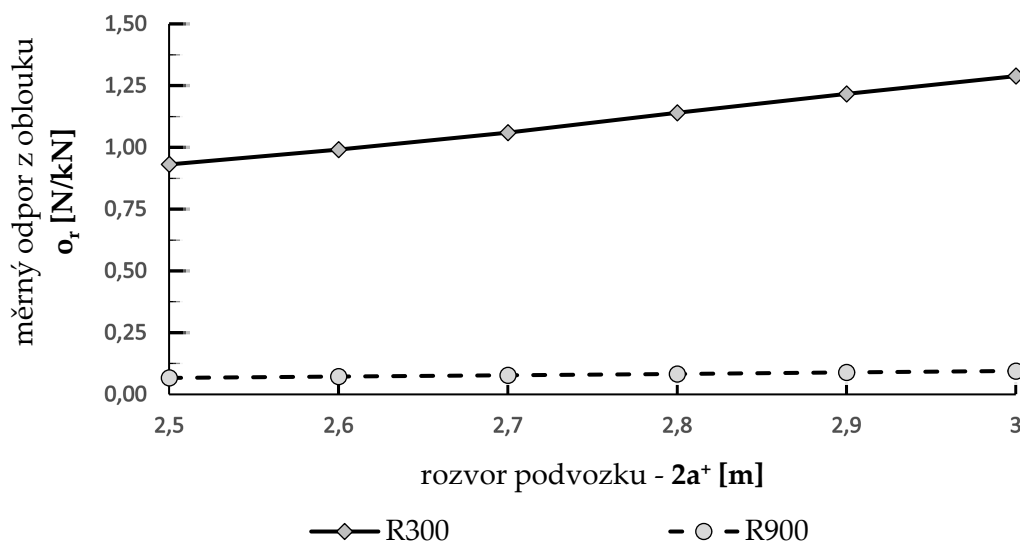


Obr. 35 Průběhy jízdního odporu pro různé rozvory podvozku – R300.

Je patrné (obr. 35), že při vyšších hodnotách poloměru oblouku jsou rozdíly jízdního odporu minimální. Pro oblouk poloměru 600 m je jízdní odpor pro veškeré rozvory přibližně čtvrtinový než hodnota daná (13). V oblouku o poloměru 300 m se sice pro různé velikosti rozvorů hodnota jízdního odporu již rozchází, avšak stále je přibližně poloviční než dle (13). Důkazem citelně nižšího jízdního odporu je průměrná hodnota regresního koeficientu, která činí přibližně 155 Nm/kN (obr. 36).



Obr. 36 Regresní koeficient pro různé hodnoty rozvoru podvozku.

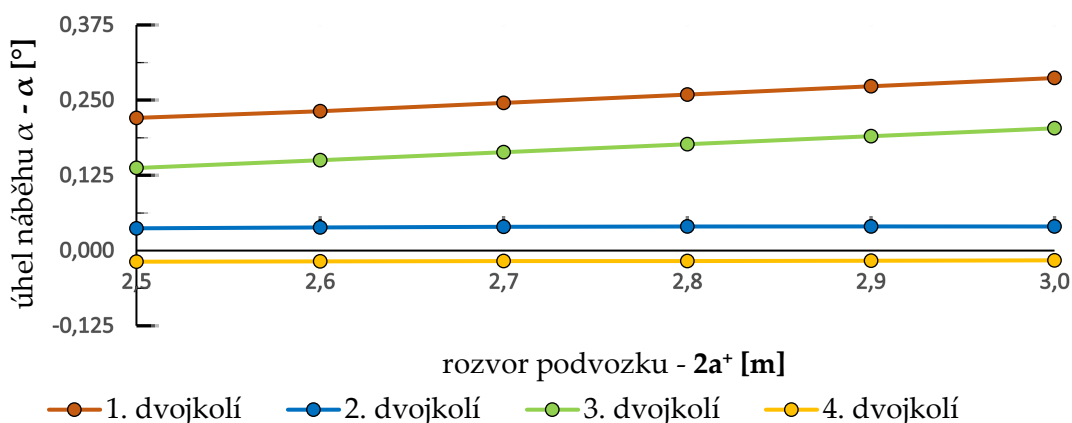


Obr. 37 Lineárně rostoucí jízdní odpor – R300, R900.

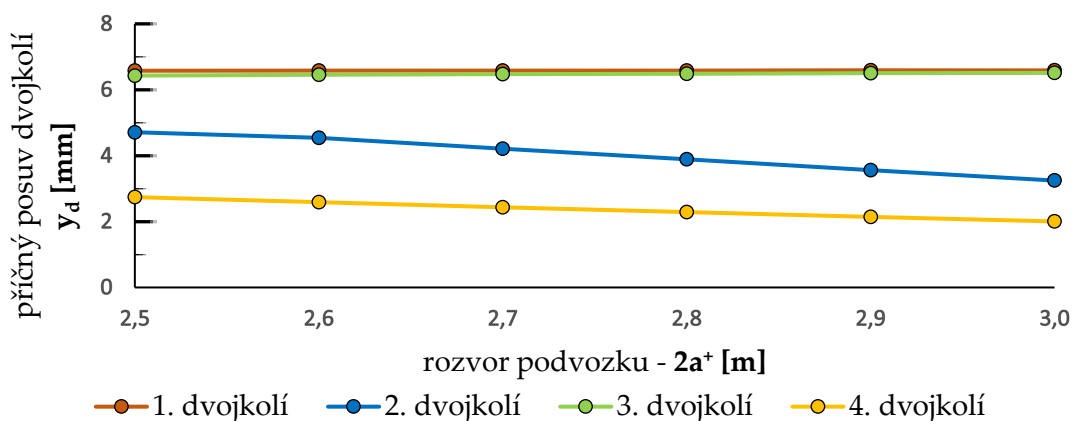
S odkazem na příslušné grafy se potvrzuje tvrzení (23), kdy úhel náběhu je přímo úměrný lineární kombinaci rozvoru podvozku $2a$ a příčnému posunutí y .

Při postupně zvyšujícím se rozvoru podvozku má dvojkolí 1 a 3 tendenci se příčně posouvat vně oblouku. To ale není vzhledem k již vyčerpanému volnému kanálu koleje možné. Dvojkolí 2 a 4 snižuje své příčné posunutí a jejich úhel náběhu tím zůstává neměnný. U dvojkolí 1 a 3 to ovšem vyvolává zvýšení úhlu náběhu. Podvozek si v podstatě za podmínek dodržení rovnováhy sám kompenzuje příčné posunutí změnou úhlu náběhu a naopak.

Průběh jízdního odporu (obr. 37) odpovídá průběhu úhlu náběhu nabíhajících dvojkolí 1 a 3 (obr. 38).

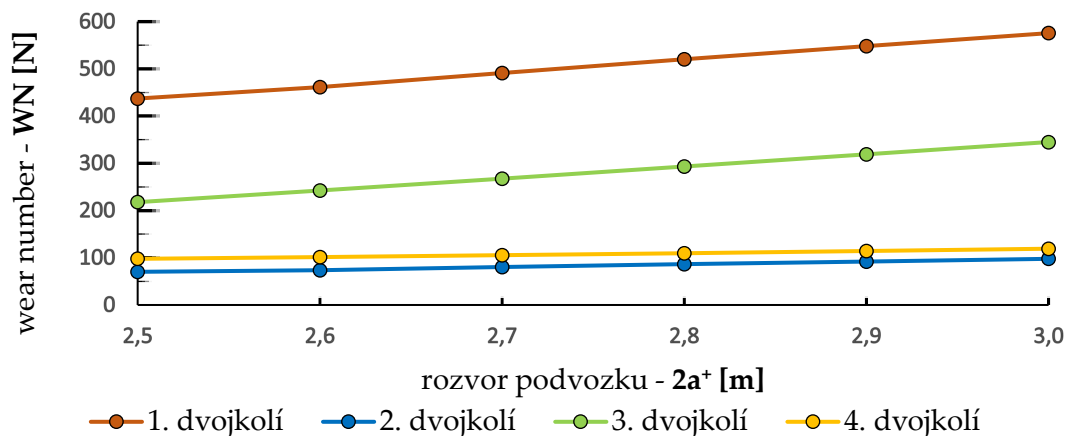


Obr. 38 Úhly náběhu α jednotlivých dvojkolí – R300.



Obr. 39 Příčný posuv jednotlivých dvojkolí – R300.

Průběhy WN (obr. 40) plně odpovídají průběhům úhlu náběhu, tj. dvojkolí 1 a 3 mají rostoucí trend, průběhy WN na dvojkolí 2 a 4 jsou shodné, mírně rostoucí, avšak třecí práce vykonaná v kontaktu dvojkolí 2 je o několik newtonů menší (2. dvojkolí má kladný úhel náběhu, 4. dvojkolí záporný úhel náběhu).

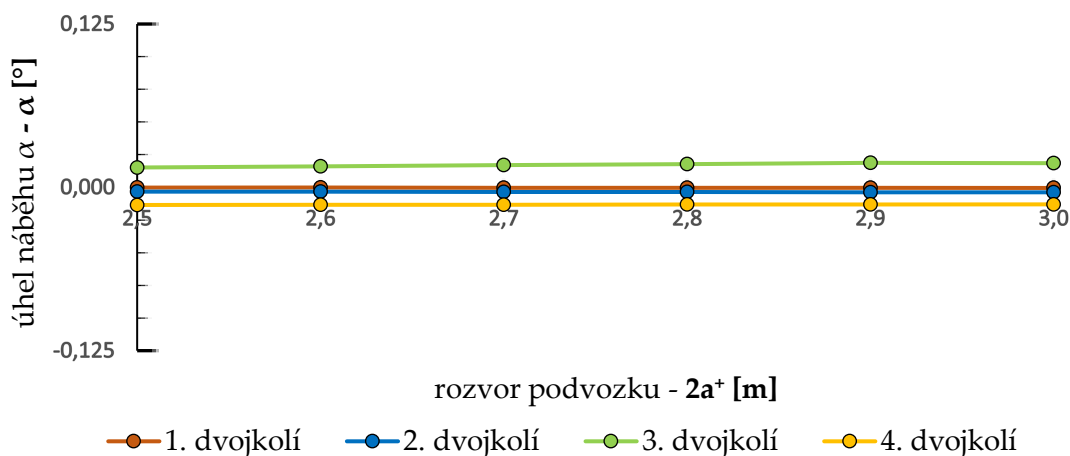


Obr. 40 Průběhy WN na jednotlivých kolech – R300.

Hodnocení odporu z jízdy obloukem s využitím sim. výpočtů jízdy kol. vozidla

S odkazem na grafy v příloze č. 2 je možné doplnit, že procentuální rozdíl WN a jízdního odporu pro R300 je zanedbatelný.

V oblouku R900 dochází vlivem změny rozvoru k nepatrné změně jízdního odporu, jednotlivé sledované veličiny jsou téměř konstantní (jejich změny jsou řádově v jednotkách procent na rozdíl od simulací při R300). Zajímavostí je, že první dvojkolí vykazuje nulový úhel náběhu, naproti tomu třetí dvojkolí vykazuje největší úhel náběhu, i když v nízkém řádu (obr. 41).

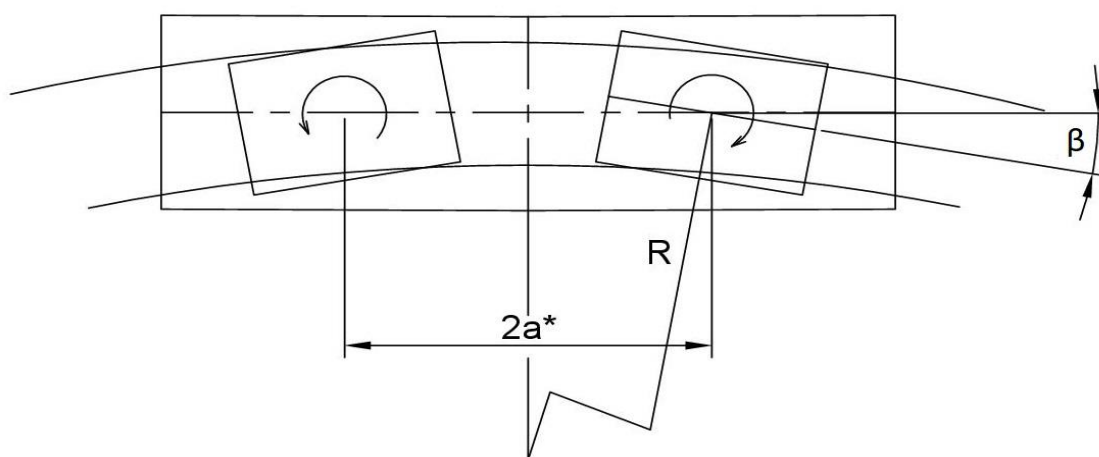


Obr. 41 Úhly náběhu při změně rozvoru podvozku – R900.

5.3.3 Vzdálenost otočných čepů

Ačkoliv se každý podvozek vozidla při jízdě v oblouku chová samostatně, vzdálenost otočných čepů má vliv na potřebné natočení podvozků vůči skříni o úhel β (24). Uvedené úzce souvisí s vratným momentem vyvolaným odporem proti natočení podvozku (viz kap. 5.3.7). Je možné se domnívat, že se při zvyšující vzdálenosti otočných čepů zvýší i jízdní odpor, a to vlivem nedostatečného natočení podvozku.

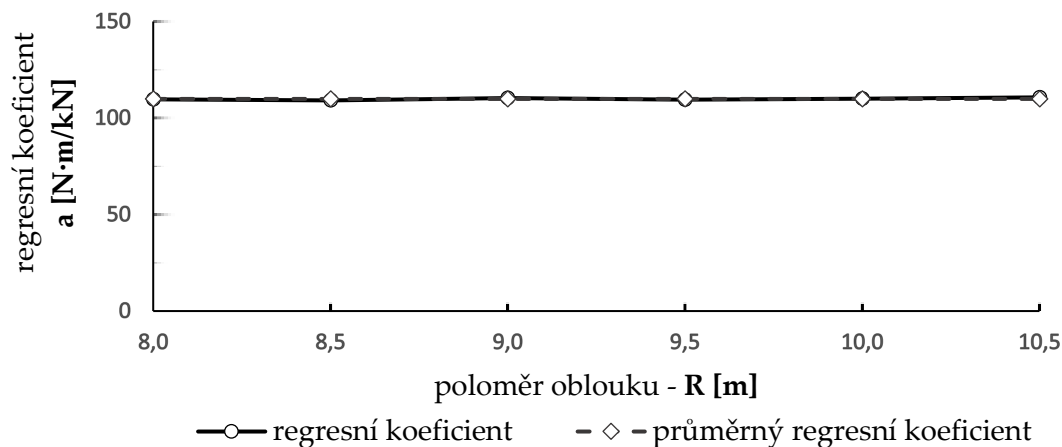
Při simulacích postupně dochází ke změně vzdálenosti otočných čepů od 8,0 m do 10,5 m po 0,5 m.



Obr. 42 Potřebné natočení podvozků v závislosti na vzdálenosti otočných čepů.

$$\beta = \frac{2a^*}{2 \cdot R} \quad (24)$$

Hodnocení simulace

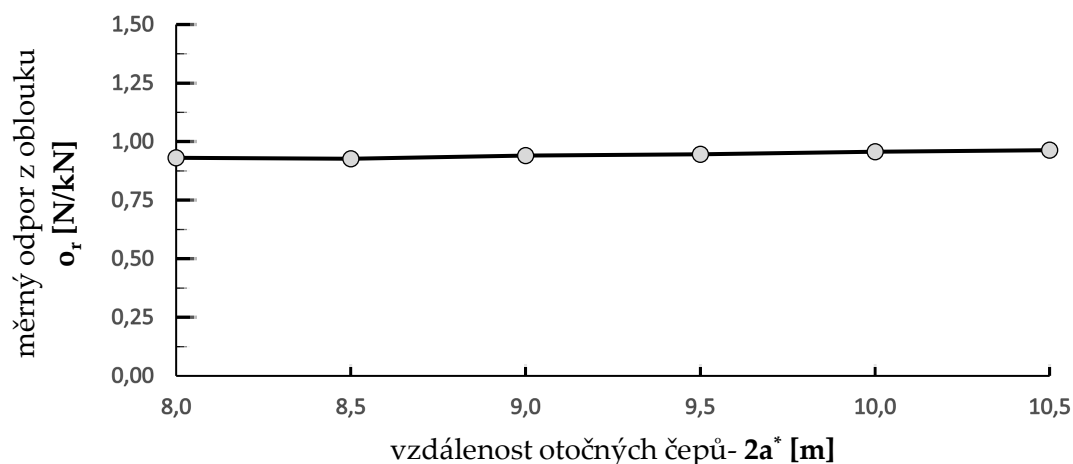


Obr. 43 Regresní koeficient pro zvyšující se vzdálenost otočných čepů.

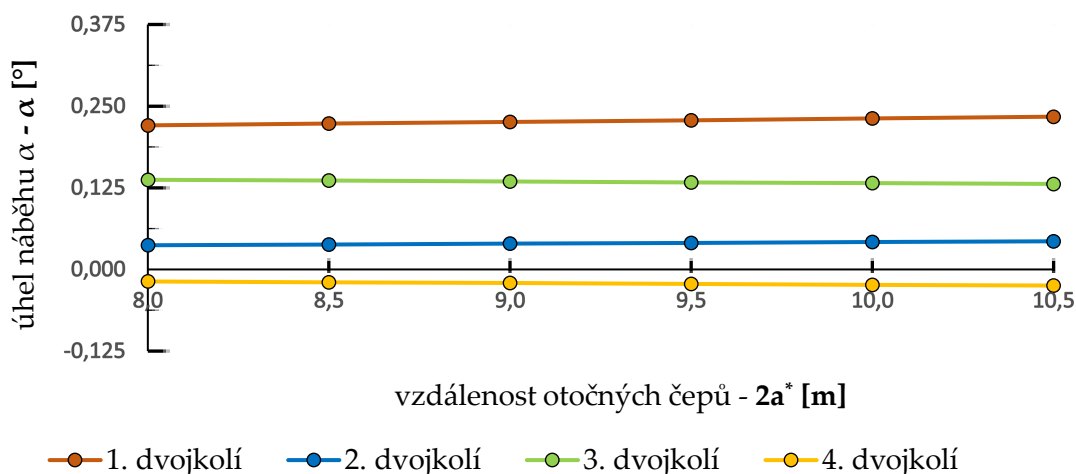
Hodnocení odporu z jízdy obloukem s využitím sim. výpočtů jízdy kol. vozidla

Konstantní průběh regresního koeficientu (obr. 43) udává, že jsou všechny hyperboly jízdního odporu shodné. Jeho hodnota je přibližně šestinová než konstanta (13).

Obr. 44 popírá úvodní tvrzení, že vzdálenost otočných čepů má zásadní vliv na jízdní odpor z oblouku. Vlivem většího natočení podvozku vůči skříni působí i větší vratný moment (obr. 65), který je příčinou zvyšování úhlu náběhu dvojkolí 1 a snižování úhlu náběhu dvojkolí 3 (obr. 45). Stejně průběhy vykazuje i sledování WN – uvedené v příloze č. 3. Ve své podstatě dochází ke vzájemné kompenzaci jízdního odporu, kdy první podvozek zvyšuje jízdní odpor (úhel náběhu nabíhajícího dvojkolí roste), naopak zadní podvozek jej snižuje (úhel nabíhajícího dvojkolí klesá).



Obr. 44 Jízdní odpor z oblouku – R300.

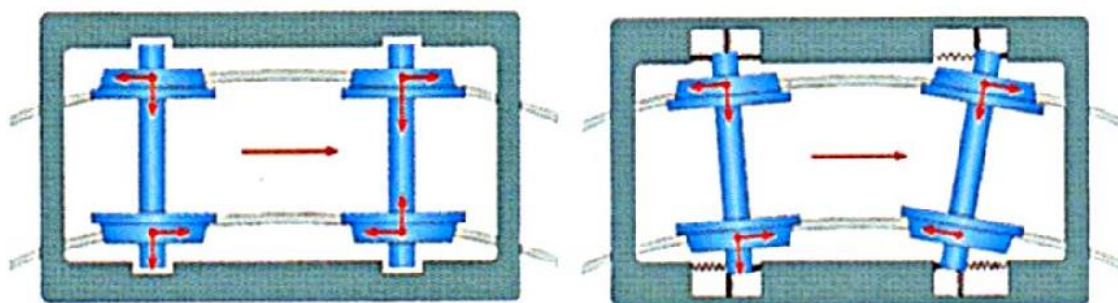


Obr. 45 Úhly náběhu jednotlivých dvojkolí při zvyšující se vzdálenosti otočných čepů – R300.

Zbylé grafy jsou uvedeny v příloze č. 3. Při průjezdu vozidla obloukem R900 jsou vratné síly a sledované veličiny natolik malé, že je možné průběh jízdního odporu považovat za konstantní.

5.3.4 Podélná tuhost vedení dvojkolí

Je-li vedení dvojkolí vzhledem ke své konstrukci dostatečně poddajné, dvojkolí se při průjezdu obloukem natáčí okolo své osy z , snižuje úhel náběhu a tím i jízdní odpor z oblouku.



Obr. 46 Rozdíl mezi podvozky bez a s rejdovnými dvojkolými [16].

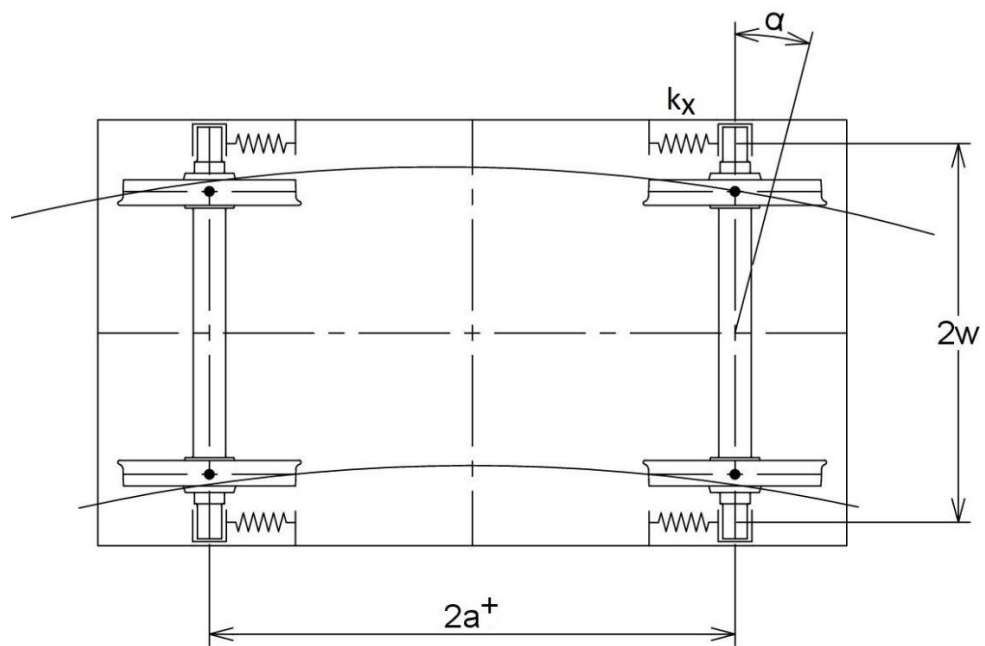
Podélné síly ve vedení dvojkolí F_{x_ved} nejsou závislé pouze na tuhosti k_x samotného vedení (ojnice, pružné pasy atd.), ale i na příčné vzdálenosti w nápravového ložiska od podélné osy podvozku a úhlu náběhu α – rovnice (25). Dvojice sil působící na vedení dvojkolí vytváří silový moment (26). Je patrné, že u vozidel s vnitřním rámem podvozku (obr. 48) je pro stejné chování vozidla zapotřebí několikanásobně vyšší tuhosti vedení dvojkolí. U vozidel s vnějším rámem (obr. 47) je to přesně naopak.

$$F_{x_ved} = k_x \cdot w \cdot \alpha \quad (25)$$

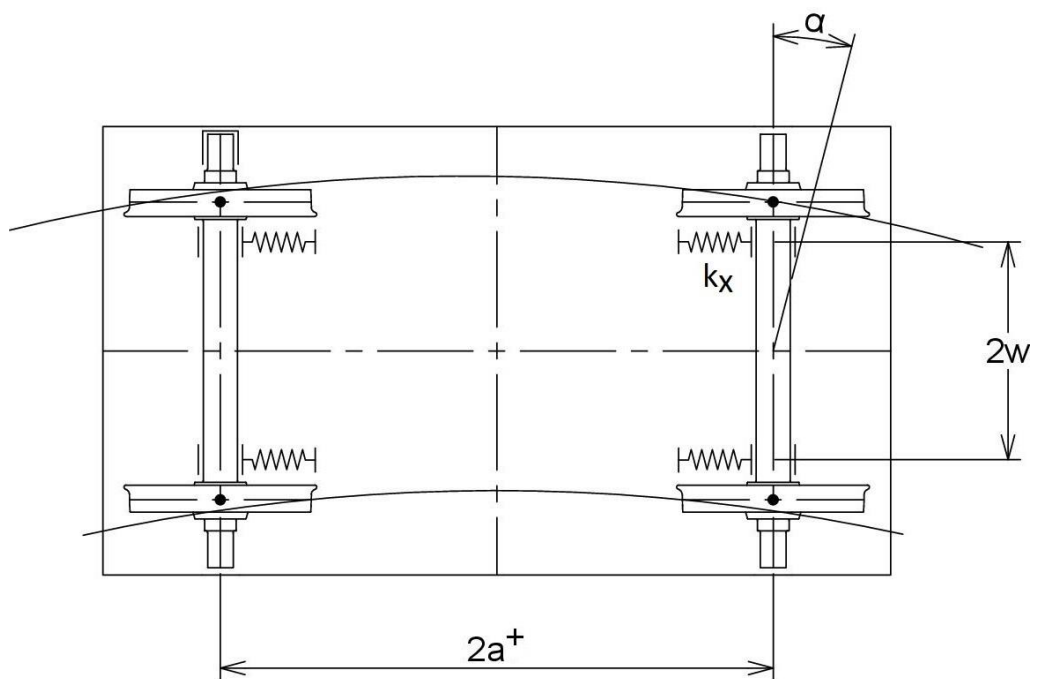
$$M_{x_ved} = F_{x_ved} \cdot 2w = 2 \cdot k_x \cdot w^2 \cdot \alpha = k_\alpha \cdot \alpha \quad (26)$$

Odvozením rovnice (26) lze dospět k pojmu úhlová tuhost k_α , která je přesnějším vyjádřením vlivu na rejdovnost dvojkolí vozidla.

V této práci je řešen pouze vliv podélné tuhosti, a to jejím postupným zvyšováním (5; 10; 20; 40; 60; 80; 100 kN/mm).



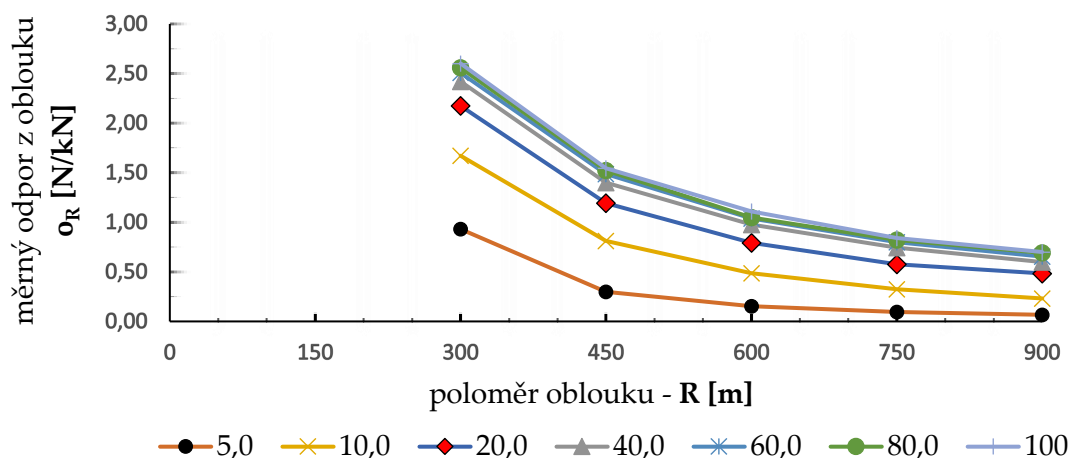
Obr. 47 Podvozek s vnějším rámem.



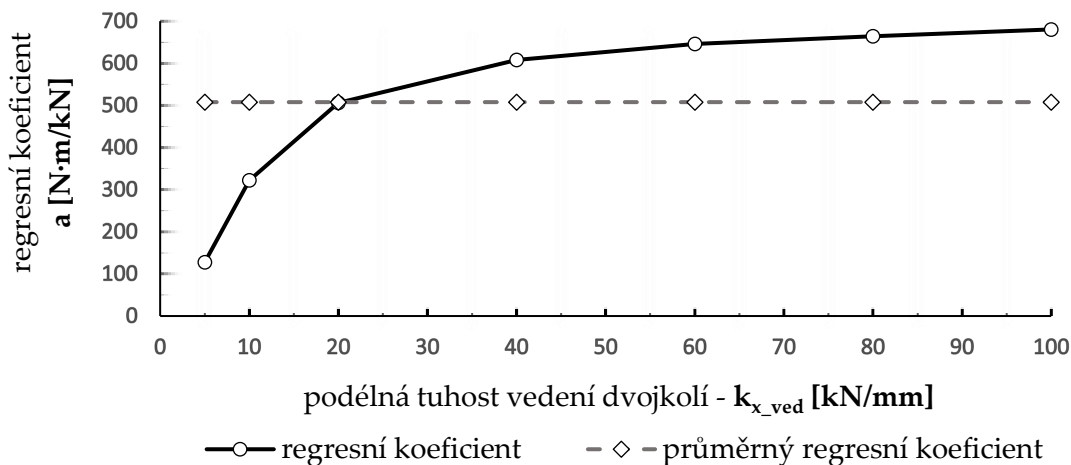
Obr. 48 Podvozek s vnitřním rámem.

Hodnocení simulace

Již z hodnocení jízdního odporu v závislosti na poloměru oblouku (obr. 49) je patrné, že podélná tuhost vedení má oproti jiným parametrům zásadní vliv. To ostatně dokazuje i logaritmický průběh a velikosti regresního koeficientu na obr. 50, které dosahují násobku jiných simulací, avšak i přesto jejich průměrná hodnota je menší než konstanta rovnice (13).

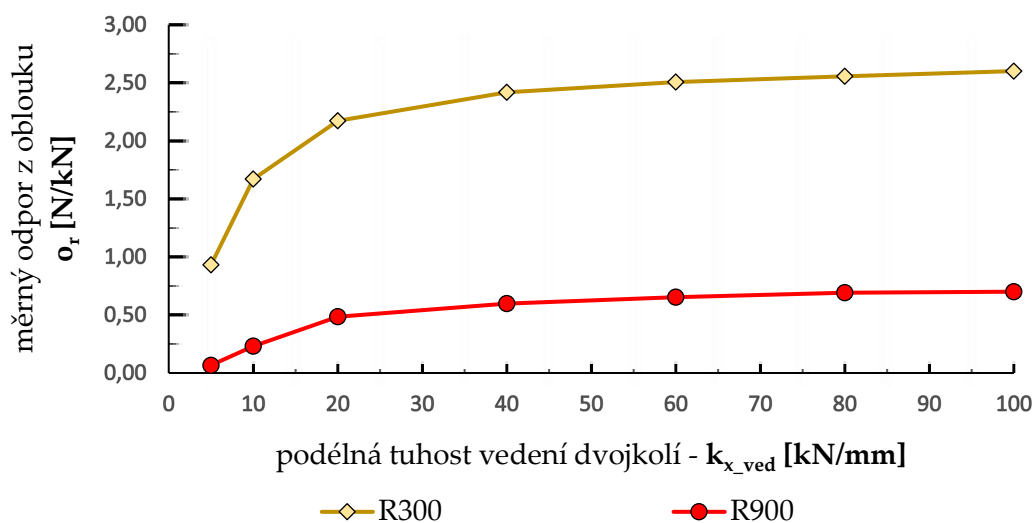


Obr. 49 Měrný jízdní odpor z oblouku v závislosti na poloměru oblouku pro různé podélné tuhosti vedení dvojkolí – R300.

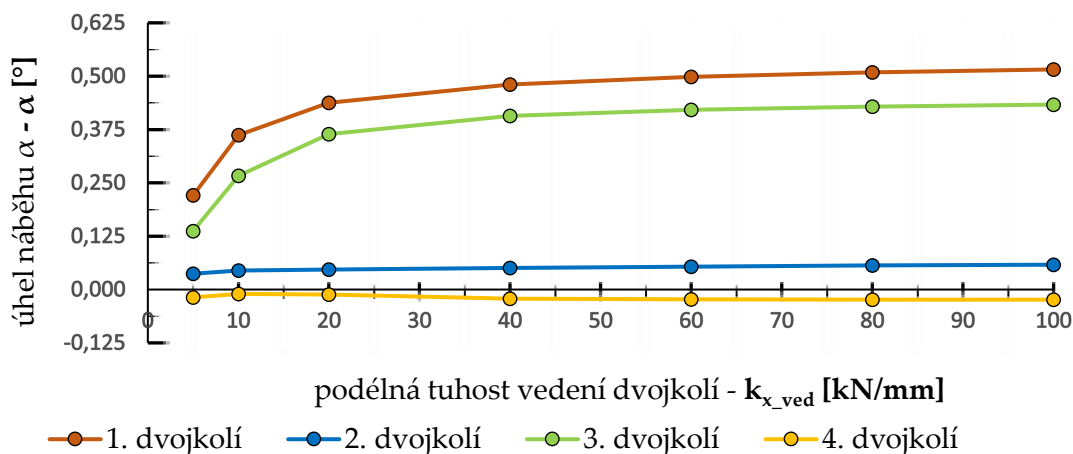


Obr. 50 Logaritmický průběh a velikosti regresního koeficientu.

Stejný průběh má i měrný odpor z oblouku – R300, kdy největší změny nastávají při změně tuhosti od 5 kN/mm do 20 kN/mm. Při vyšších tuhostech nejsou změny odporu tak výrazné (obr. 51).

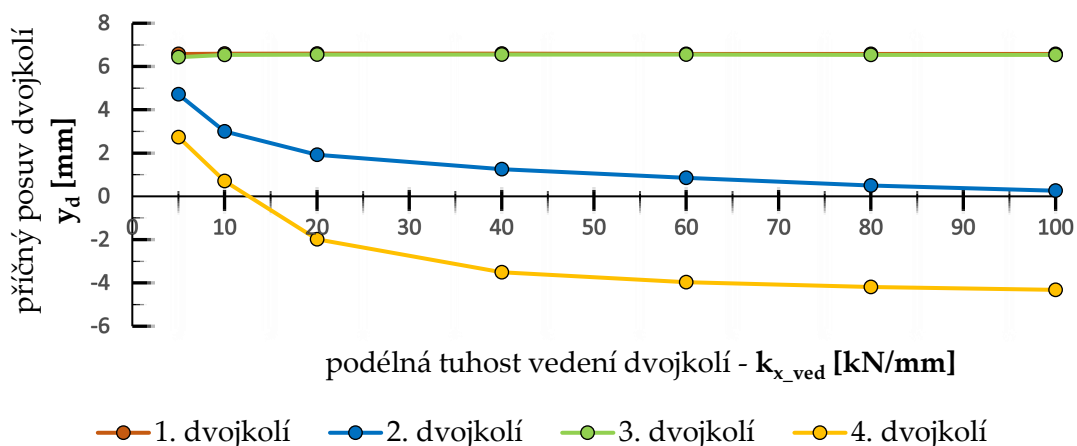


Obr. 51 Průběhy měrného jízdního odporu pro oblouky R300 a R900.



Obr. 52 Úhly náběhu jednotlivých dvojkolí – R300.

Největší podíl na jízdním odporu nese nabíhající dvojkolí 1 a 3, kterým se při vyčerpaném kanálu koleje (obr. 53) zvětšuje úhel náběhu (obr. 52). Naproti tomu dvojkolí 2 a 4 se chová odlišně. Zcela logické by se zdálo zvyšování úhlu náběhu. Ten ale u těchto dvojkolí zůstává téměř konstantní (při 5 kN/mm a 10 kN/mm je patrný drobný rozdíl) a dvojkolí se vypořádává s vyššími tuhostmi tím, že se příčně posouvá ke středové poloze, čímž mění delta-r funkci a s tím i silové poměry v kontaktu kola a kolejnice.

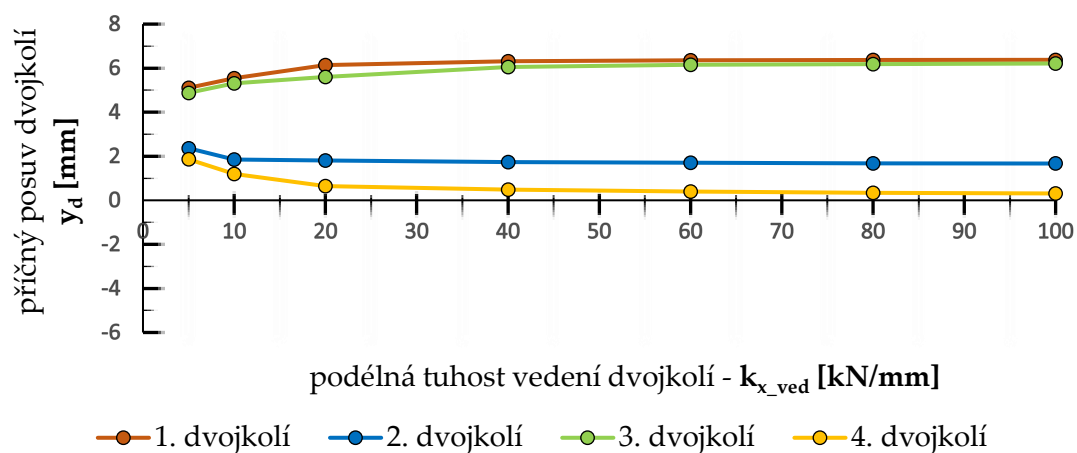


Obr. 53 Příčné posunutí dvojkolí – R300.

Specifické je postavení dvojkolí 4, které příčně přejde středovou polohu a posunutí nabývá záporných hodnot, stejně jako úhel náběhu. To je jednou z příčin zvýšeného jízdniho odporu.

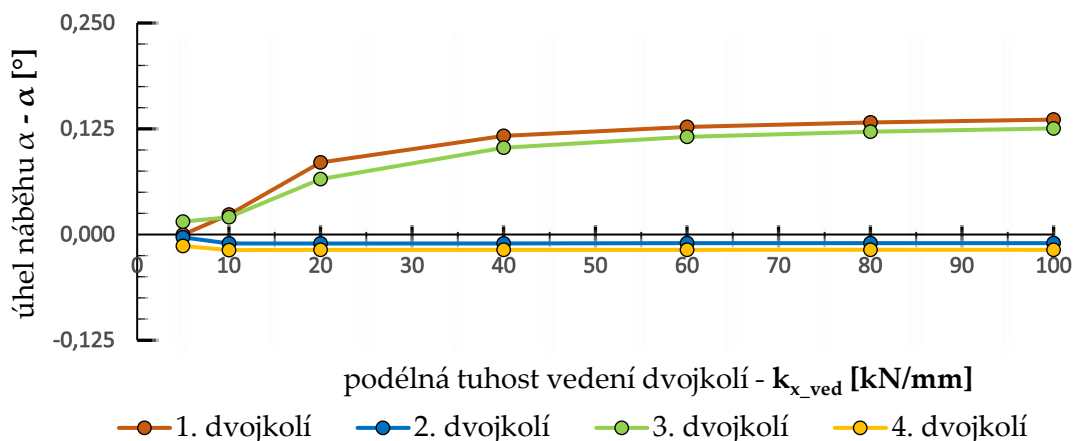
Rozdíly WN a jízdniho odporu jsou v oblouku R300 nepatrné – do 0,5 %.

V oblouku R900 je průběh jízdniho odporu totožný se simulacemi při R300 (obr. 51).



Obr. 54 Příčné posunutí dvojkolí – R900.

Dvojkolí 1 a 3 zcela nevyčerpávají volný kanál koleje a dvojkolí 4 nenabývá záporného příčného posunutí. I přesto dvojkolí 2 a 4 nabývají záporného úhlu náběhu. Ten je ale tak malý, že na jízdni odpor uvedených dvojkolí nemá zásadní vliv. Hlavní příčinou tak zůstává zvyšující se úhel náběhu nabíhajících dvojkolí.



Obr. 55 Úhly náběhu jednotlivých dvojkolí – R900.

Zbylé grafy jsou uvedeny v příloze č. 4.

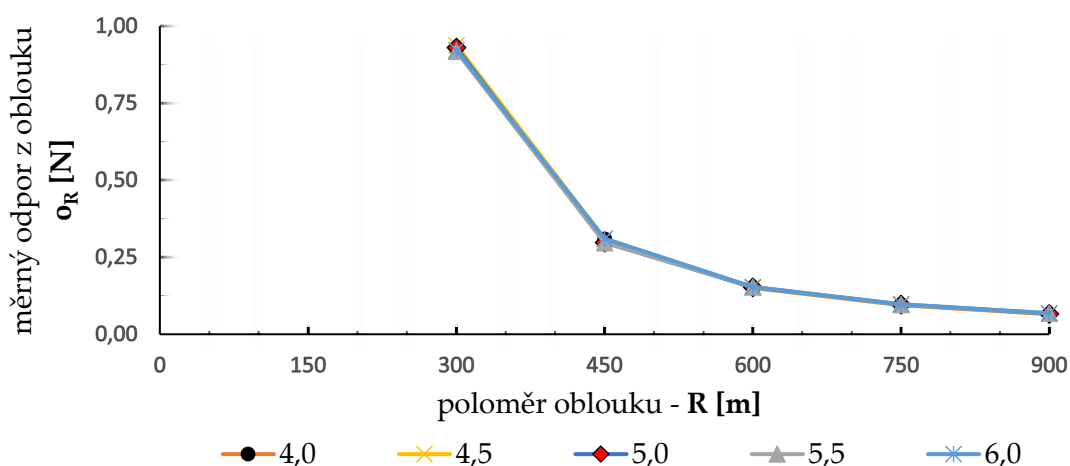
5.3.5 Příčná tuhost vedení dvojkolí

Při úvaze nad sledováním změny příčné tuhosti vedení dvojkolí byl předpoklad snazšího příčného posunutí a tím i změna delta-r funkce a snížení úhlu náběhu.

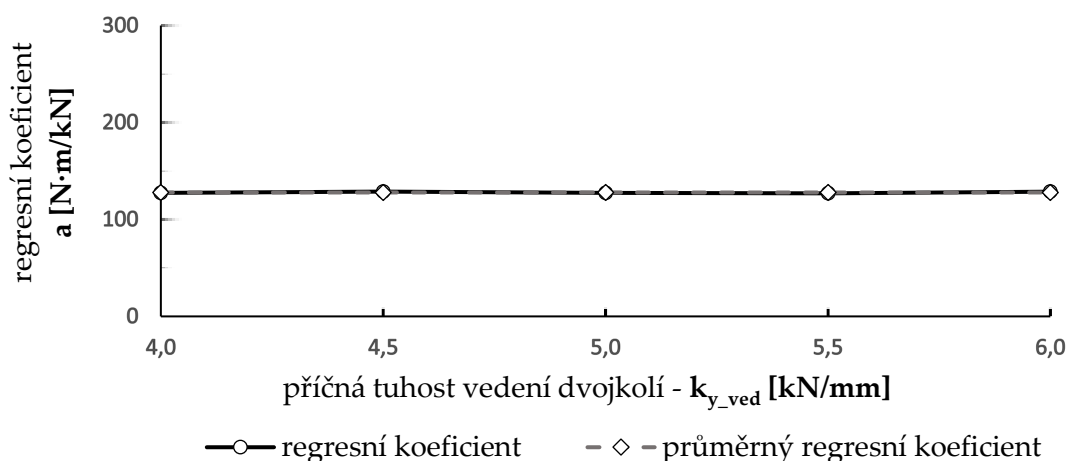
Příčná tuhost se postupně zvyšuje od 4,0 kN/mm do 6,0 kN/mm po 0,5 kN/mm.

Hodnocení simulace

Křivky jízdního odporu z oblouku v závislosti na poloměru jsou shodné, tj. vliv změny příčné tuhosti je zanedbatelný (obr. 57) a tím pádem průběh regresního koeficientu je konstantní (obr. 57).



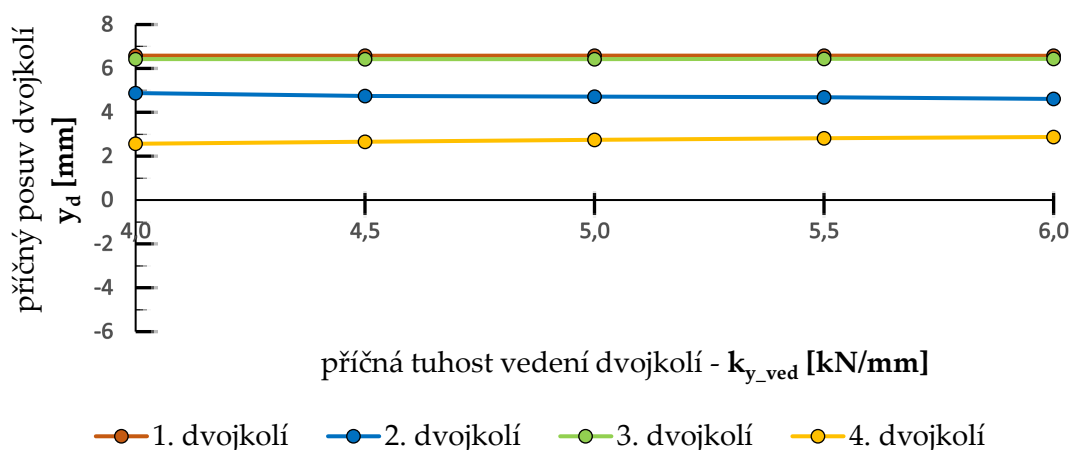
Obr. 56 Průběhy jízdního odporu pro jednotlivé příčné tuhosti.



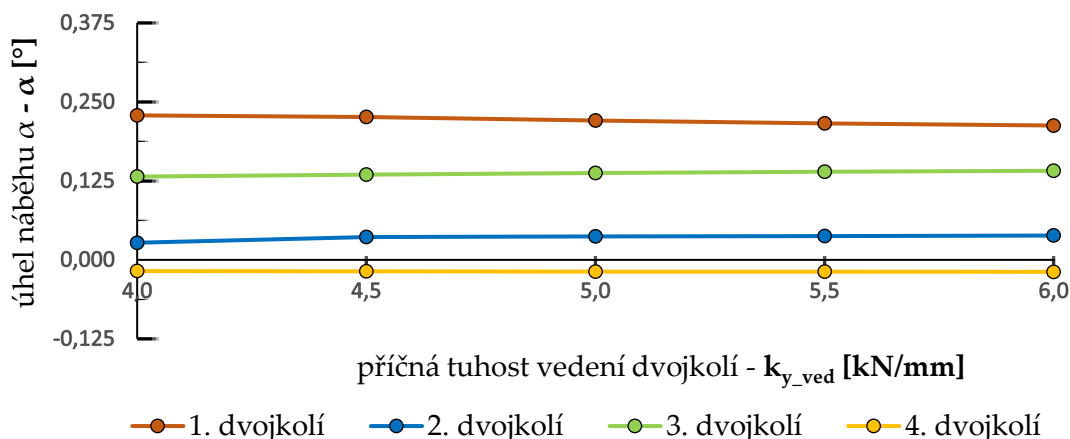
Obr. 57 Regresní koeficient při změně příčné tuhosti vedení dvojkolí – R300.

Bez ohledu na měnící se příčnou tuhost, dvojkolí 1 a 3 vyčerpává volný kanál koleje (obr. 58). Dvojkolí 1 s rostoucí příčnou tuhostí snižuje svůj úhel náběhu a s ním i své WN. Dvojkolí 3 má obě tyto hodnoty konstantní. Dvojkolí 2 zvětšuje své příčné posunutí a při změně příčné tuhosti na 4,5 kN/mm zvětšuje svůj úhel, což může být příčinou snižování úhlu náběhu dvojkolí 1. Dvojkolí 4 dosahuje konstantního záporného úhlu náběhu, což má za následek vyšší WN než dvojkolí 2. Veškeré výše popsané veličiny jednotlivých dvojkolí dosahují opravdu velmi malých hodnot i změn.

Průběhy WN a jízdního odporu z oblouku v R300 jsou téměř shodné. V oblouku R900 však nikoli.



Obr. 58 Příčné posunutí dvojkolí při změně příčné tuhosti vedení dvojkolí – R300.



Obr. 59 Úhly náběhu pro jednotlivá dvojkolí při změně příčné tuhosti vedení dvojkolí – R300.

Veškeré zde neuvedené grafy jsou k nahlédnutí v příloze č. 5.

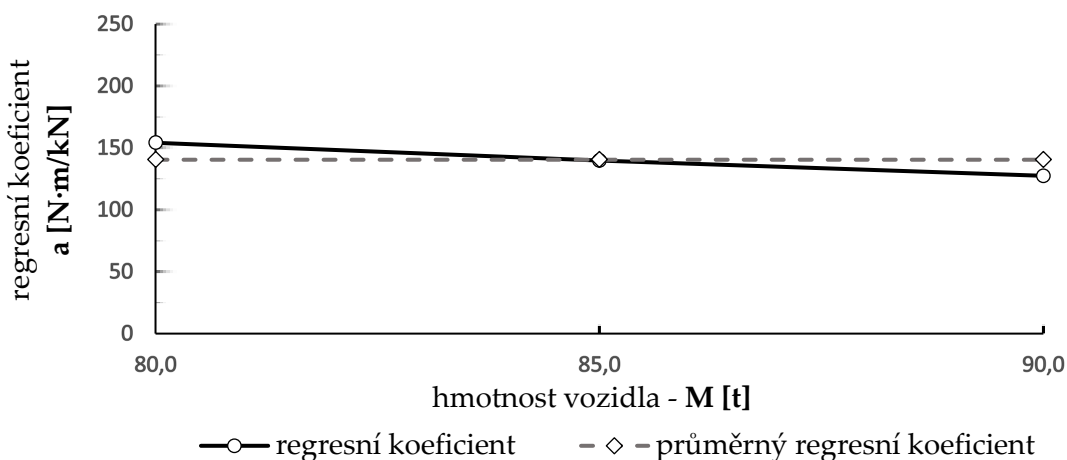
5.3.6 Hmotnost vozidla

Předpoklad – je-li vozidlo těžší, odstředivá síla při průjezdem obloukem bude větší a podvozek by se mohl přiblížit těživové poloze.

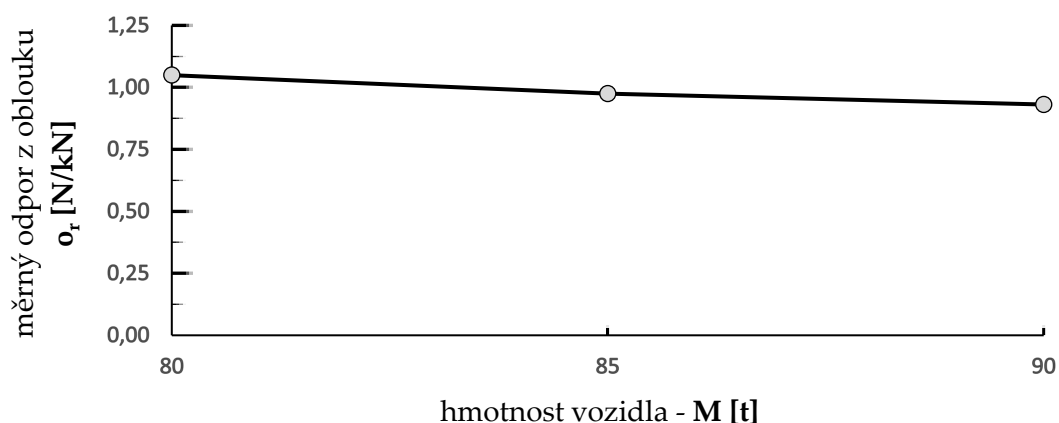
Postupně byla hmotnost zvyšována z 80 t na 85 t a následně na 90 t.

Hodnocení simulace

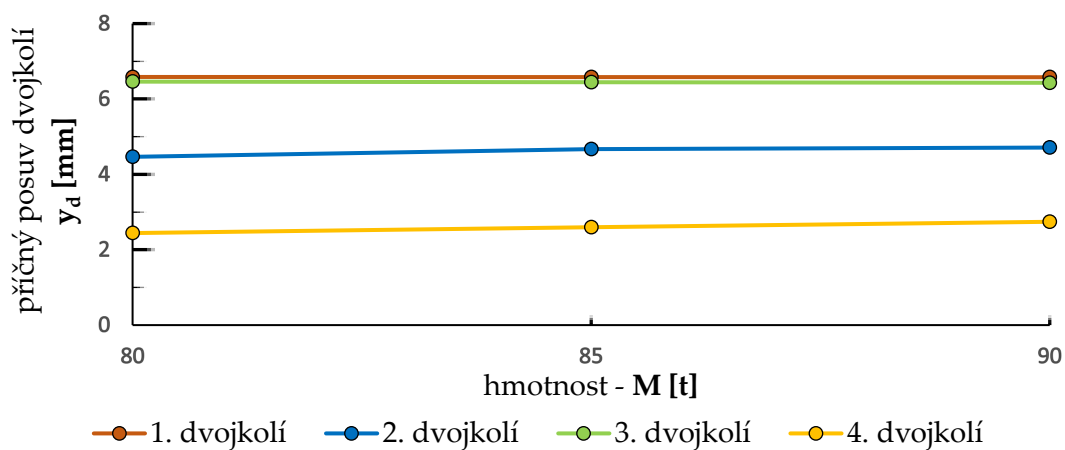
Předpoklad se ukázal jako správný. Při průjezdu těžšího vozidla obloukem dochází vlivem přenosu sil mezi skříní a podvozkem a vodící síly na nabíhajících kolech k natačení podvozku, příčnému posunutí dvojkolí 2 a 4 (obr. 62) a tím ke snížení úhlu náběhu dvojkolí 1 a 3 (obr. 63). Vlivem změny polohy podvozku blíže k těživové poloze klesá měrný jízdní odpor z oblouku i regresní koeficient.



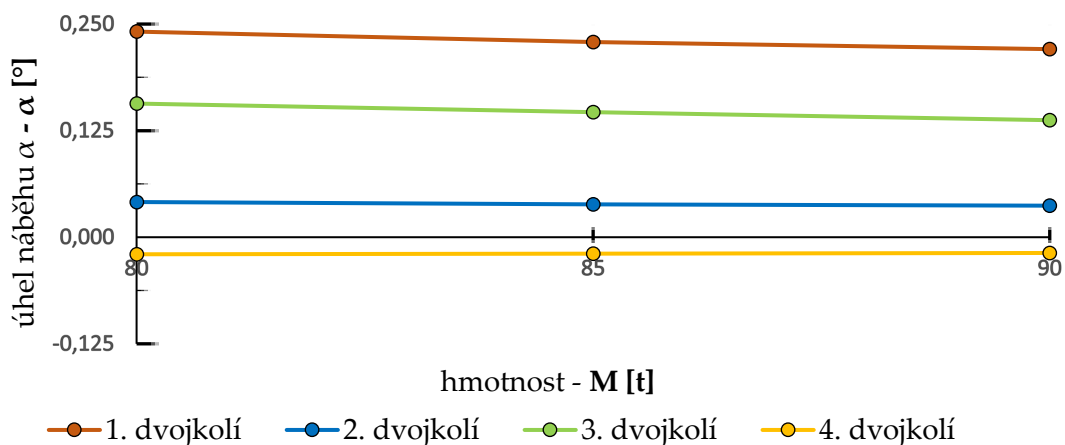
Obr. 60 Regresní koeficient při změně hmotnosti.



Obr. 61 Měrný tvar jízdního odporu – R300.

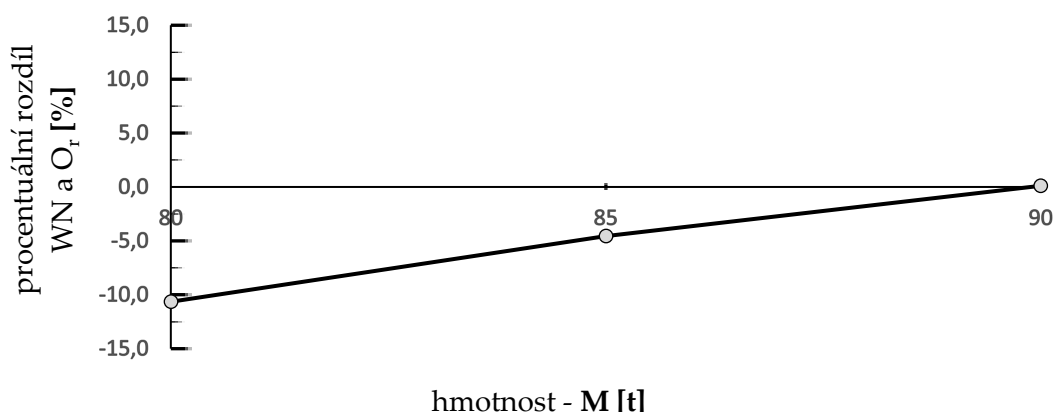


Obr. 62 Příčné posunutí dvojkolí v závislosti na změně hmotnosti – R300.



Obr. 63 Úhly náběhu dvojkolí v závislosti na změně hmotnosti – R300.

Z neznámých důvodů nejsou průběhy jízdního odporu a WN shodné a při hmotnosti 80 t vykazují rozdíl až 10 %.



Obr. 64 Rozdíl WN a jízdního odporu při simulacích – R300.

V oblouku R900 jsou veškeré veličiny téměř konstantní. Jediné porovnání jízdního odporu a WN dosahuje stejně jako v oblou R300 rozdílu v řádu jednotek procent.

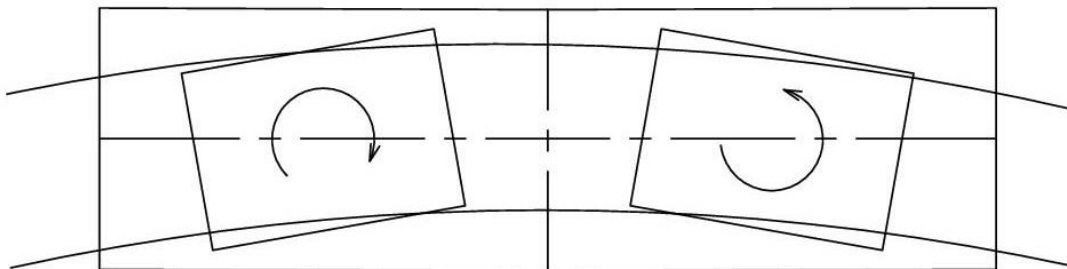
Veškeré grafické zpracování pro danou sérii lze najít v příloze č. 6.

5.3.7 Odpor proti natočení – faktor X

Pro hodnocení bezpečnosti proti vykolejení se dle normy ČSN 14 363 používají tři metody, z nichž jedna zahrnuje hodnocení momentu odporu proti natočení podvozku. Pro konkrétní typy vozidel je normou určena hodnota faktoru X, která pro osobní vozy a lokomotivy činí $X \leq 0,1$. Na základě (27) se při znalosti rozvoru $2a^+$ podvozku a statické nápravové síly P_{FO} dopočítá moment potřebný pro natočení podvozku vůči skříni o úhel odpovídající postavení vozidla v oblouku minimálního poloměru (zde uvažován $R = 90$ m). Vratná složka momentu je dána součinem úhlové tuhosti a úhlem natočení podvozku vůči skříni v oblouku minimálního poloměru. Úhlová tuhost je závislá na příčné vzdálenosti pružin sekundárního vypružení a jejich podélné a příčné tuhosti.

$$X = \frac{M_{z_Rmin}}{2a^+ \cdot P_{FO}} \quad (27)$$

Pro doplnění je dobré zdůraznit, že každý podvozek má tendenci se vracet do své základní polohy (obr. 65), tj. první podvozek má tendenci se otáčet proti směru směru jízdy obloukem a tím zvětšovat úhel náběhu, naopak zadní podvozek se vrací do základní pozice ve směru otáčení shodném se směrem jízdy obloukem a snižuje úhel náběhu.



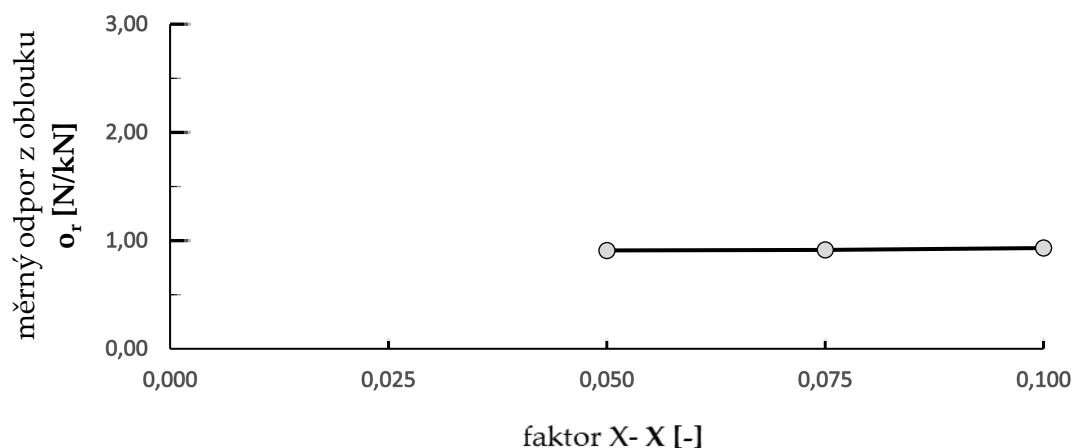
Obr. 65 Znárodnění smyslu vratných momentů obou podvozků při průjezdu obloukem.

Aby nebyla porušena základní poučka normy ($X \leq 0,1$), byl potřebný moment pro natočení vypočten ze tří hodnot faktoru X:

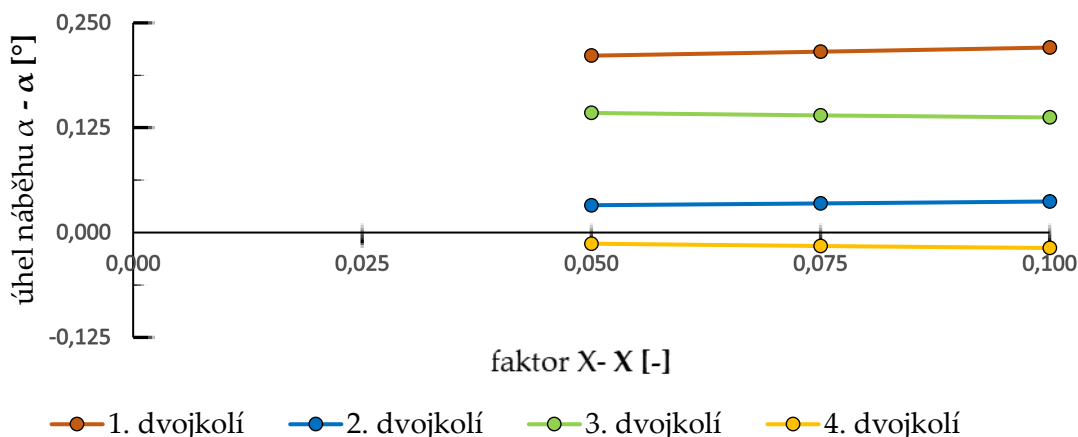
- $X = 0,05$ ($M_{z_Rmin} = 620$ kNm/rad);
- $X = 0,075$ ($M_{z_Rmin} = 931,2$ kNm/rad);
- $X = 0,1$ ($M_{z_Rmin} = 1241,6$ kNm/rad).

Hodnocení simulace

Při postupném zvyšování faktoru X nedocházelo k žádným významným změnám u hodnot jízdního odporu, ani regresního koeficientu. Vozidlo zaujímá při každé simulaci stejnou polohu, kdy dvojkolí 1 a 3 vyčerpává volný kanál koleje. Úhel náběhu dvojkolí 1 se při vyšším vratném momentu mírně zvyšuje, naopak u dvojkolí 3 snižuje. Vzájemně se jejich změny jízdního odporu vykompenzují a celková velikost jízdního odporu je tak konstantní (obr. 66).



Obr. 66 Měrný jízdní odpor z oblouku při změně faktoru X – R300.



Obr. 67 Velmi nepatrné zvýšení úhlu náběhu 1. a 3. dvojkolí – R300.

V oblouku R900 jsou konstantní veškeré průběhy (jízdní odpor, regresní koeficient, příčné posunutí i úhel náběhu). Dvojkolí 1 a 3 nevyčerpává volný kanál koleje.

Rozdíl WN a jízdního odporu u R300 je do 0,75 %, v oblouku R900 činí až 8 %.

Veškerá grafická znázornění je možné dohledat v příloze č. 7.

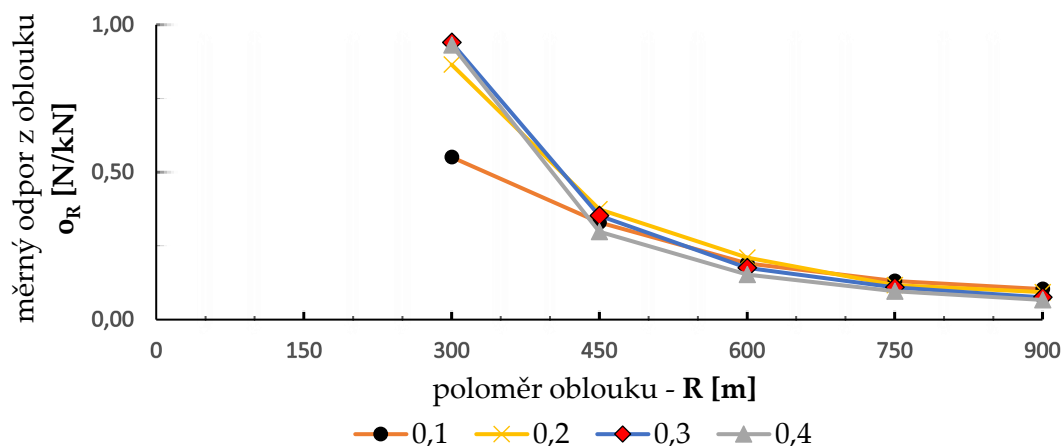
5.3.8 Součinitel tření

Součinitel tření je jedna z veličin, kterou nelze exaktně specifikovat. Do této práce byla doplněna jako reprezentant vlivu mazání okolů vozidel či jako mazací zařízení infrastruktury před vybranými oblouky.

Postupně byl součinitel tření v kontaktu kolo kolejnice zvyšován od 0,1 do 0,4 po 0,1.

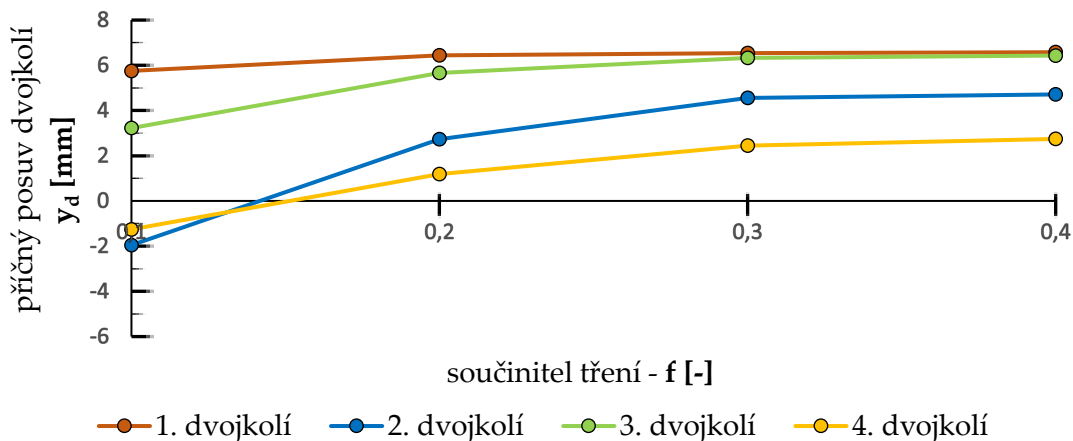
Hodnocení simulace

Průběhy jízdního odporu na obr. 68 jsou na první pohled vzájemně shodné, vyjma křivky se součinitelem tření 0,1, která v oblouku o poloměru 300 m dosahuje téměř poloviční hodnoty. Tohoto efektu je dobré využít pro aplikaci maziva před průjezdem vozidla obloukem.

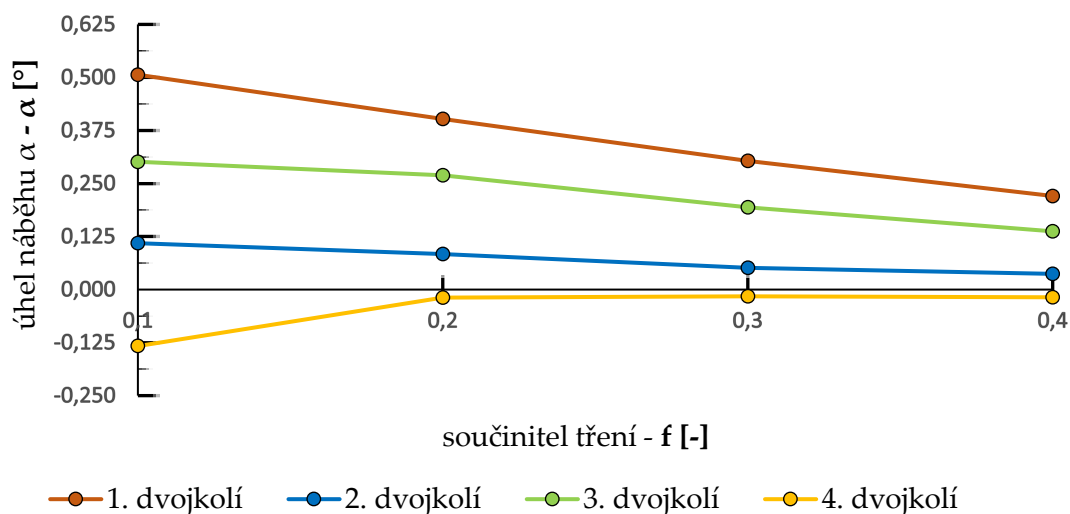


Obr. 68 Hyperboly měrného jízdního odporu z oblouku při změně součinitele tření.

Vlivem nízkého součinitele tření je příčné posunutí (obr. 69) u dvojkolí 2 a 4 záporné, což negativně zvyšuje úhel náběhu dvojkolí 1 a 3 (obr. 70). Čím je součinitel vyšší, tím dochází k příčnému posunu všech dvojkolí směrem vně oblouku, a tím výrazně klesá úhel náběhu dvojkolí 1 a 3. Může se zdát, že s klesajícím úhlem náběhu by měl klesat i jízdní odpor, avšak opak je pravdou (obr. 73). Při nízkém součiniteli tření nevyčerpává dvojkolí 1 a 3 volný kanál koleje, ale při rostoucím součiniteli tření dochází k nalehnutí těchto dvojkolí na vnější kolejnicový pás, kde dochází k vzájemnému tření.

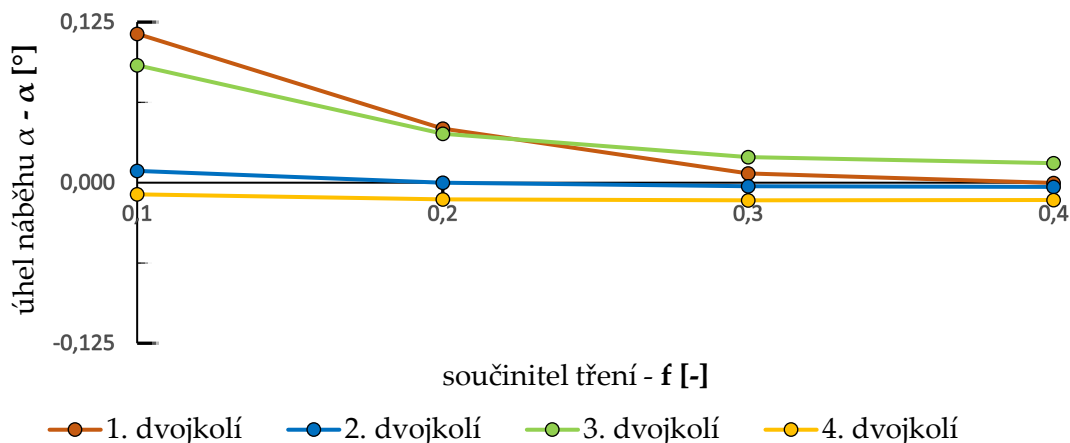


Obr. 69 Příčné posunutí dvojkolí při změnách součinitele tření – R300.



Obr. 70 Úhly náběhu dvojkolí pro různé součinitele tření – R300.

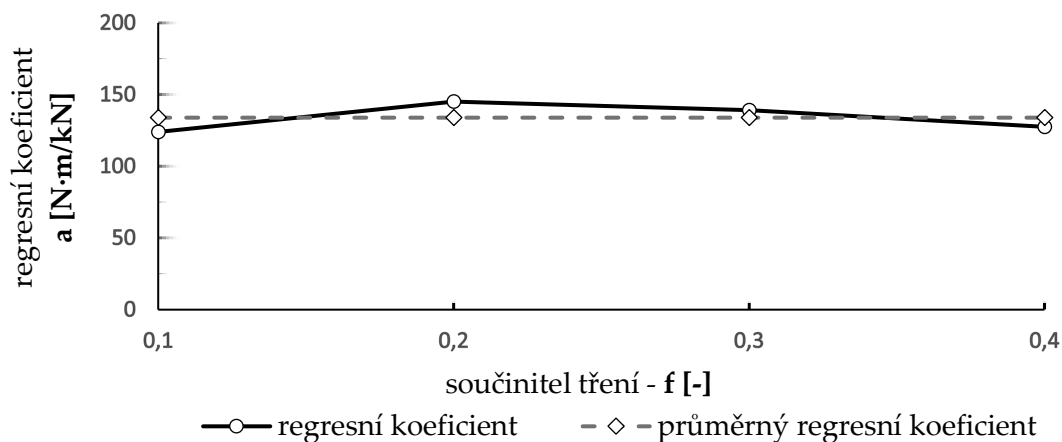
Při bližším zkoumání obr. 68 je patrné, že v obloucích o větších poloměrech dosahují vyšší součinitele tření menšího jízdního odporu (rozdíly jsou pouze v setinách jednotek). Vyšší součinitel tření umožní přenést tečné síly v kontaktu a snížit tím úhel náběhu, zatímco při nižším součiniteli častěji dochází ke smýkání kola po kolejnici a působení třecí, odporové práce. Tvrzení potvrzuje i detailnější měření v oblouku R900, kdy s rostoucím součinitelem tření klesá úhel náběhu (obr. 71), či průběh jízdního odporu (obr. 73).



Obr. 71 Úhel náběhu při různých součinitelích tření – R900.

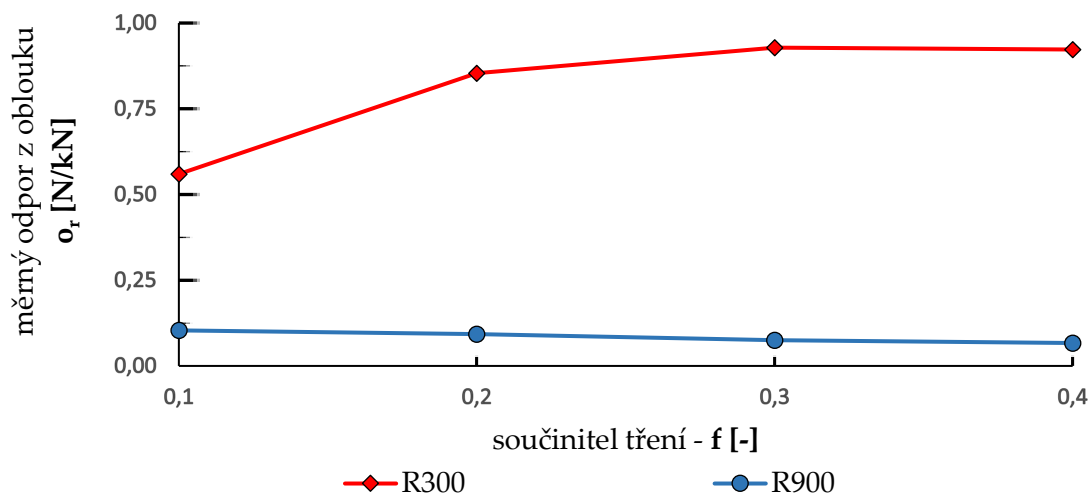
To ale neplatí v obloucích menších poloměrů (R300), kdy součinitele tření s vyšší hodnotou dosahují i vyššího jízdního odporu. Lze si to vysvětlit tak, že v obloucích menších poloměrů dochází ke skluzům vždy a jejich velikost je právě přímo závislá na součiniteli tření, zatímco v obloucích větších poloměrů dochází vlivem malých úhlů náběhu k zanedbatelným skluzům.

Podobnosti křivek na obr. 68 odpovídá i takřka konstantní průběh regresního koeficientu (obr. 72).



Obr. 72 Průběh regresního koeficientu při změně součinitele tření.

Závislosti odporu na součiniteli tření pro oblouky poloměru R300 a R900 jsou o poznání přehlednější (obr. 73). U R300 se nejrazantnějších změn dosahuje při zvýšení součinitele z 0,1 na 0,2, zatímco při dále vzrůstajícím součiniteli je jízdní odpor téměř konstantní.



Obr. 73 Průběh odporu z oblouku při změnách součinitele tření v obloucích – R300, R900.

Procentuální rozdíl WN a jízdního odporu nabývá u R300 přibližně 1 %, naopak u R900 je nejnižší rozdíl 2 % (při $f = 0,1$) a až 8 % při $f = 0,4$.

Zbylé grafické zpracování lze nalézt v příloze č. 8.

5.4 Vzájemné porovnání vybraných parametrů

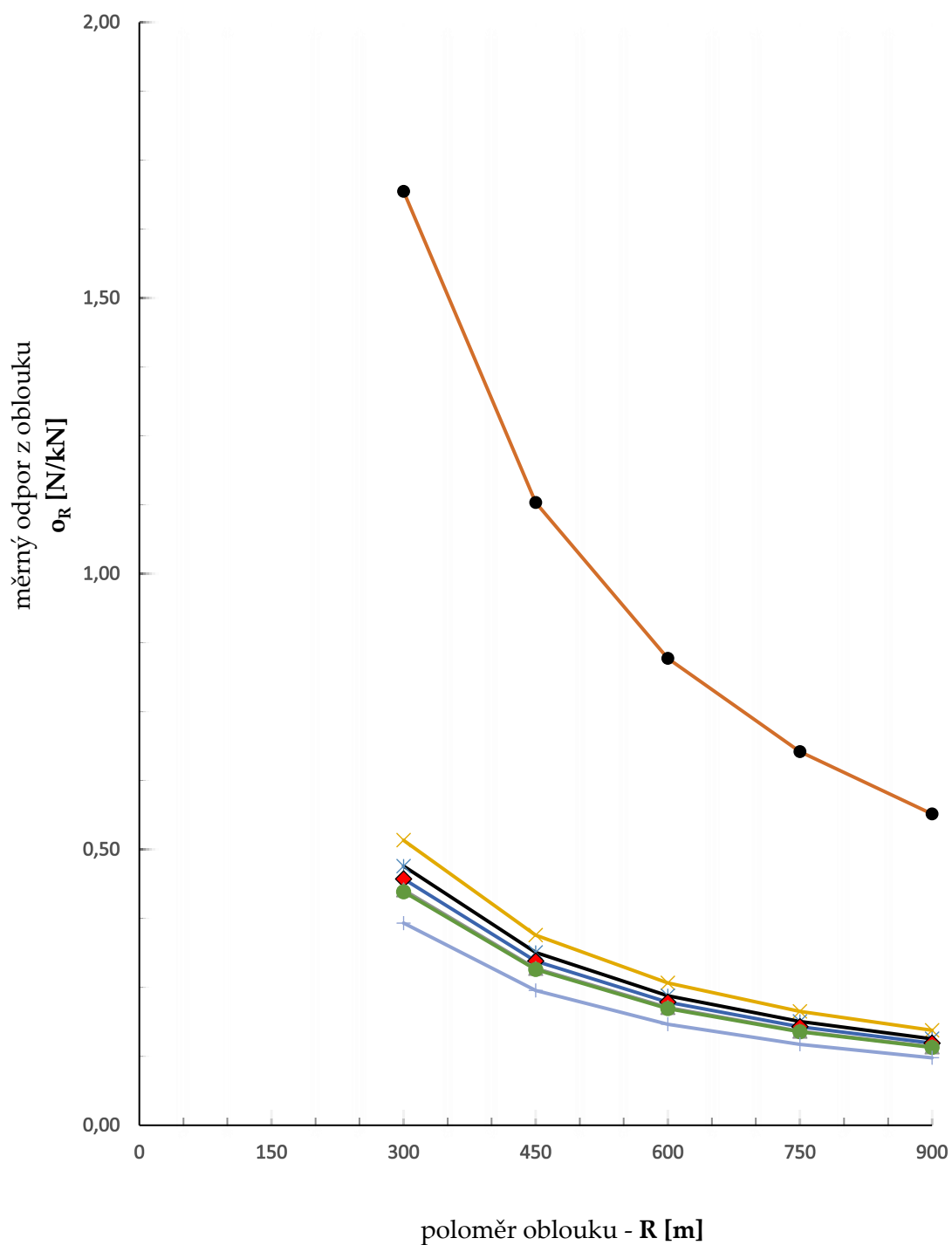
Z provedených simulací je pro každý sledovaný parametr určen jeho průměrný regresní koeficient. V této kapitole je na něho pohlíženo jako na číselný ukazatel „závažnosti“ konkrétního parametru na jízdní odpor z oblouku. Tab. 3 sestupně řadí sledované parametry od těch, jejichž změny se nejvíce projeví v jízdním odporu z oblouku. Vzájemná poloha křivek na obr. 74 ilustruje, který parametr je schopný nejvíce ovlivnit jízdní odpor. Velikost koeficientu určí, zdali změna samotného parametru má vliv na změnu jízdního odporu. Je-li větší, je jízdní odpor na změnu konkrétního parametru citlivější (křivka je strmější), naopak je-li menší, změny konkrétního parametru se příliš neprojeví na změně jízdního odporu (křivka je plošší).

Tab. 3 Sestupně seřazené parametry dle důležitosti.

sledované parametry	velikost průměrného regresního koeficientu
podélná tuhost vedení dvojkolí	508 N·m/kN
rozvor podvozku	155 N·m/kN
hmotnost vozidla	141 N·m/kN
součinitel tření	134 N·m/kN
příčná tuhost vedení dvojkolí	128 N·m/kN
odpor proti natočení	127 N·m/kN
vzdálenost otočných čepů	110 N·m/kN

Je nutné doplnit, že v uvedeném porovnání se nevyskytuje vliv nedostatku/přebytku převýšení, jelikož pro tento případ nebyl určen regresní koeficient, avšak jeho vliv na velikost jízdního odporu je nezpochybnitelný.

Z tab. 3 je na první pohled patrné, že i při nejnepříznivějším parametru velikost regresního koeficientu nedosahuje konstanty v používaném vztahu (13).



- podélná tuhost vedení dvojkolí
- ✕ rozvor podvozku
- ✱ hmotnost vozidla
- ◆ součinitel tření
- ▲ příčná tuhost vedení dvojkolí
- odpor proti natočení
- + vzdálenost otočných čepů

Obr. 74 Porovnání vybraných parametrů pomocí regresního koeficientu.

6 Závěr

Provedením požadovaných simulací a jejich vyhodnocením je možné konstatovat, že nejvýznamnější vliv na změnu jízdního odporu má podélná tuhost ve vedení dvojkolí. Pro snazší průjezd obloukem je vhodné volit vedení s nižší podélnou tuhostí, avšak s ohledem na stabilitu jízdy vozidla v přímé koleji. Ne zcela zanedbatelný je i vliv rozvoru podvozku, kdy jeho zvětšení o 0,5 m vede přibližně k třicetiprocentnímu nárůstu jízdního odporu. Pohybuje-li se vozidlo v oblouku s nedostatkem převýšení, jízdní odpor klesá. Při přebytku převýšení je tomu naopak. Zvýšení hmotnosti způsobí nepatrný rozdíl jízdního odporu. Vliv příčné tuhosti vedení dvojkolí, vzdálenosti otočných čepů a změny odporu proti natočení je zcela zanedbatelný. Specifické je vyhodnocení vlivu součinitele tření v kontaktu. Platí, že pro snížení jízdního odporu v obloucích menších poloměrů je vhodné využívat mazání okolku (nízký součinitel tření), ale v obloucích velkých poloměrů dosáhnout vyššího součinitele tření. To plně koresponduje s prováděnou praxí, kdy jsou před vybrané oblouky instalována mazací zařízení.

Jak simulace dokládají, změna jízdního odporu z oblouku je závislá na postavení vozidla v oblouku, respektive na kombinaci úhlu náběhu jednotlivých dvojkolí a jejich příčného posunutí, které jsou příčinou skluzových poměrů v kontaktu. Nabíhající dvojkolí má zpravidla největší podíl na jízdním odporu. Úhel náběhu může být dokonce ovlivňován nepřímo, a to příčným posunutím jiného dvojkolí v témže rámu podvozku, zatímco nabíhající dvojkolí již vyčerpalo volný kanál koleje. Některá dvojkolí mohou nabývat i nepatrně záporných úhlů náběhu, což vede ke zvýšení jízdního odporu.

V rámci práce došlo k porovnání jízdního odporu, stanoveného na základě mechanické práce, a velikosti měrné třecí práce wear number, generované programem Simpack. Je možné tvrdit, že v oblouku o poloměru 300 m dosahují uvedené veličiny přijatelné shody, kdy se jejich vzájemný rozdíl pohybuje v řádech desetin či malých jednotek procent. Jinak je tomu v oblouku o poloměru 900 m, kdy zpravidla dochází k rozdílům větším než 5 %.

Literatura

- [1] ZELENKA, Jaromír a Tomáš MICHÁLEK. *Teorie vozidel*. 1. vydání. Pardubice: Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera, dislokované pracoviště Česká Třebová: Tiskařské středisko Univerzity Pardubice, 2013. ISBN 978-80-7395-652-3.
- [2] KRÁLÍK, Martin. *Hodnocení jízdních odporů kontejnerových vlaků*. Pardubice, 2018. Bakalářská práce. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera.
- [3] Curve resistance (railroad). In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. 2020 [cit. 2021-03-28]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Curve_resistance_\(railroad\)](https://en.wikipedia.org/wiki/Curve_resistance_(railroad))
- [4] VODIČKA, Matěj. *Elektrická lokomotiva s aktivním natáčecím dvojkolí*. Praha, 2021. Diplomová práce. ČVUT Praha. Vedoucí práce Jan Kalivoda.
- [5] TANIMINE, Teruhiko, Tomofumi TOIDE, Kazunori IWATO a Yoshiyuki SHIMOKAWA. Development of the linkage type steering bogie for the linear metro. In: ZOBORY, István. *11th international conference on railway bogies and running gears*. Budapešť, 2019, s. 127-135.
- [6] Radial steering truck. *EverybodyWiki* [online]. 2020 [cit. 2021-08-07]. Dostupné z: https://en.everybodywiki.com/Radial_steering_truck#EMD.23HTCR
- [7] J. GODING, David. *Locomotive and motorized self-steering radial truck therefor*. 1988. USA. 80 837. Zapsáno 23. srpna 1988.
- [8] SCHNEIDER, Richard. Combining capacity with track-friendly technology: FLEXX Tronic WAKO and ARS from Bombardier. In: *Global Railway Review* [online]. [cit. 2021-07-30]. Dostupné z: <https://www.globalrailwayreview.com/article/5797/combining-capacity-with-track-friendly-technology-flexx-tronic-wako-and-ars-from-bombardier/>
- [9] SZANTO, Frank. Operation of a single air spring bogie. In: ZOBORY, István. *11th international conference on railway bogies and running gears*. Budapešť, 2019, s. 27-31.

- [10] Příčná mezipodvozková vazba. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001-2021, 27.2.2020 [cit. 2021-08-01]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/P%C5%99%C3%AD%C4%8Dn%C3%A1_mezipodvozkov%C3%A1_vazba
- [11] BREUER, Werner. Der Aktive Drehdämpfer (ADD) - Ein innovatives Dämpferkonzept im Betriebseinsatz. *Eisenbahntechnische Rundschau* 4. 2007, , 186-189.
- [12] MICHÁLEK, Tomáš a Martin KOHOUT. On the problems of lateral force effects of railway vehicles in S-curves. *Vehicle System Dynamics*. , 1-19. ISSN 0042-3114. Dostupné z: doi:10.1080/00423114.2021.1917631
- [13] NEGISHI, Hisako, Hiroyuki YAMADA, Ken IWANAMI, Ryohei SHIMAMUNE, Daisuke SHINAGAWA a Manabu MIMURA. Development of steering mechanism and control method for active-steering bogie. In: ZOBORY, István. *11th international conference on railway bogies and running gears*. Budapešť, 2019, s. 105-113.
- [14] PŘIKRYL, Matěj. *Hydrodynamické tlumiče na principu magnetické kapaliny*. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce František Pochylý.
- [15] Tlumič rychlejší než mrknutí oka umožní zvýšit rychlost vlaků a šetří koleje. *Vysoké učení technické v Brně* [online]. Brno, 2020 [cit. 2021-08-01]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/vut/f19528/d202021?aid_redir=1
- [16] ANDERSSON, Evert, Anneli ORVNÄS a Rickard PERSSON. *On the optimization of a track-friendly bogie for high speed*. Stockholm, 2009

Seznam příloh

Příloha č. 1 – Převýšení oblouku

Příloha č. 2 – Rozvor podvozku

Příloha č. 3 – Vzdálenost otočných čepů

Příloha č. 4 – Podélná tuhost vedení dvojkolí

Příloha č. 5 – Příčná tuhost vedení dvojkolí

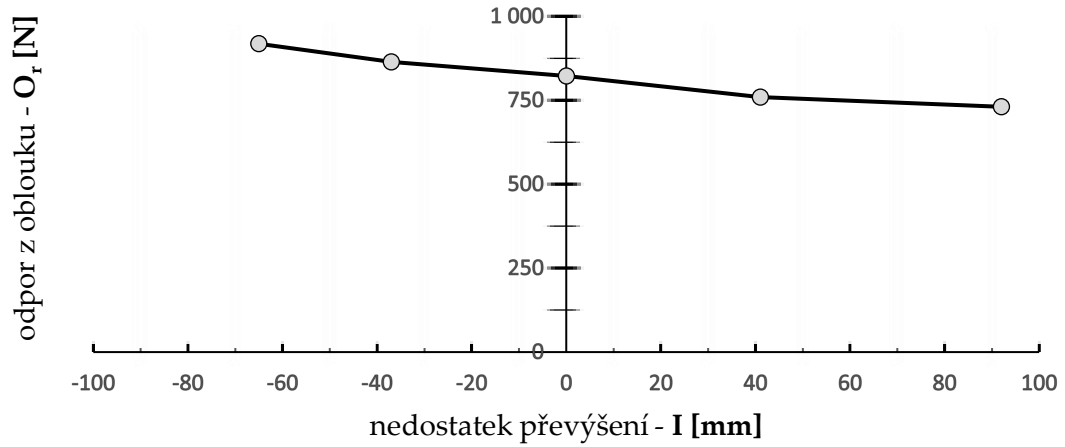
Příloha č. 6 – Hmotnost vozidla

Příloha č. 7 – Odpor proti natočení

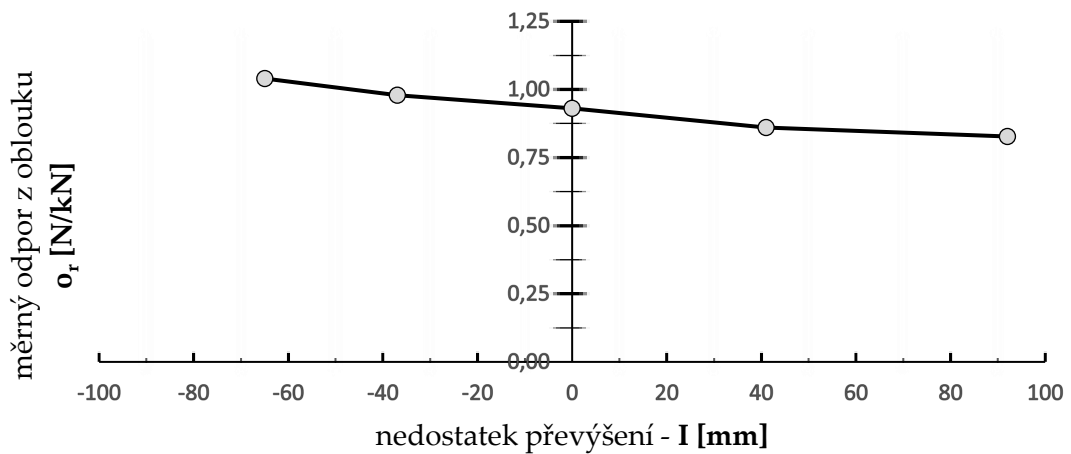
Příloha č. 8 – Součinitel tření

Příloha č. 1 – Převýšení oblouku

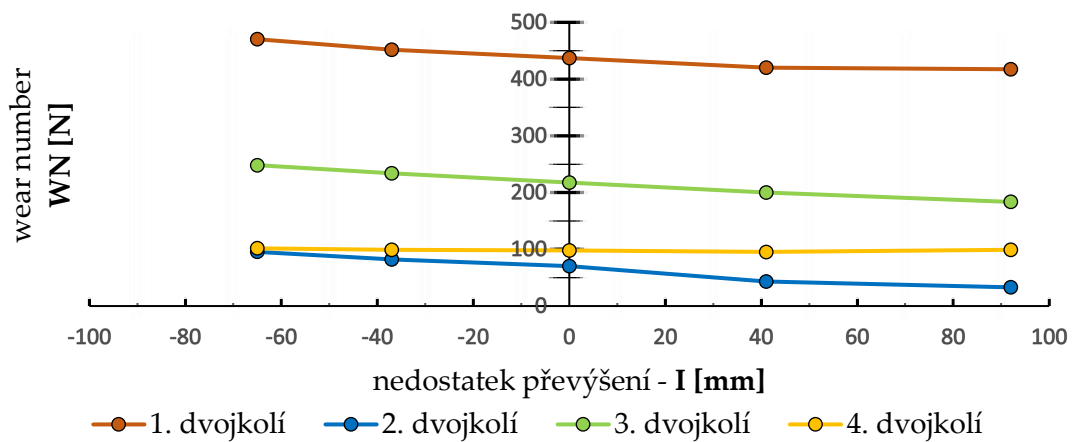
R300 – odpor z oblouku na základě změny vykonané práce



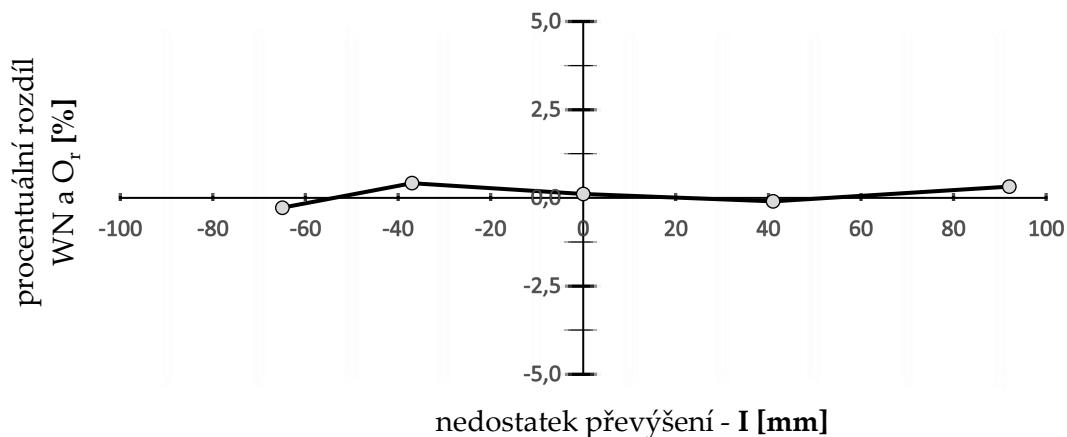
R300 – odpor z oblouku na základě změny vykonané práce – měrný tvar



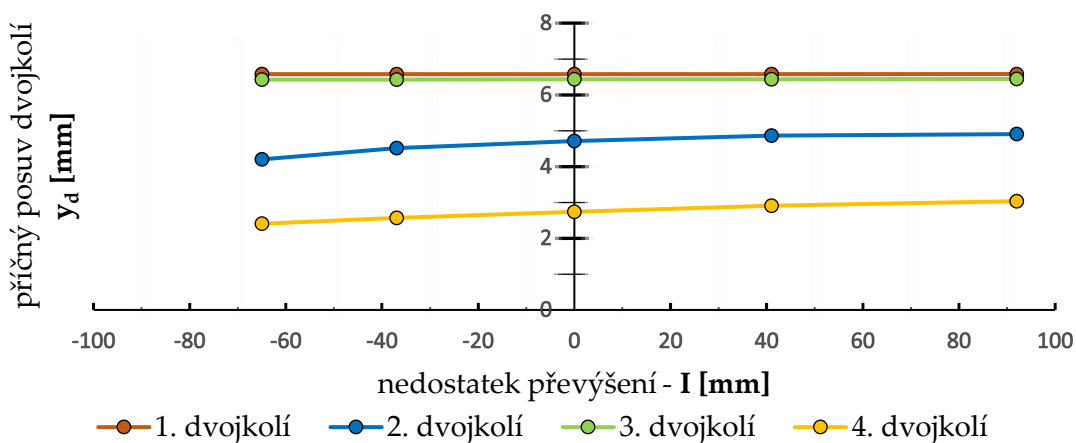
R300 – WN na jednotlivých dvojkolích



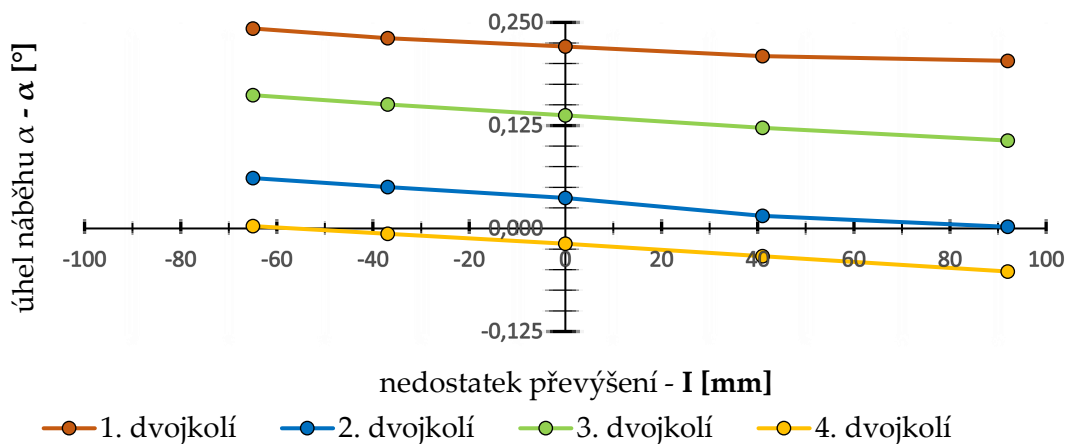
R300 – procentuální rozdíl WN a odporu z oblouku



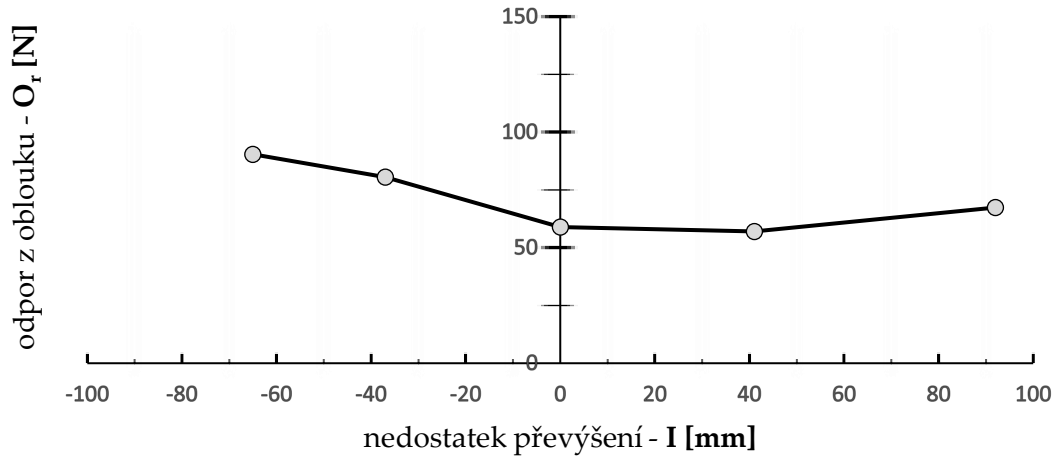
R300 – příčný posuv dvojkolí



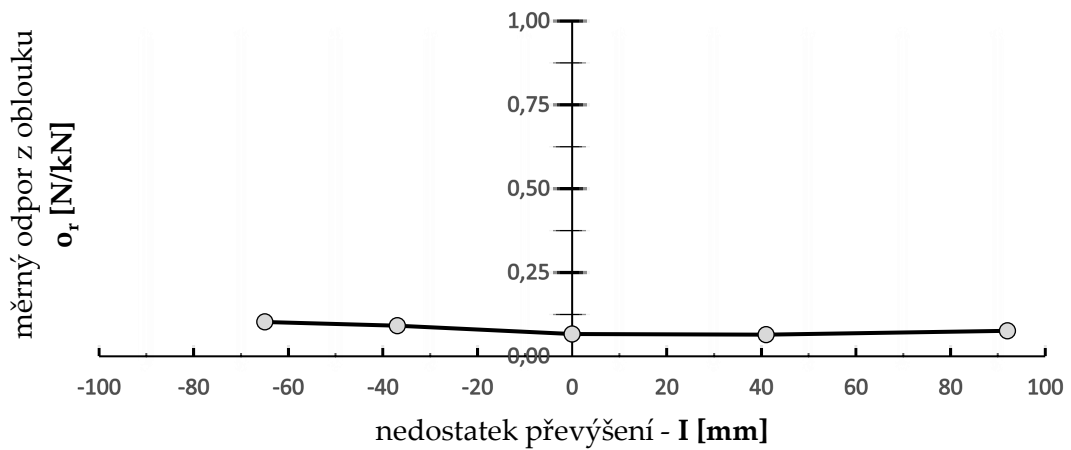
R300 – úhel náběhu α



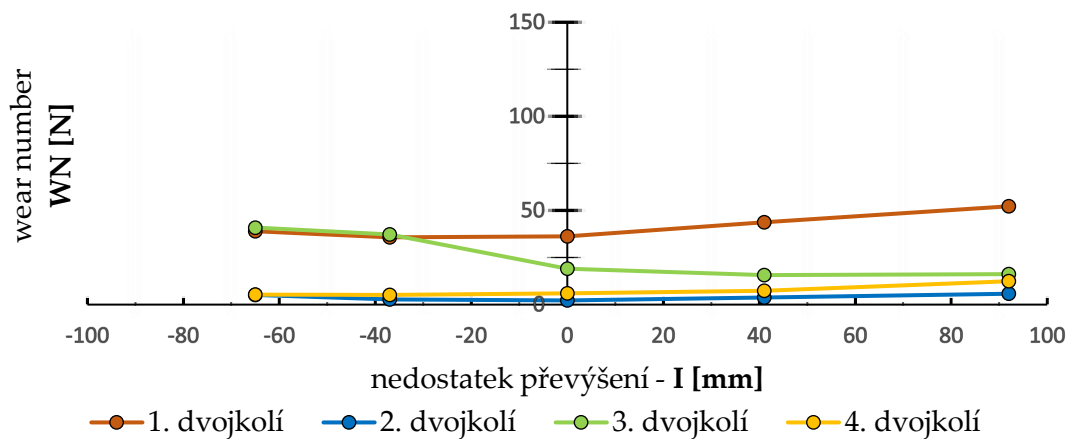
R900 – odpor z oblouku na základě změny vykonané práce



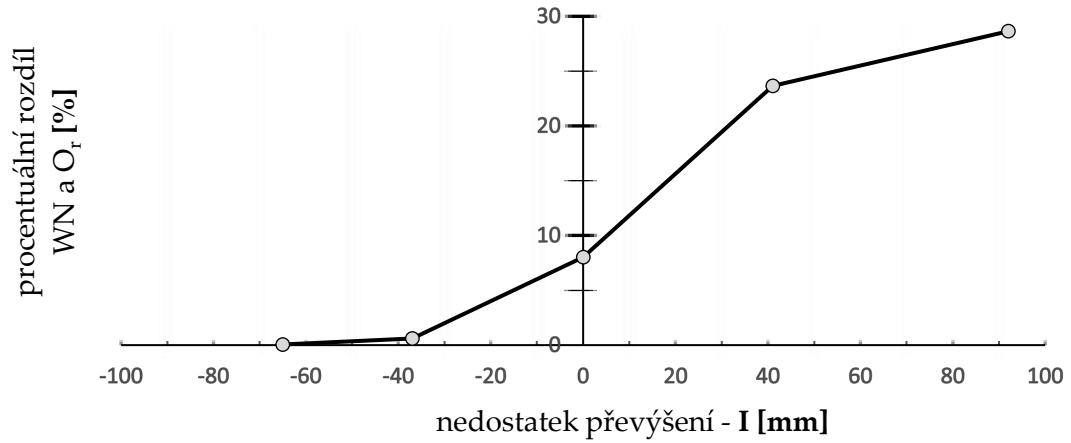
R900 – odpor z oblouku na základě změny vykonané práce – měrný tvar



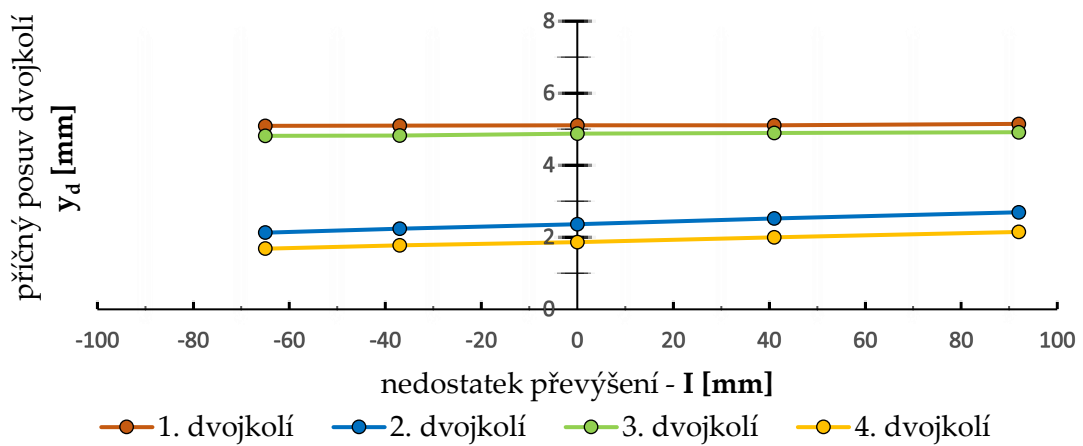
R900 – WN na jednotlivých dvojkolích



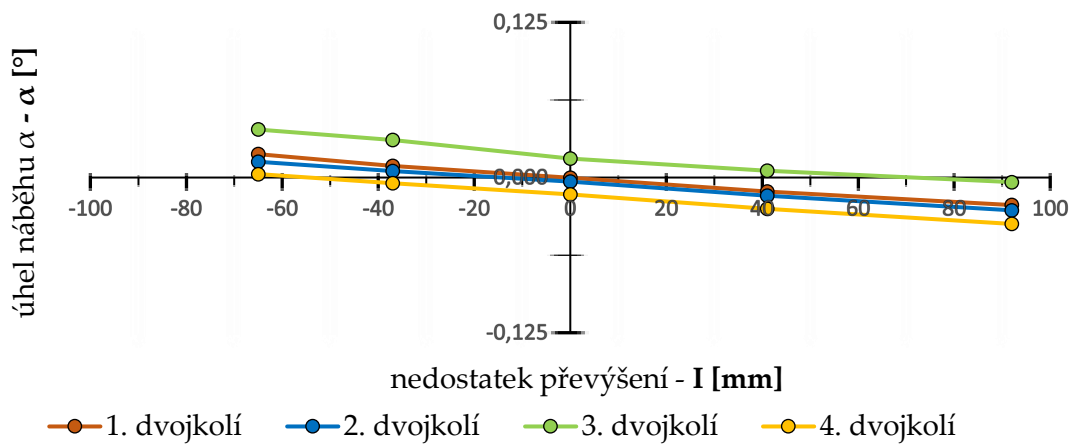
R900 – procentuální rozdíl WN a odporu z oblouku



R900 – příčný posuv dvojkolí

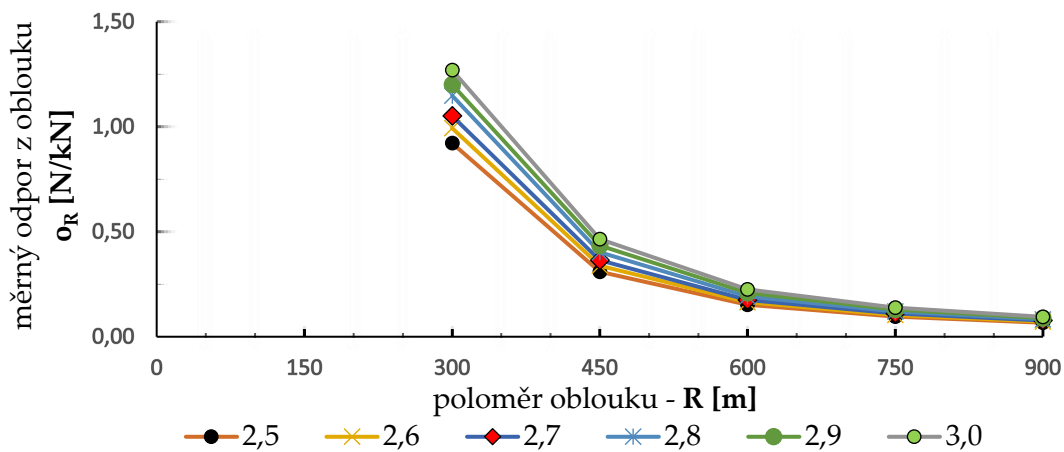


R900 – úhel náběhu α

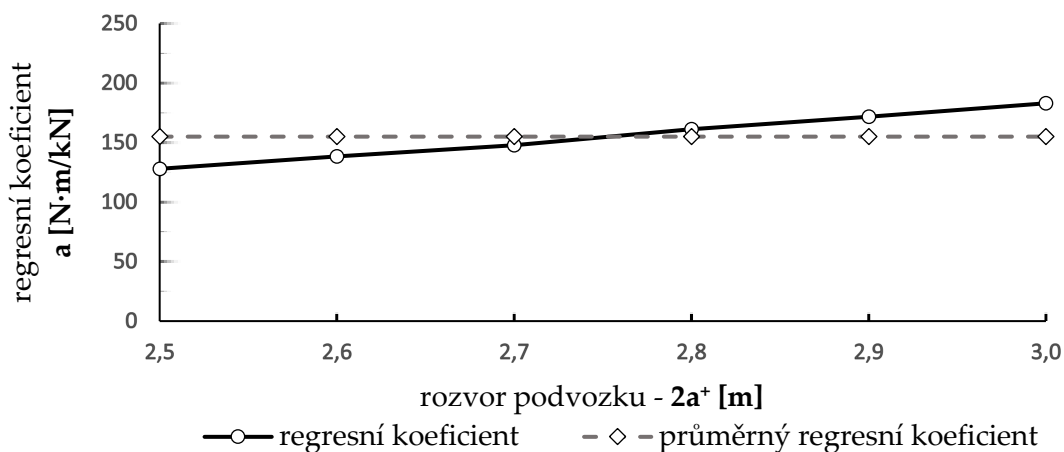


Příloha č. 2 – Rozvor podvozku

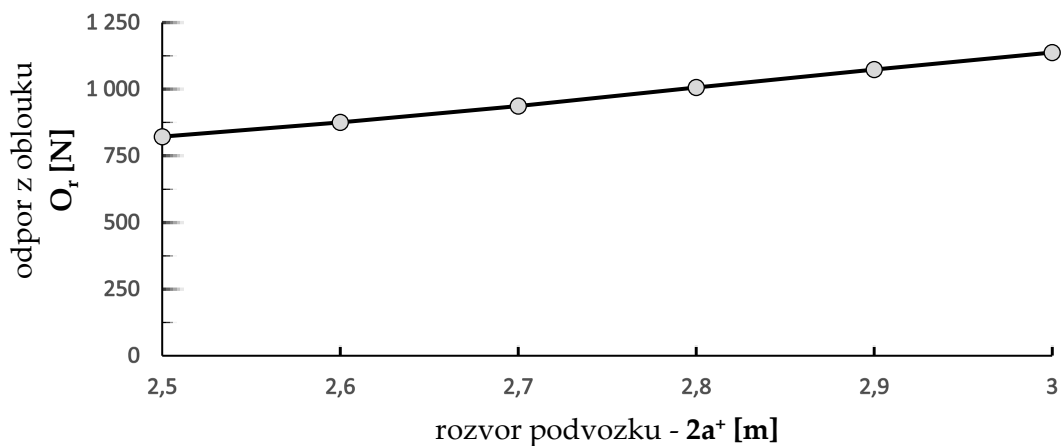
odpor z oblouku při konstantním parametru – měrný tvar



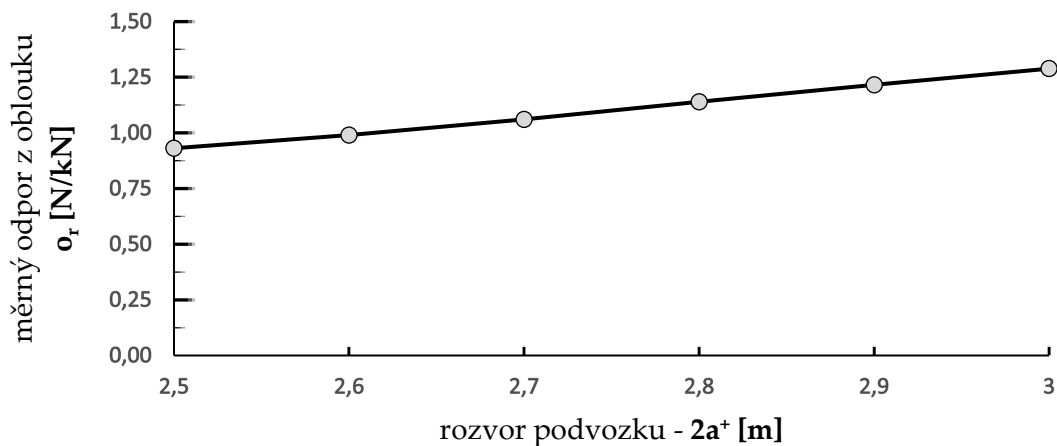
regresní koeficient hyperboly jízdního odporu



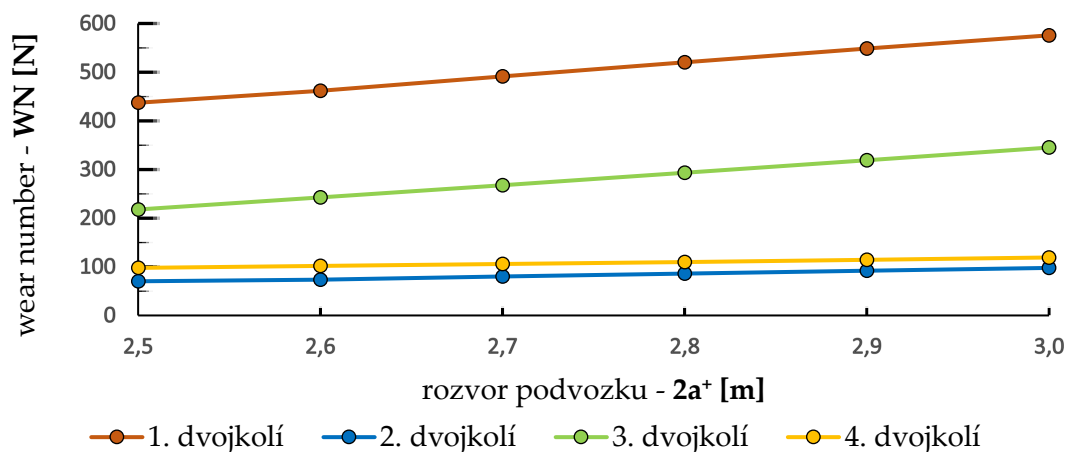
R300 – odpor z oblouku na základě změny vykonané práce



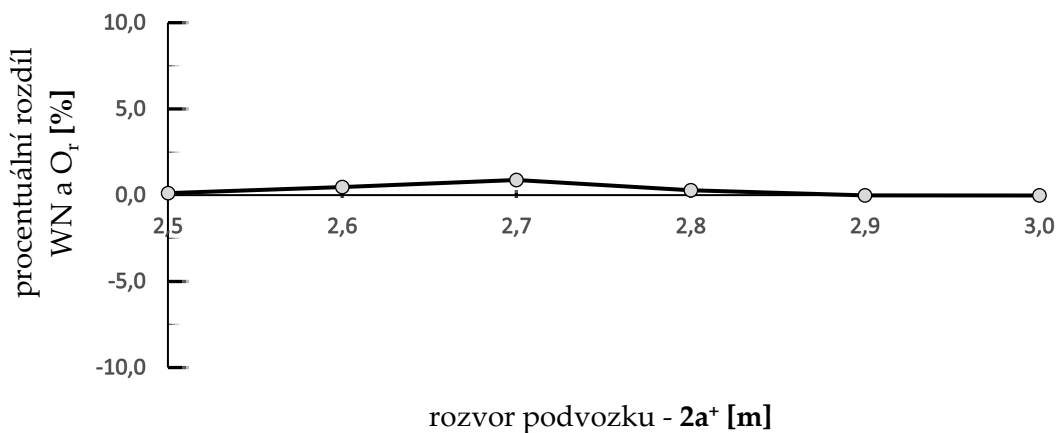
R300 – odpor z oblouku na základě změny vykonané práce – měrný tvar



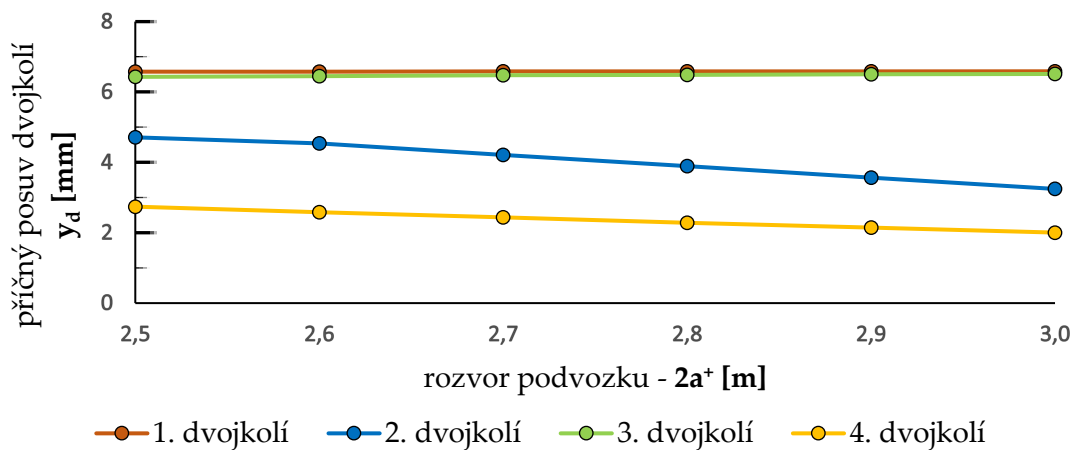
R300 – WN na jednotlivých dvojkolích



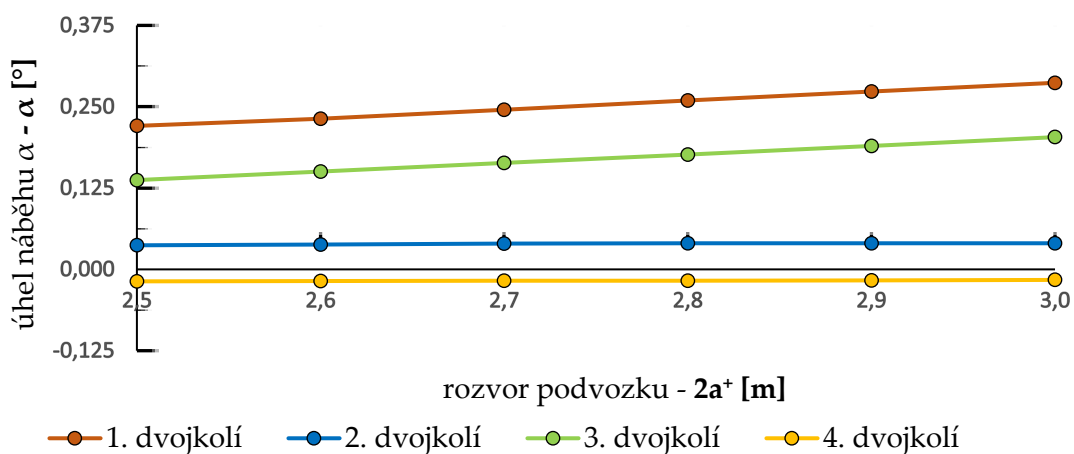
R300 – procentuální rozdíl WN a odporu z oblouku



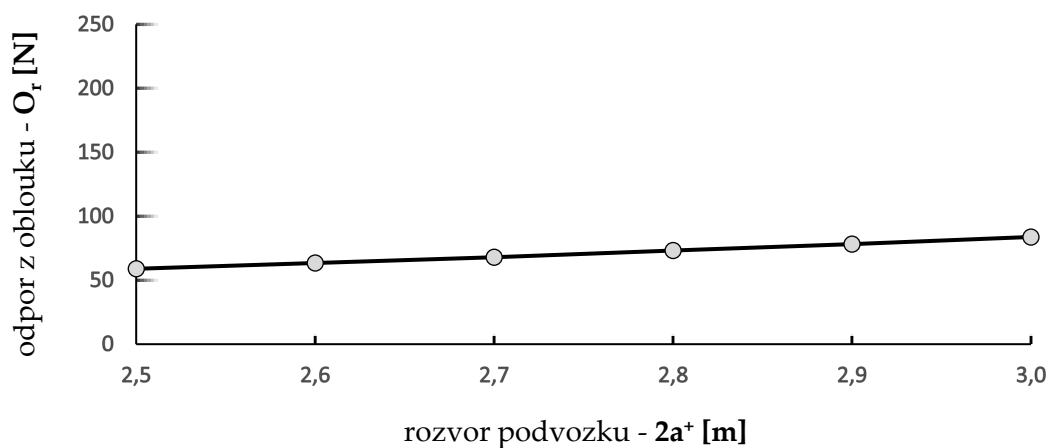
R300 – příčný posuv dvojkolí



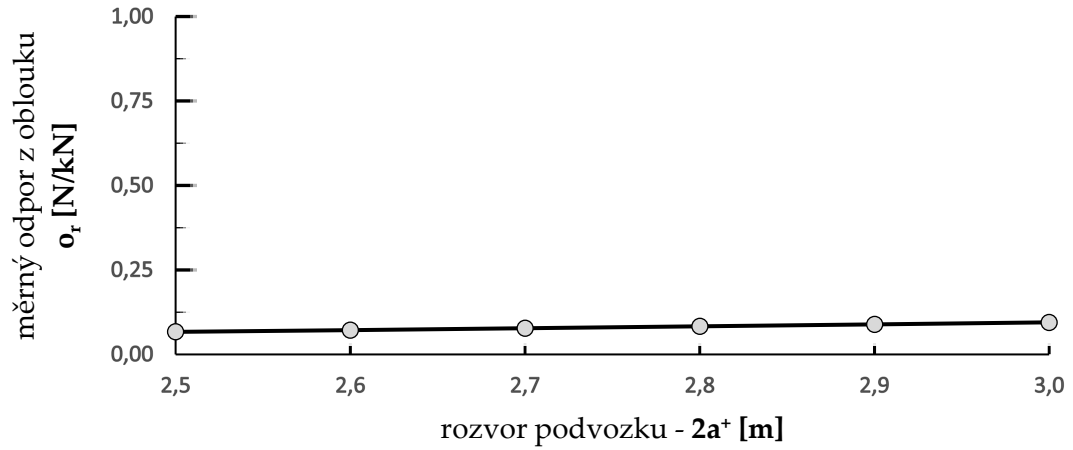
R300 – úhel náběhu α



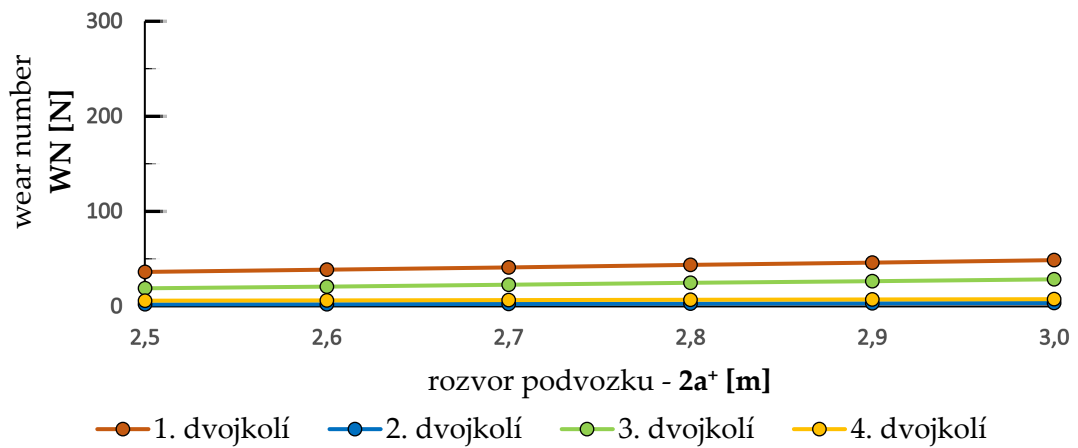
R900 – odpor z oblouku na základě změny vykonané práce



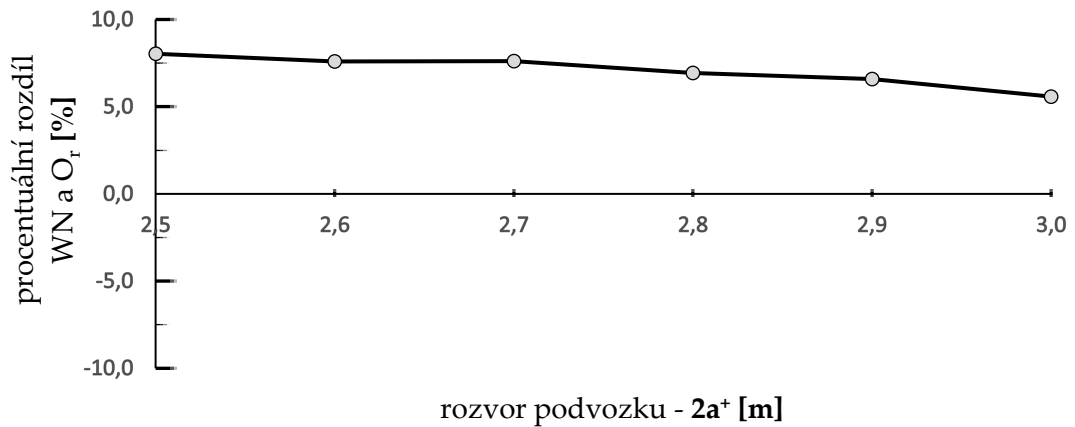
R900 – odpor z oblouku na základě změny vykonané práce – měrný tvar



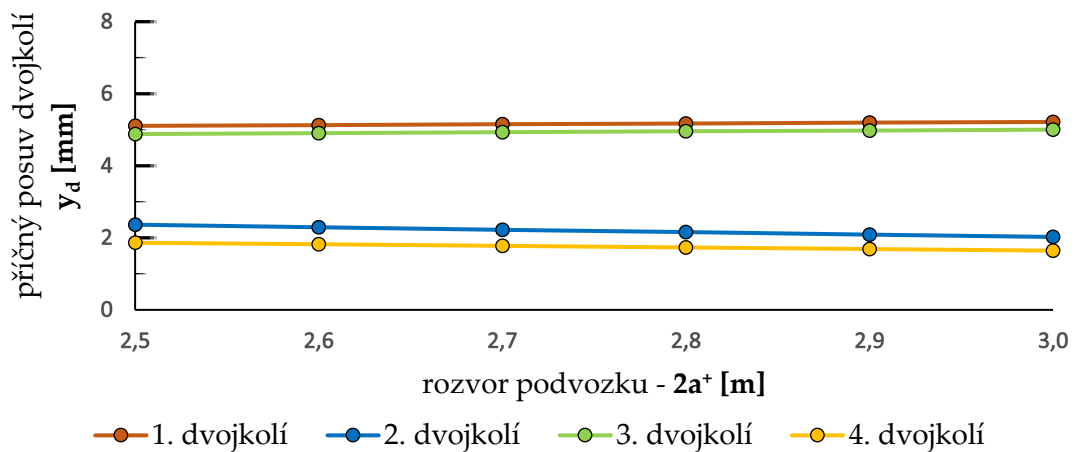
R900 – WN na jednotlivých dvojkolích



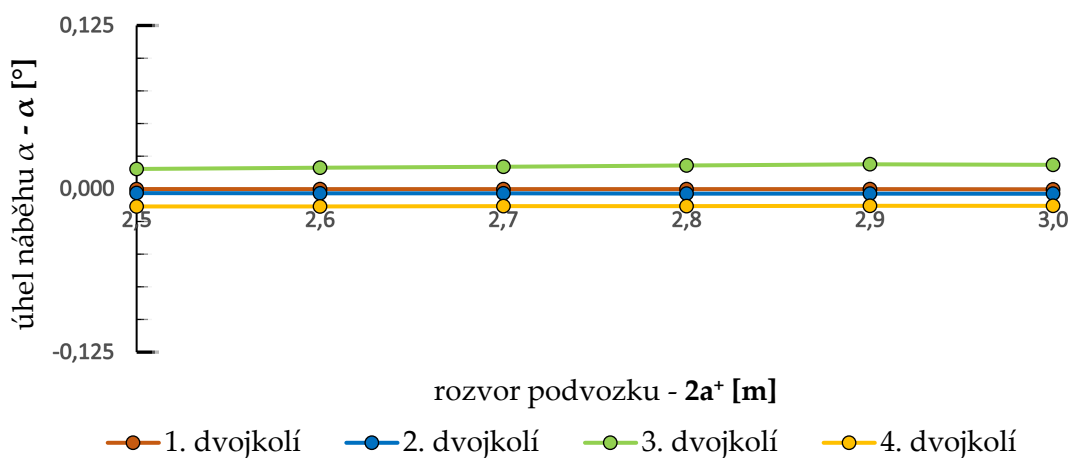
R900 – procentuální rozdíl WN a odporu z oblouku



R900 – příčný posuv dvojkolí

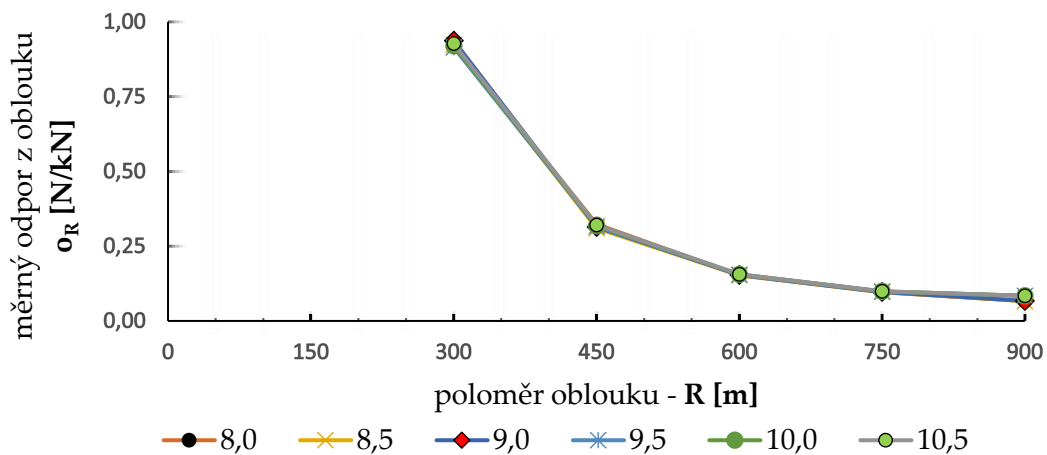


R900 – úhel náběhu α

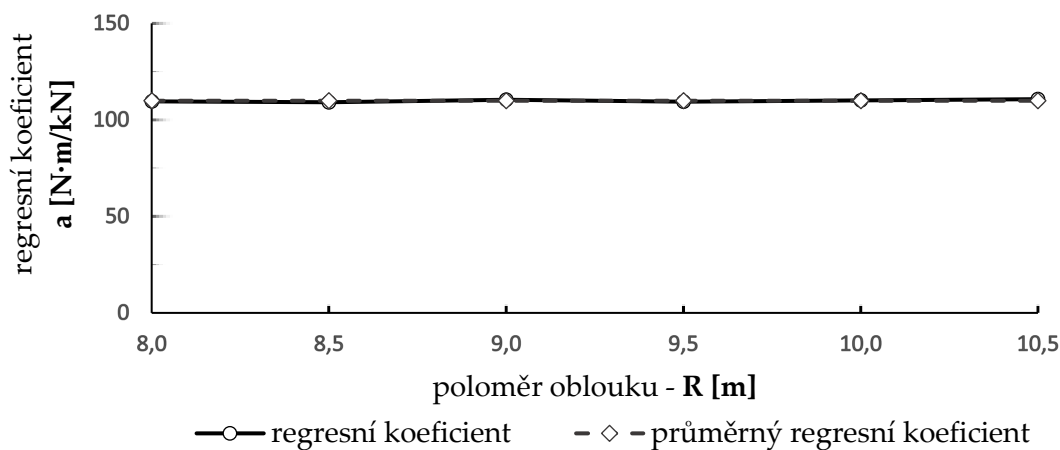


Příloha č. 3 – Vzdálenost otočných čepů

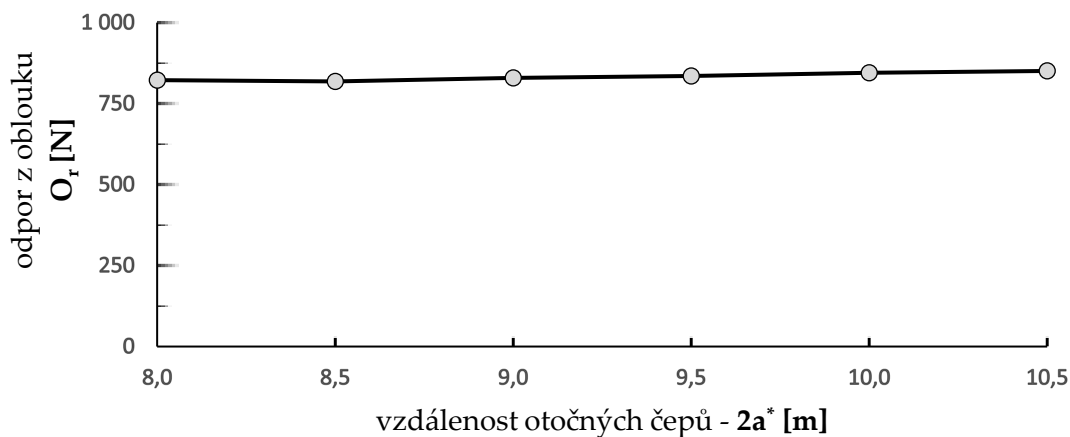
odpor z oblouku při konstantním parametru – měrný tvar



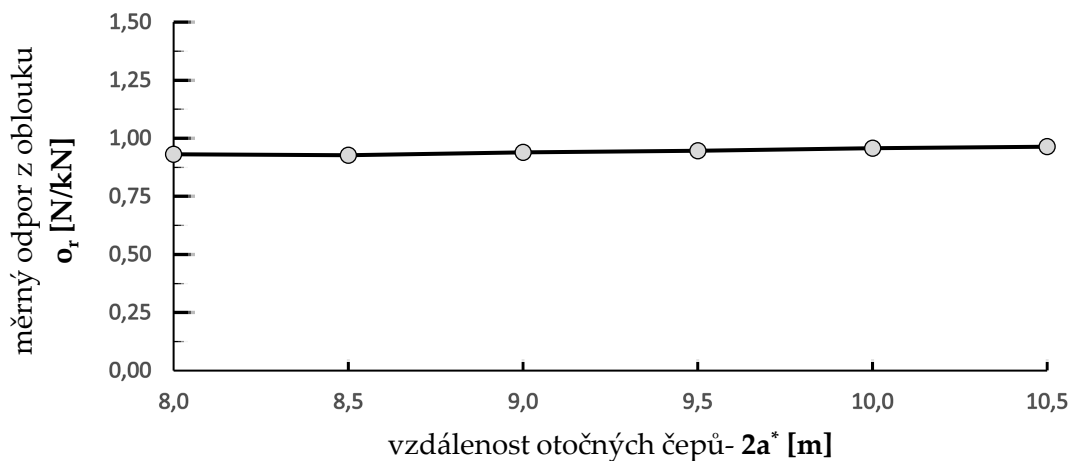
regresní koeficient hyperboly jízdního odporu



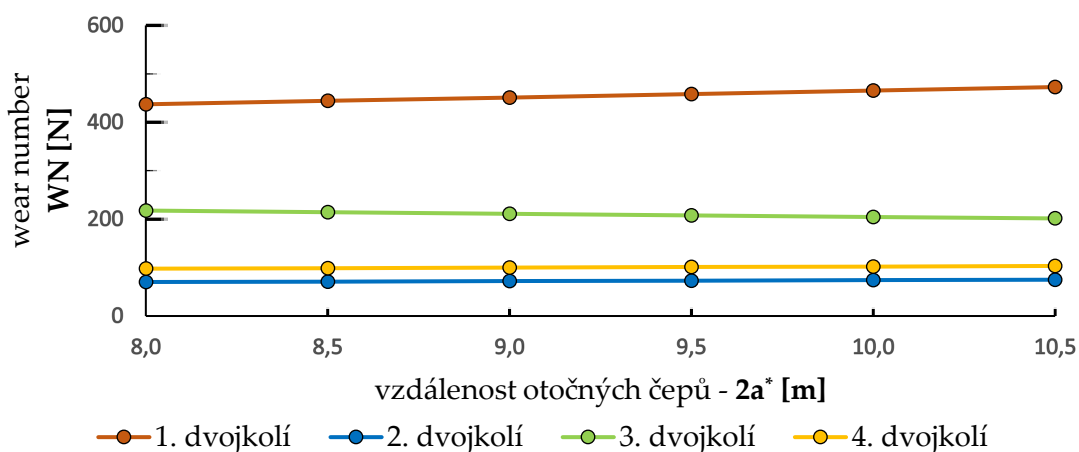
R300 – odpor z oblouku na základě změny vykonané práce



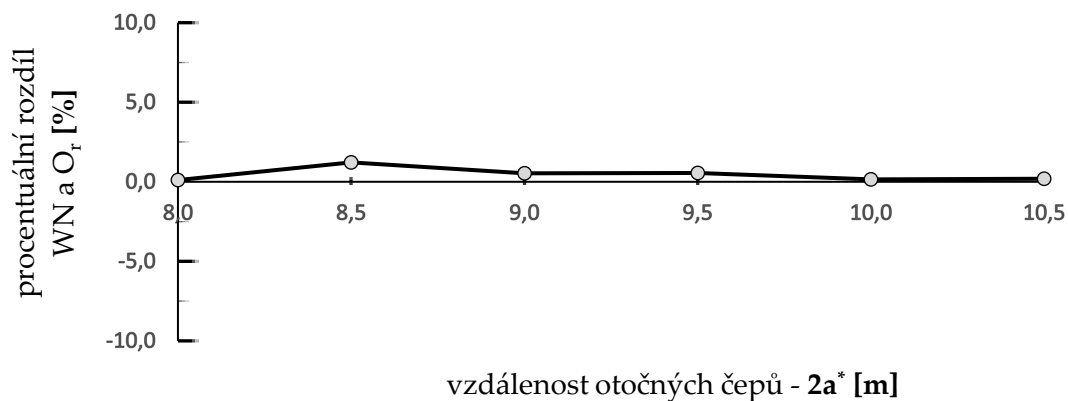
R300 – odpor z oblouku na základě změny vykonané práce – měrný tvar



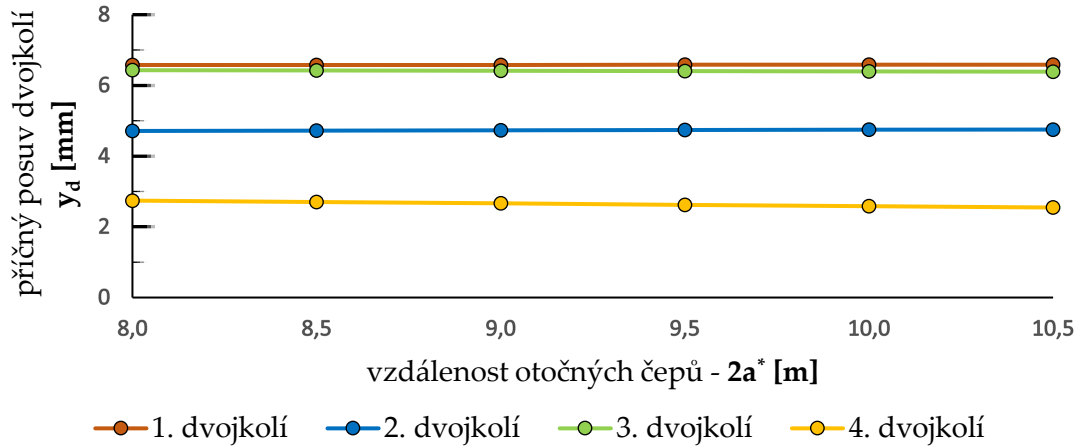
R300 – WN na jednotlivých dvojkolích



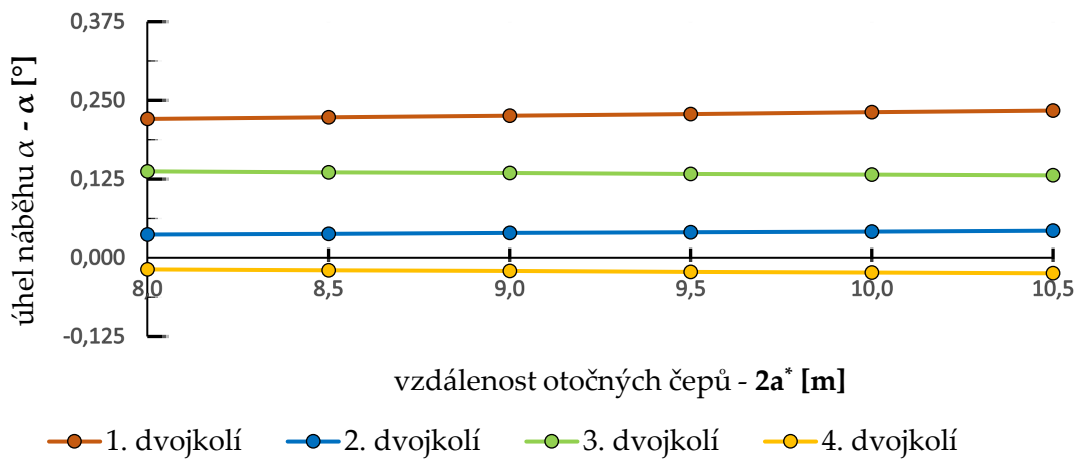
R300 – procentuální rozdíl WN a odporu z oblouku



R300 – příčný posuv dvojkolí



R300 – úhel náběhu α



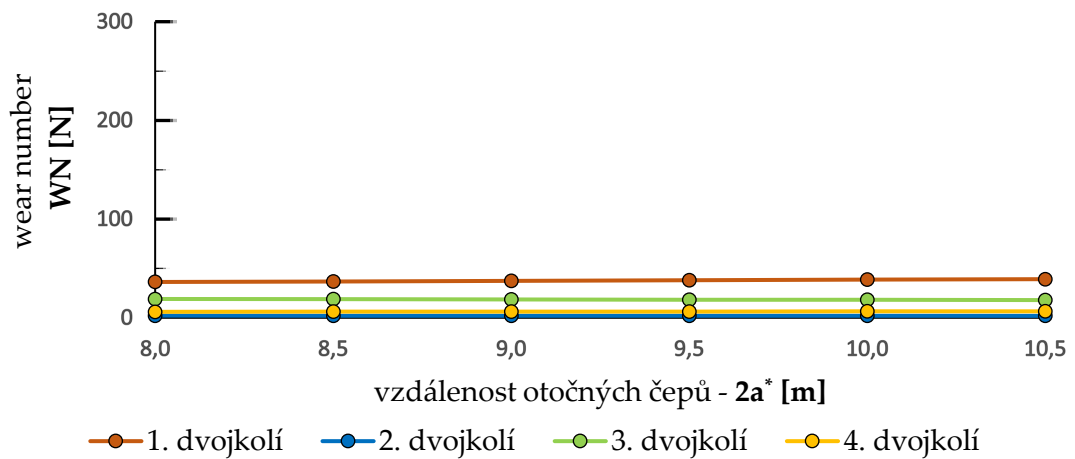
R900 – odpor z oblouku na základě změny vykonané práce



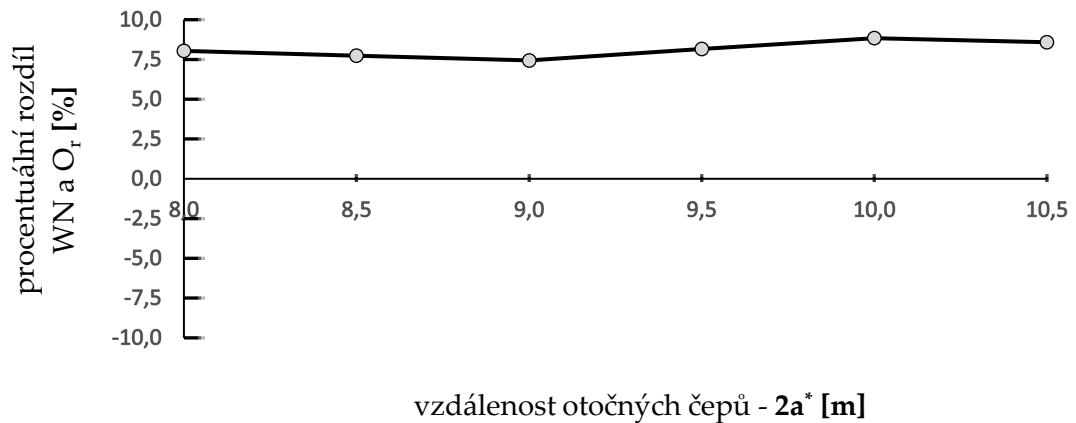
R900 – odpor z oblouku na základě změny vykonané práce – měrný tvar



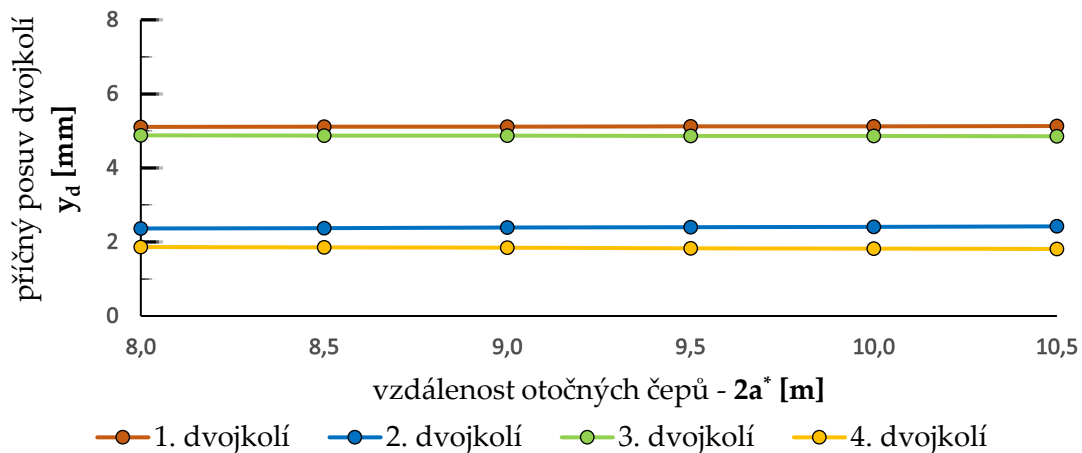
R900 – WN na jednotlivých dvojkolích



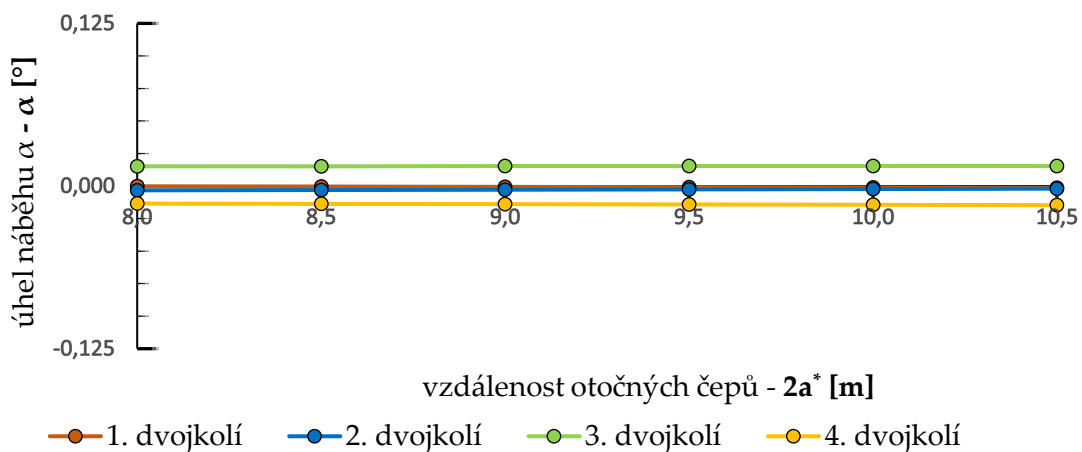
R900 – procentuální rozdíl WN a odporu z oblouku



R900 – příčný posuv dvojkolí

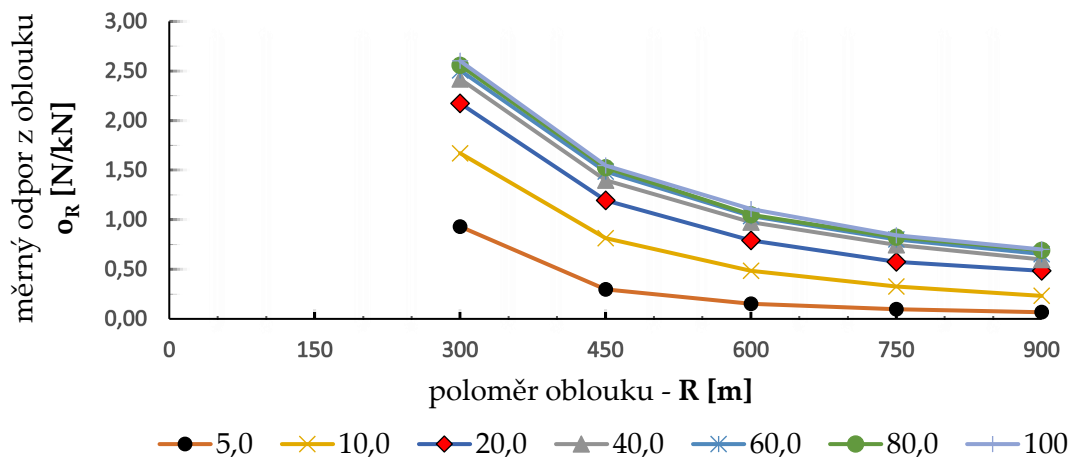


R900 – úhel náběhu α

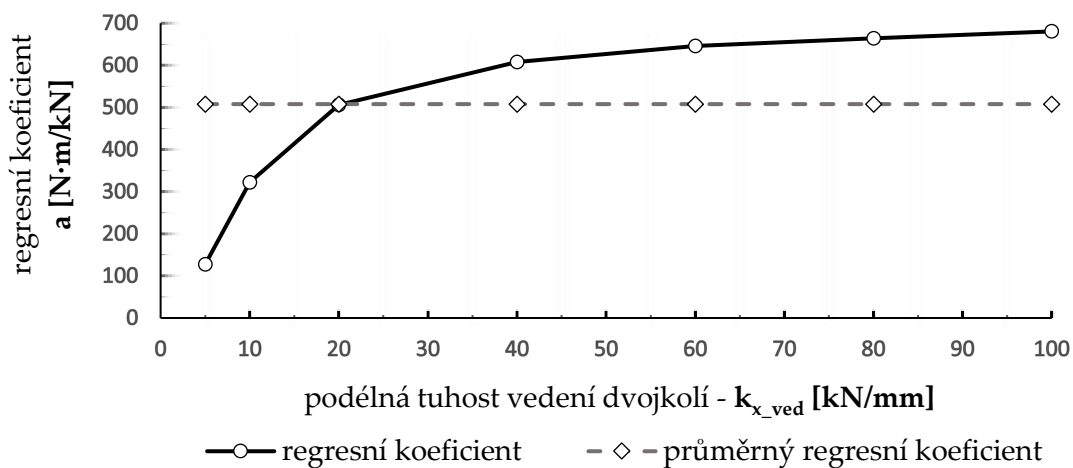


Příloha č. 4 – Podélná tuhost vedení dvojkolí

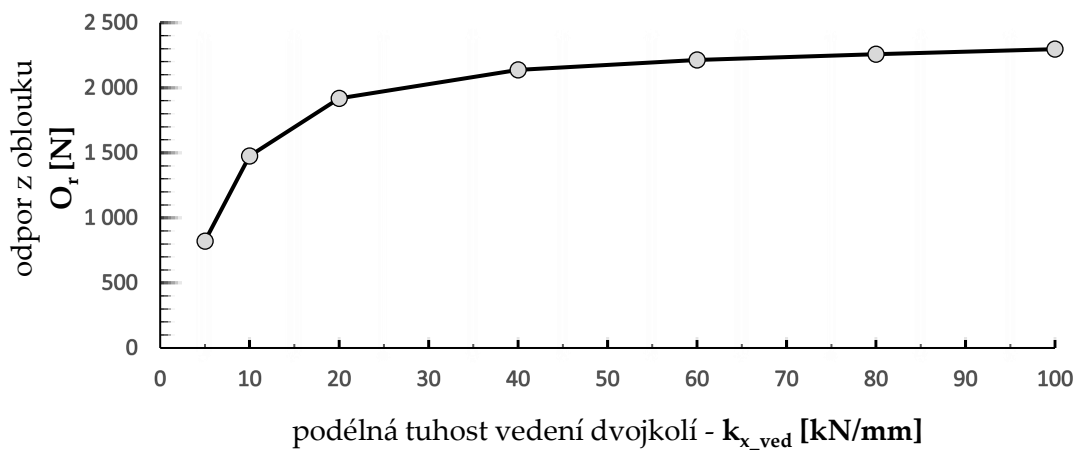
odpor z oblouku při konstantním parametru – měrný tvar



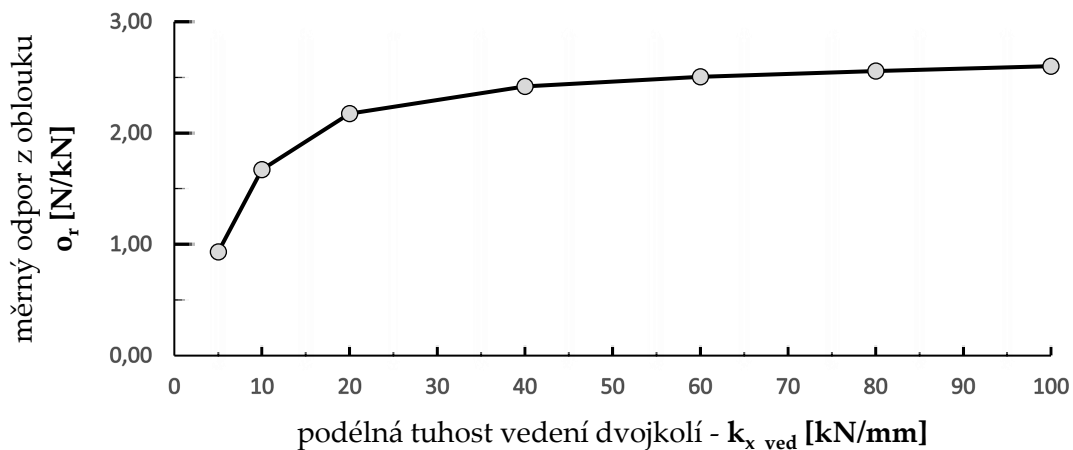
regresní koeficient hyperboly jízdního odporu



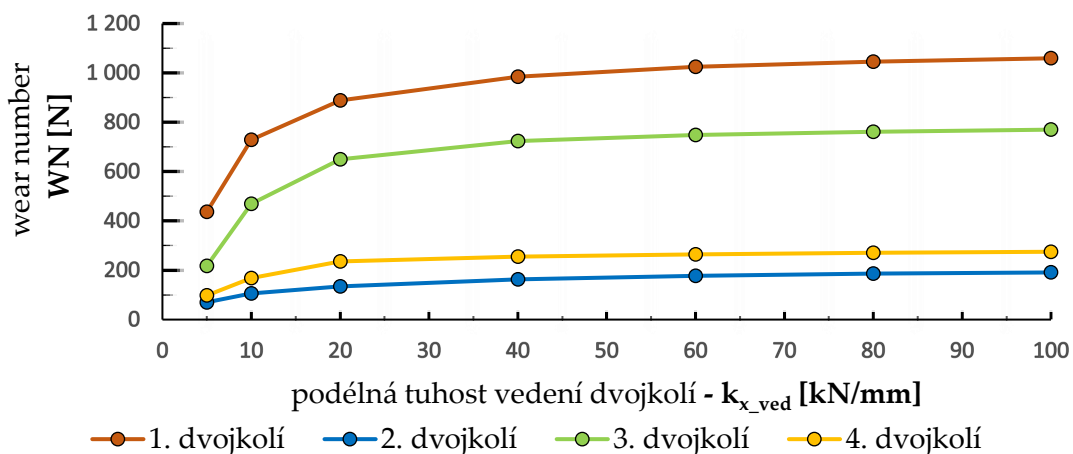
R300 – odpor z oblouku na základě změny vykonané práce



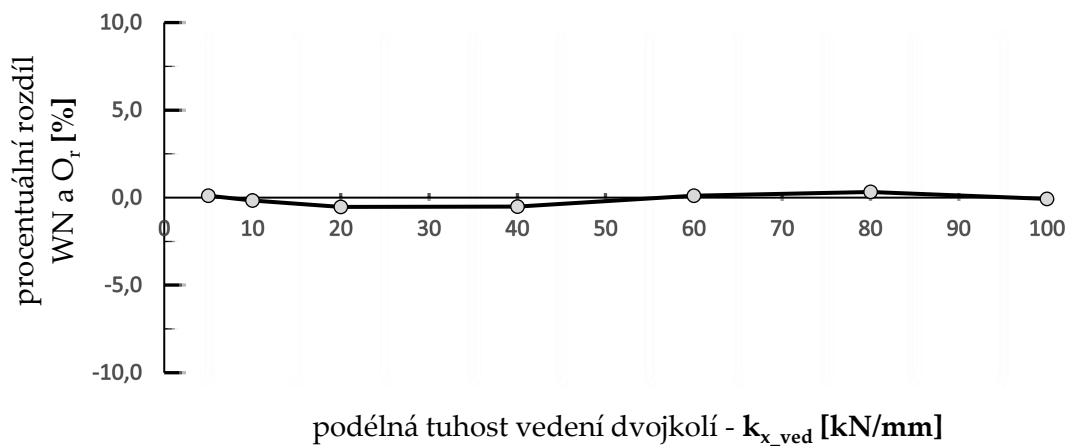
R300 – odpor z oblouku na základě změny vykonané práce – měrný tvar



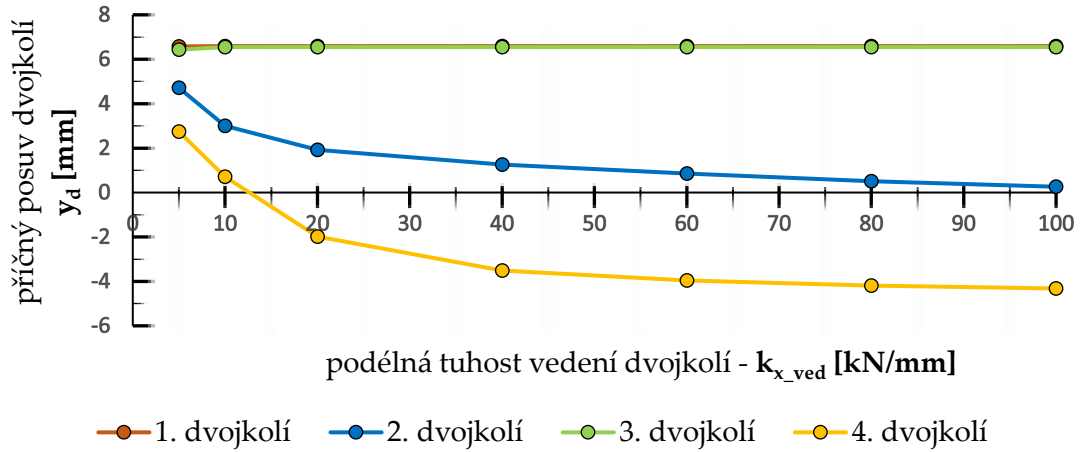
R300 – WN na jednotlivých dvojkolích



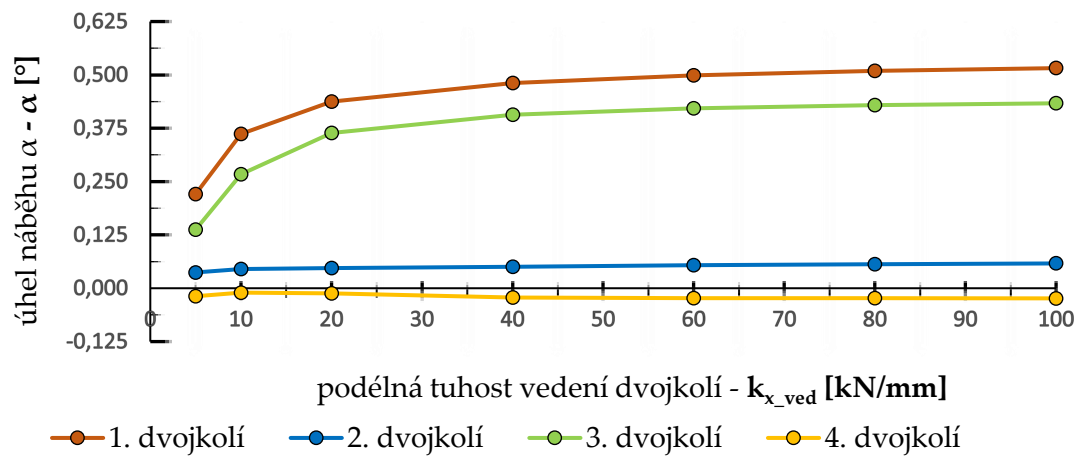
R300 – procentuální rozdíl WN a odporu z oblouku



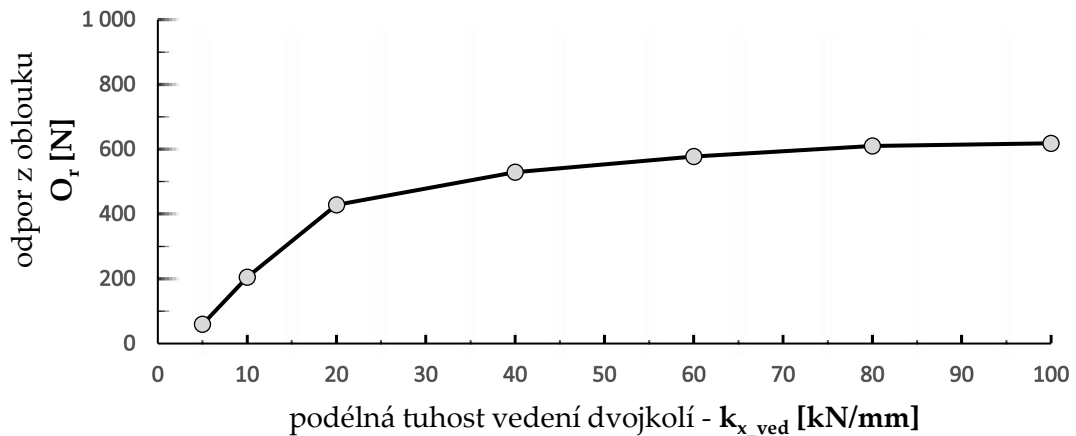
R300 – příčný posuv dvojkolí



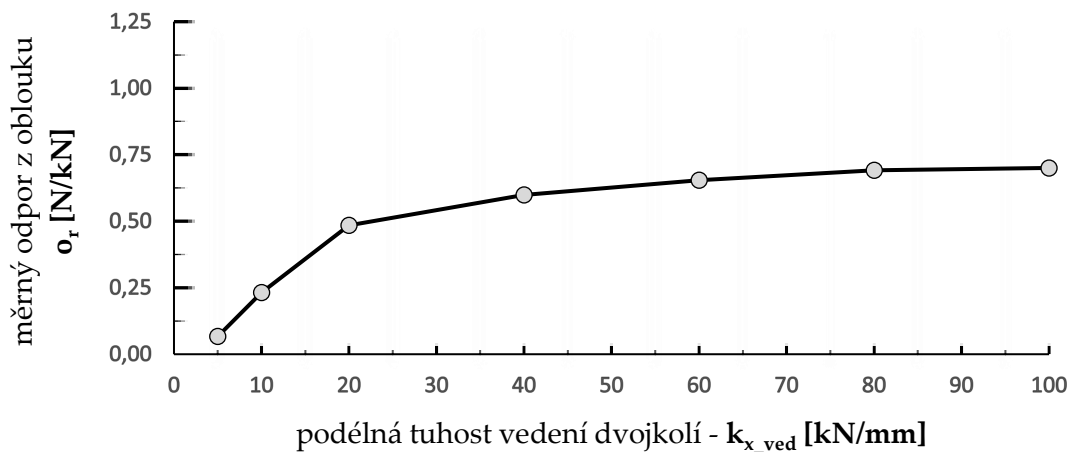
R300 – úhel náběhu α



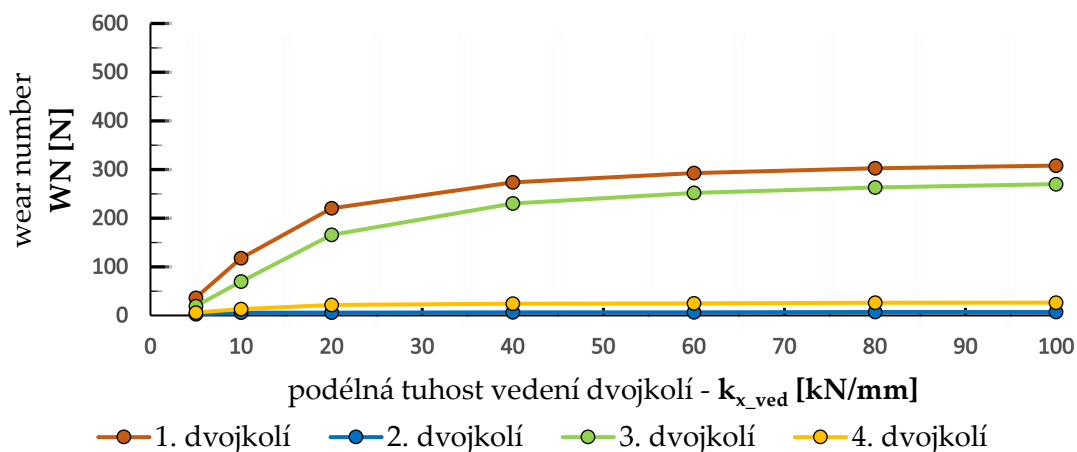
R900 – odpor z oblouku na základě změny vykonané práce



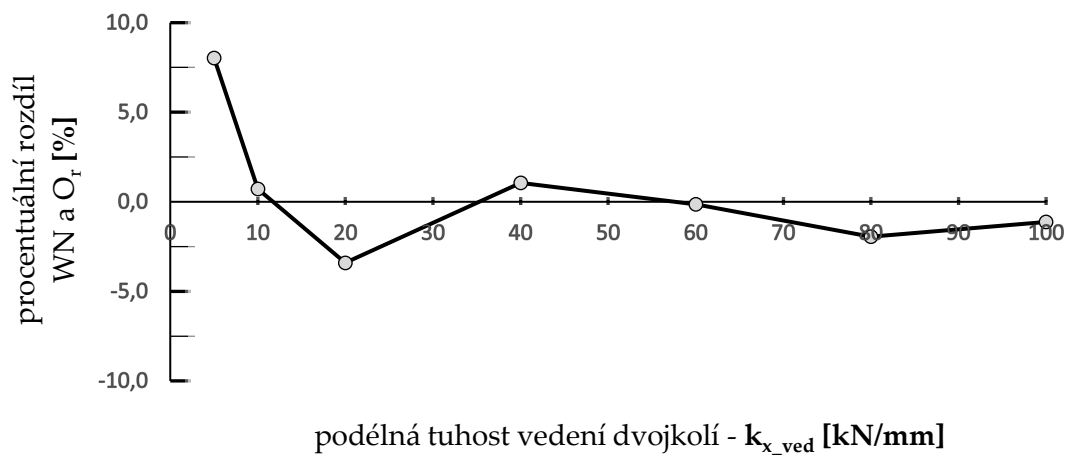
R900 – odpor z oblouku na základě změny vykonané práce – měrný tvar



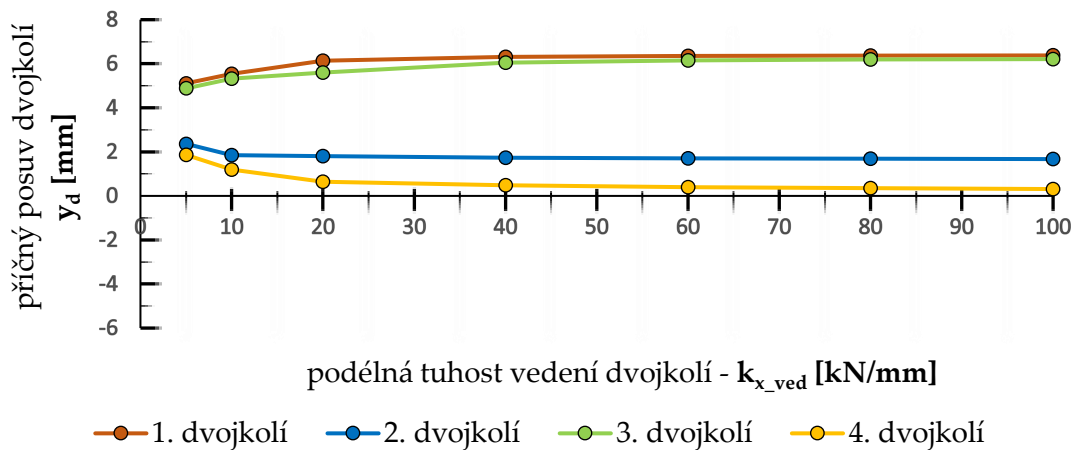
R900 – WN na jednotlivých dvojkolích



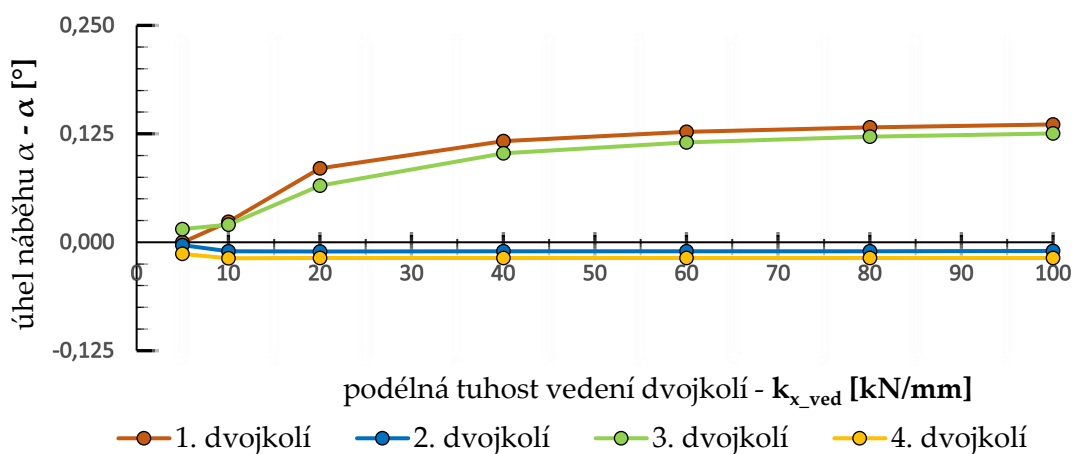
R900 – procentuální rozdíl WN a odporu z oblouku



R900 – příčný posuv dvojkolí

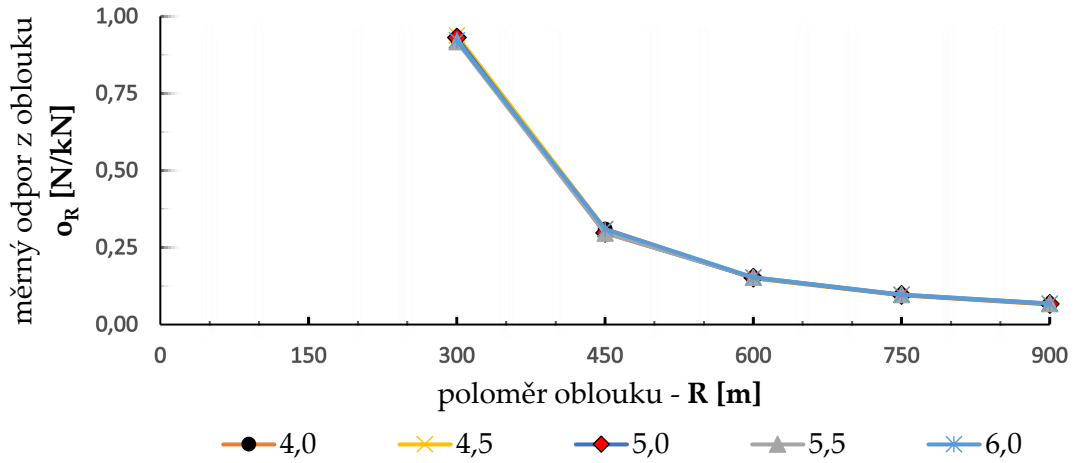


R900 – úhel náběhu α

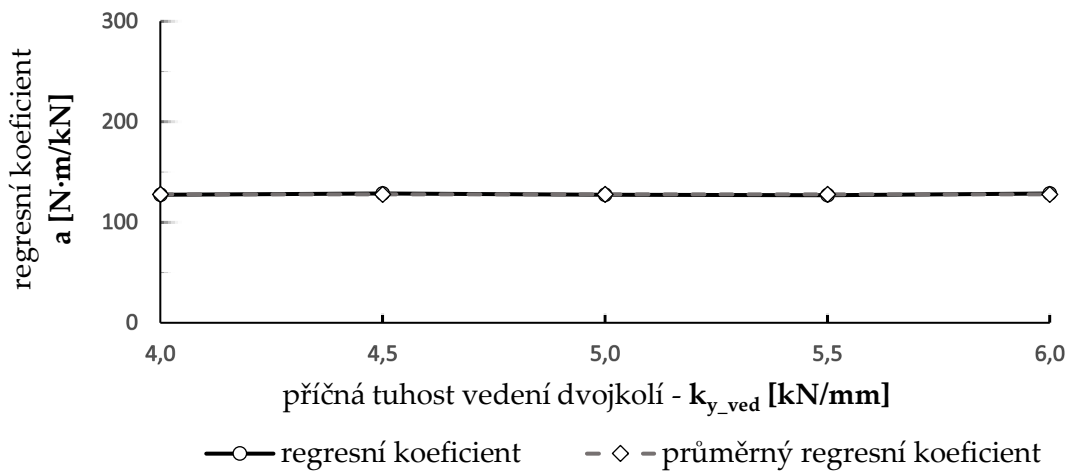


Příloha č. 5 – Příčná tuhost vedení dvojkolí

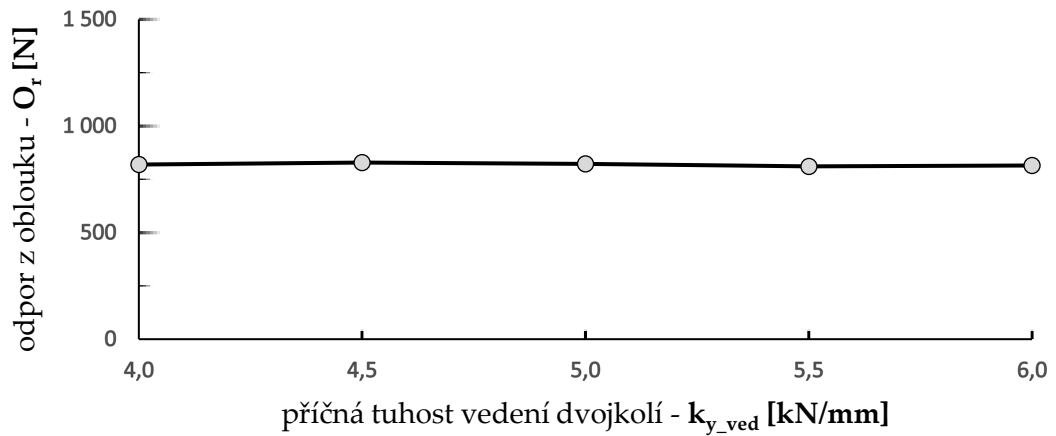
odpor z oblouku při konstantním parametru – měrný tvar



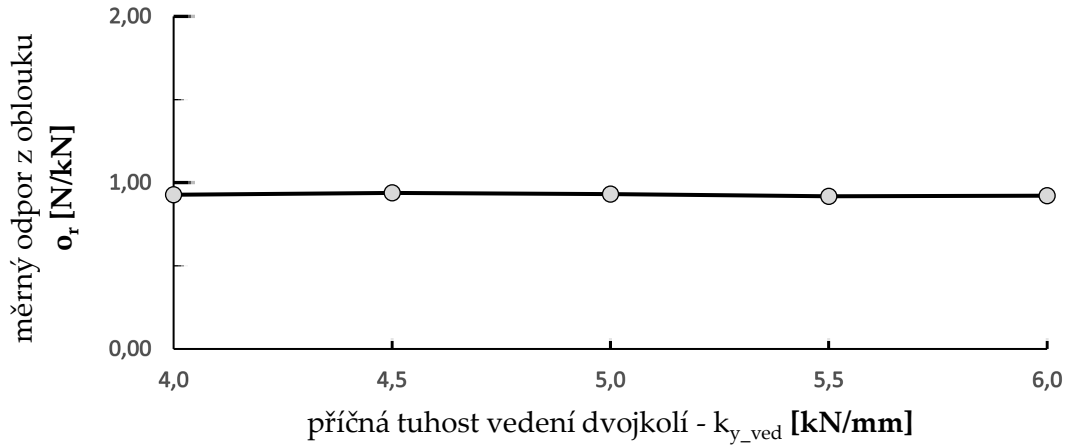
regresní koeficient hyperboly jízdního odporu



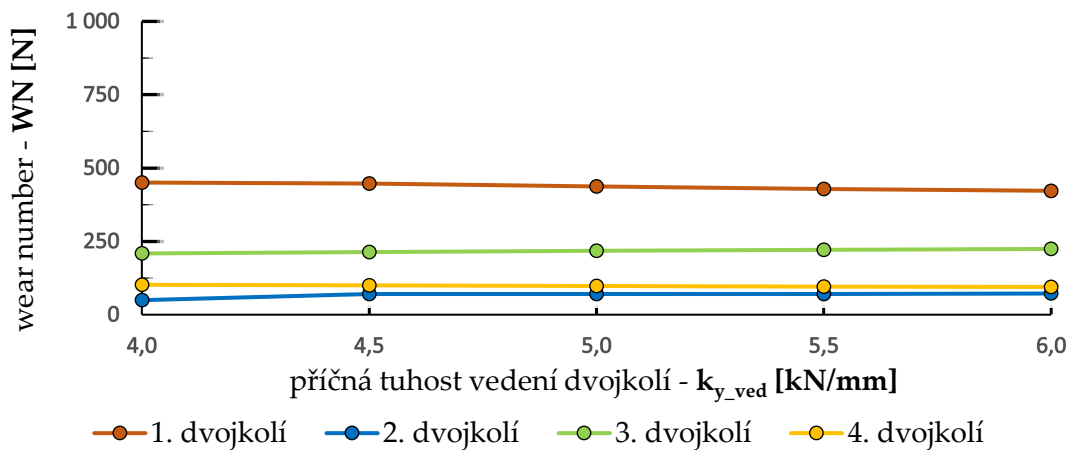
R300 – odpor z oblouku na základě změny vykonané práce



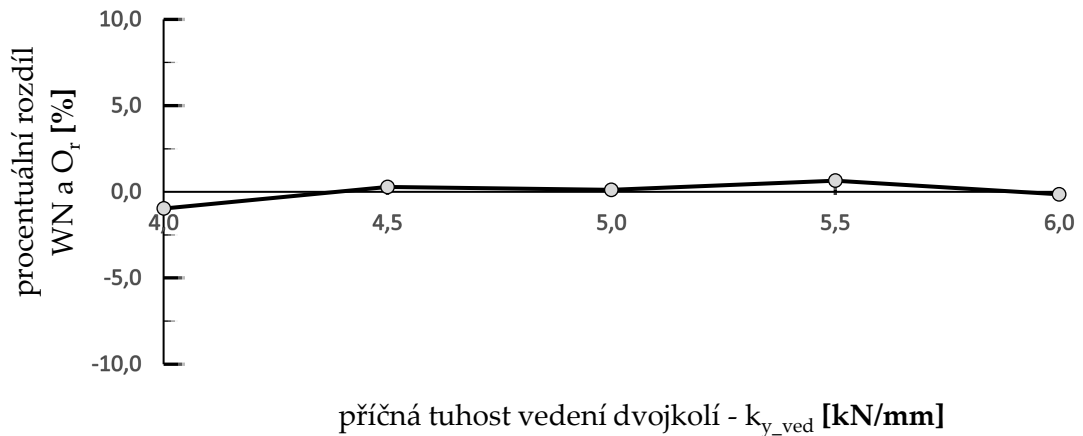
R300 – odpor z oblouku na základě změny vykonané práce – měrný tvar



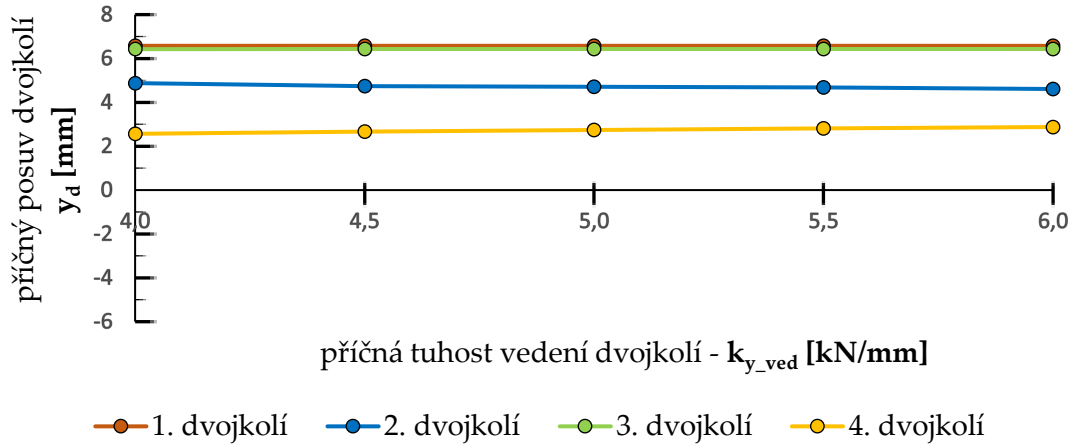
R300 – WN na jednotlivých dvojkolích



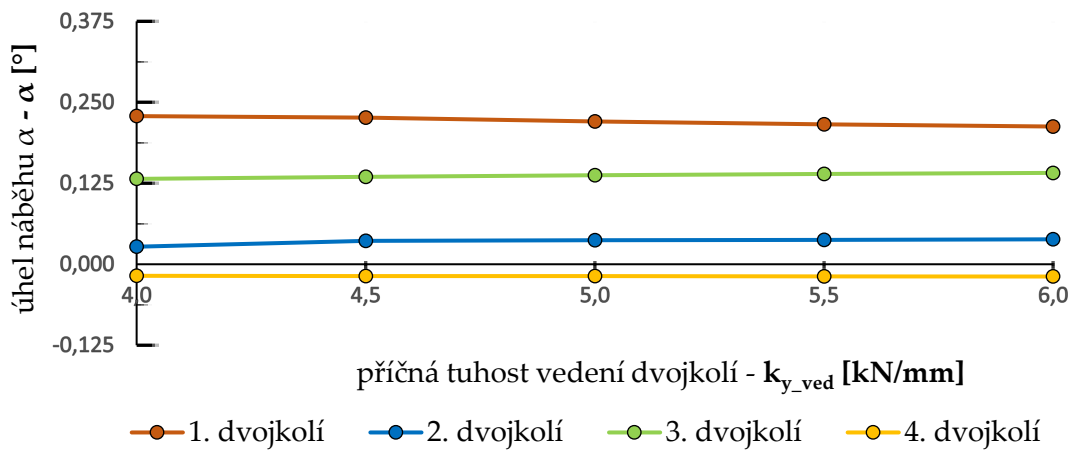
R300 – procentuální rozdíl WN a odporu z oblouku



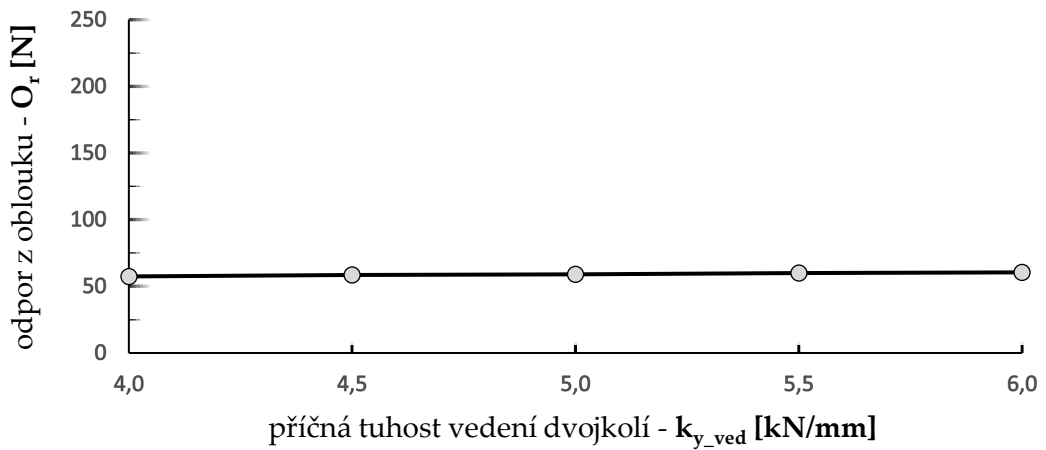
R300 – příčný posuv dvojkolí



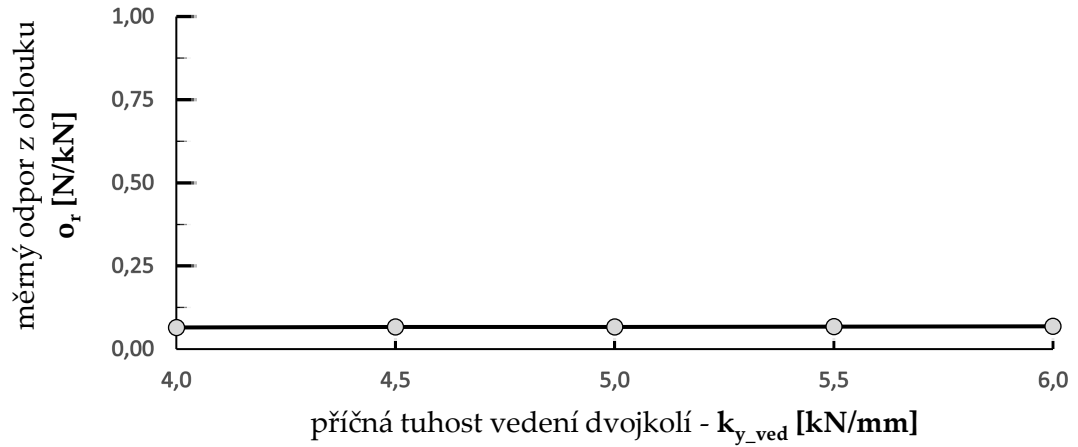
R300 – úhel náběhu α



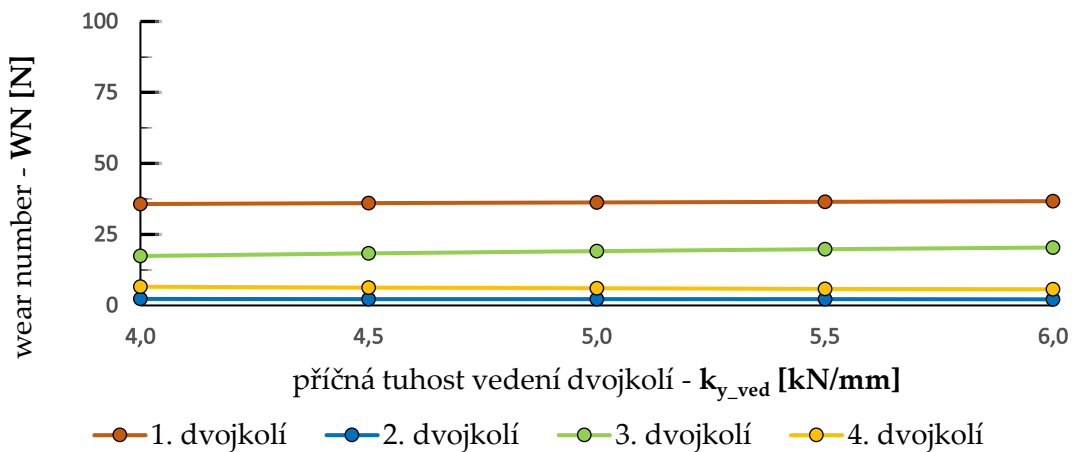
R900 – odpor z oblouku na základě změny vykonané práce



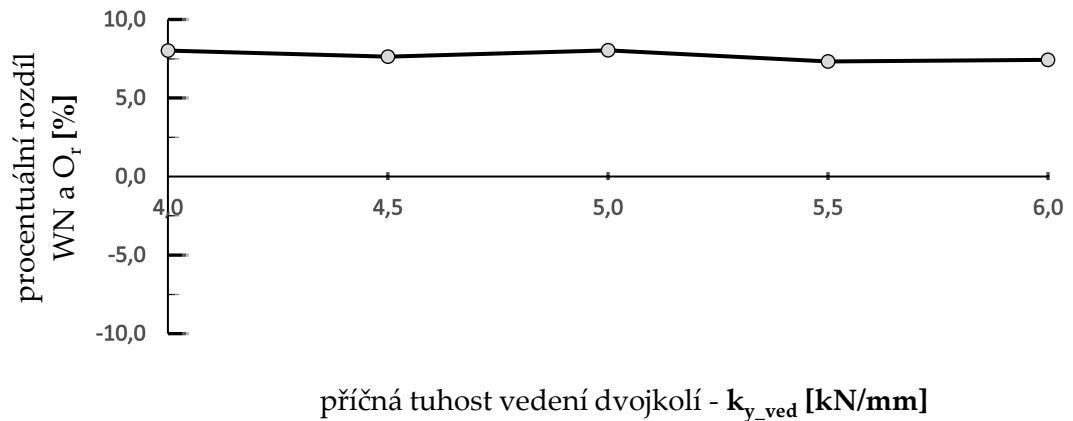
R900 – odpor z oblouku na základě změny vykonané práce – měrný tvar



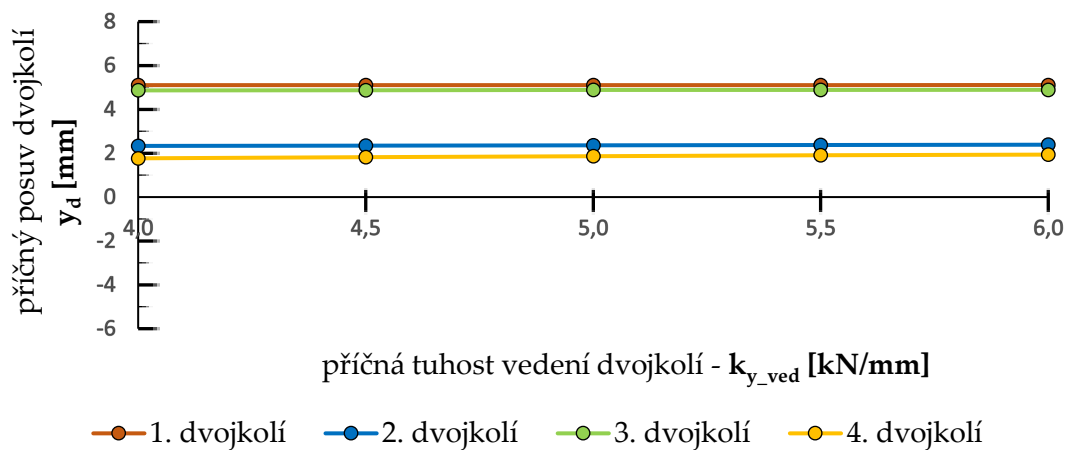
R900 – WN na jednotlivých dvojkolích



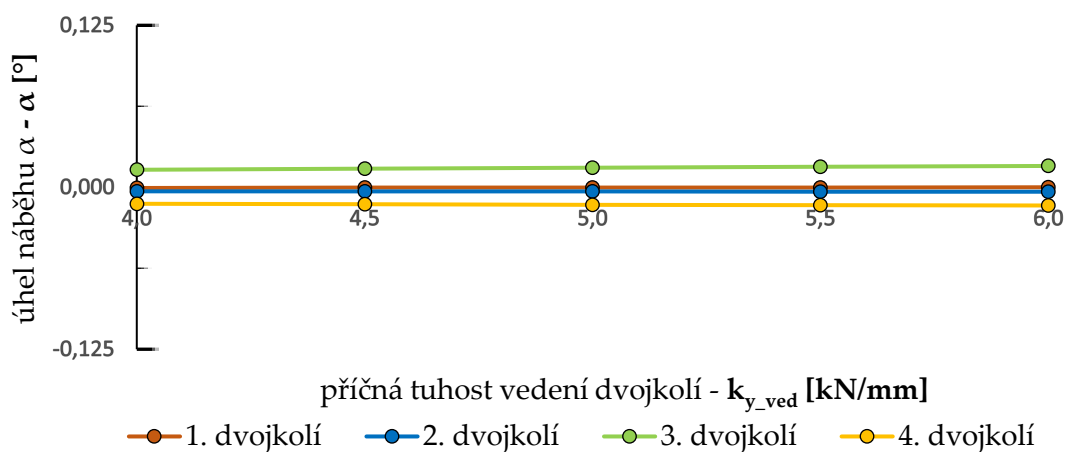
R900 – procentuální rozdíl WN a odporu z oblouku



R900 – příčný posuv dvojkolí

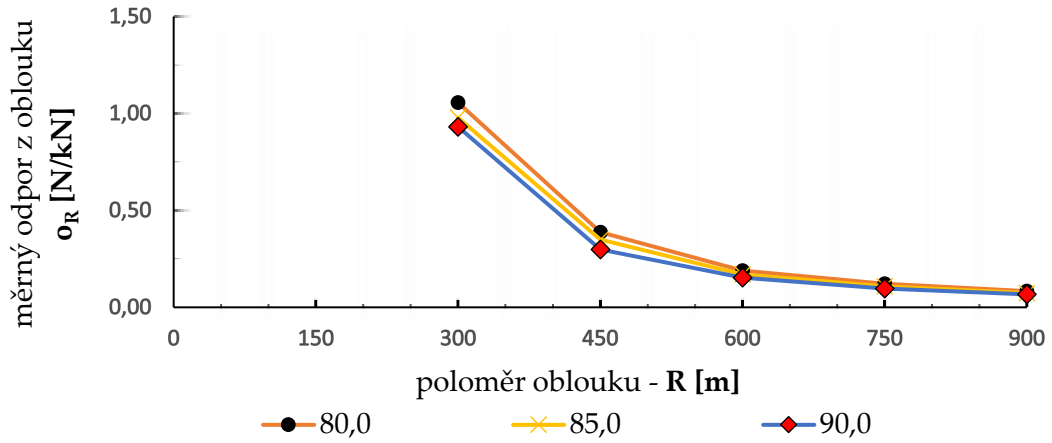


R900 – úhel náběhu α

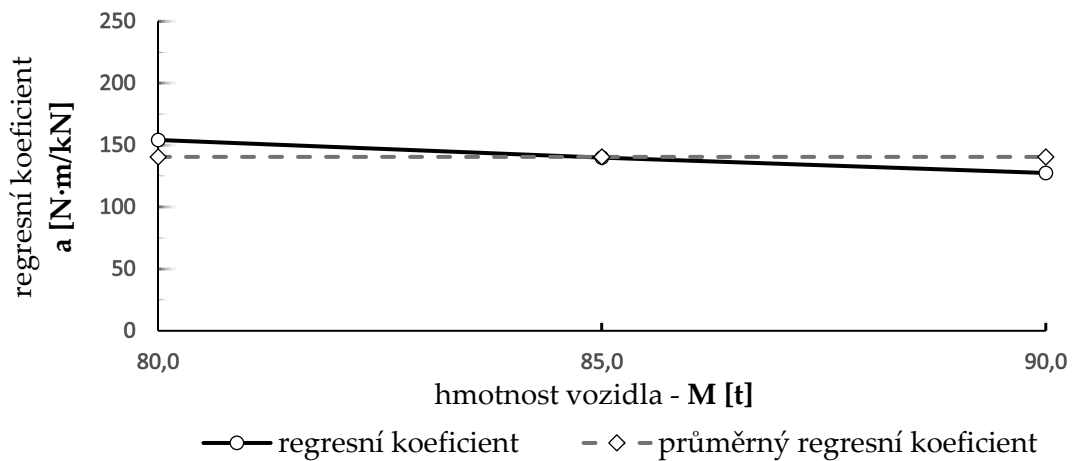


Příloha č. 6 – Hmotnost vozidla

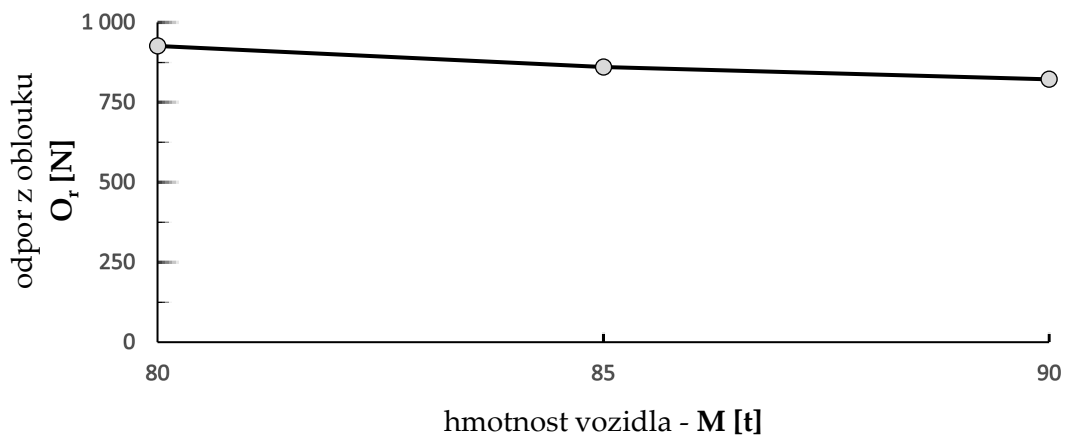
odpor z oblouku při konstantním parametru – měrný tvar



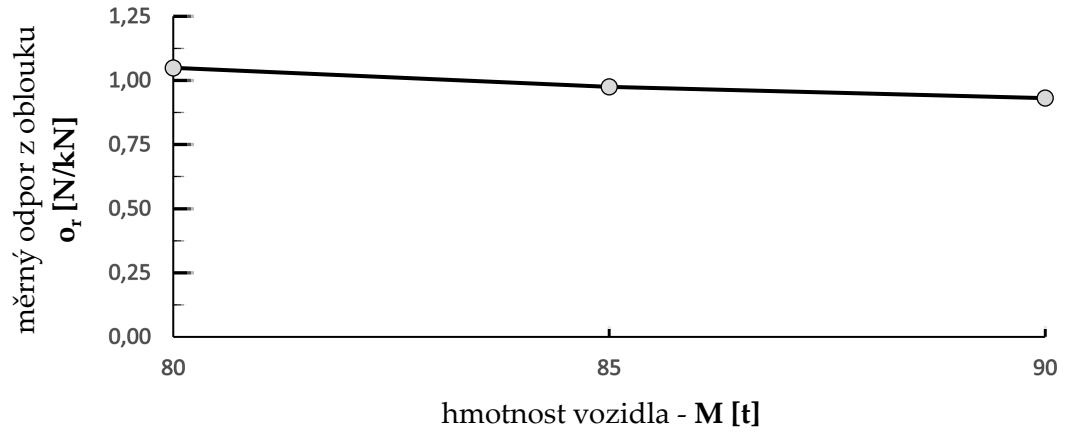
regresní koeficient hyperboly jízdního odporu



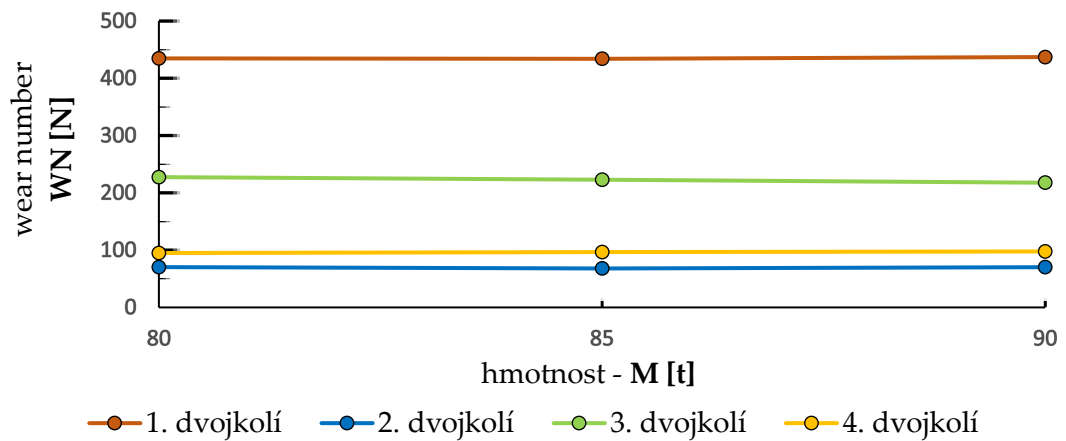
R300 – odpor z oblouku na základě změny vykonané práce



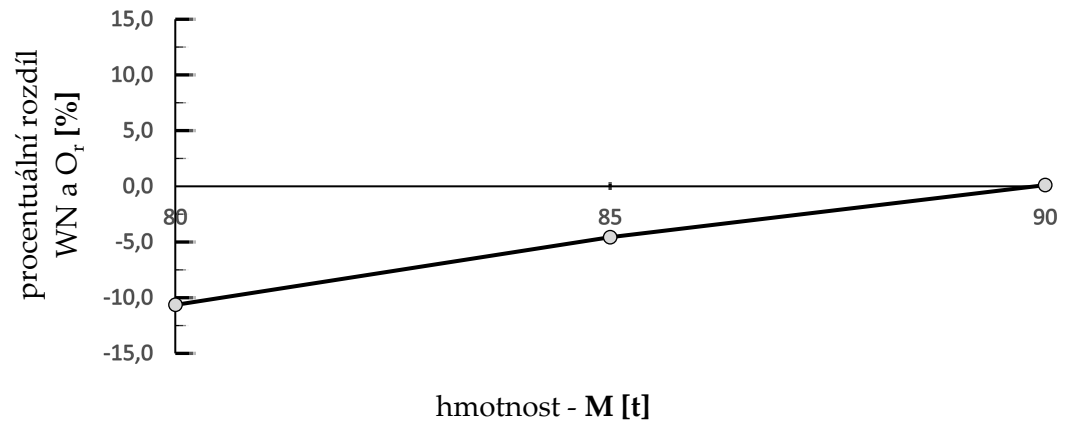
R300 – odpor z oblouku na základě změny vykonané práce – měrný tvar



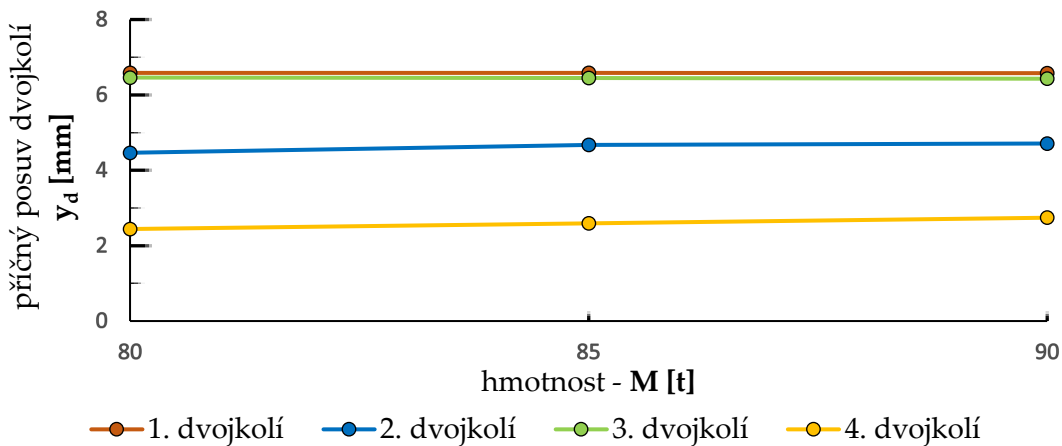
R300 – WN na jednotlivých dvojkolích



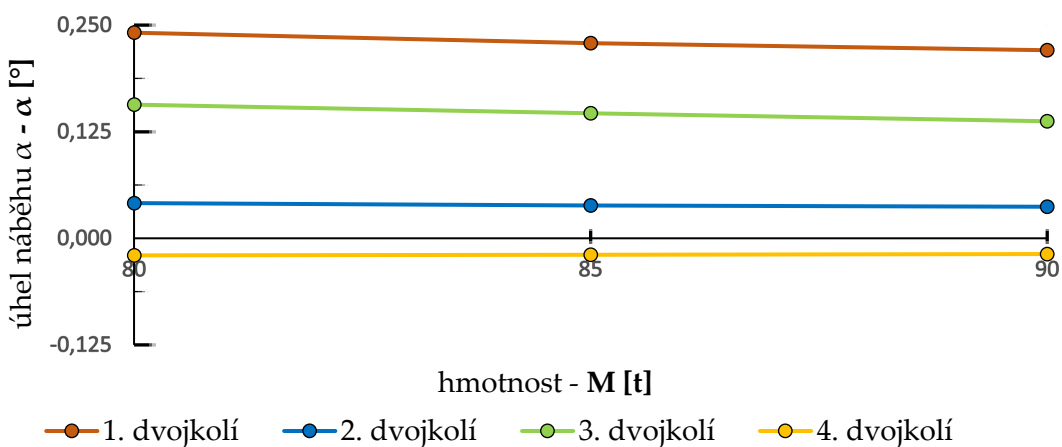
R300 – procentuální rozdíl WN a odporu z oblouku



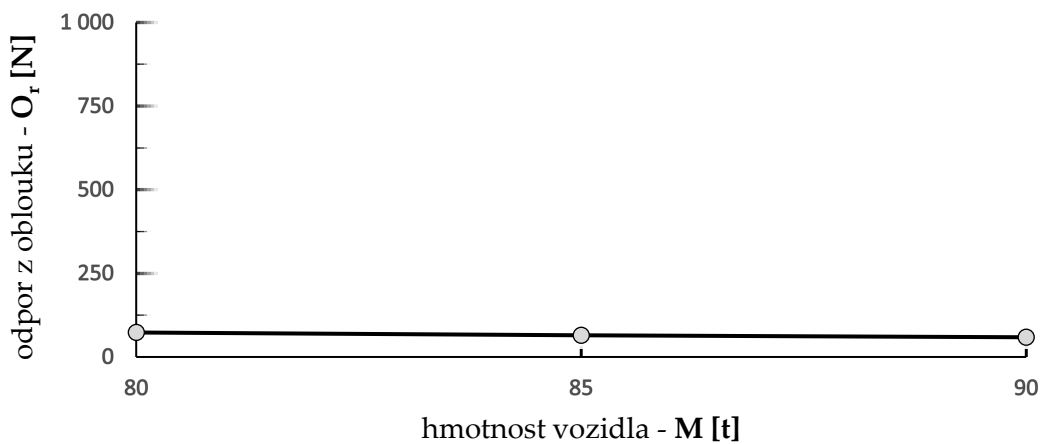
R300 – příčný posuv dvojkolí



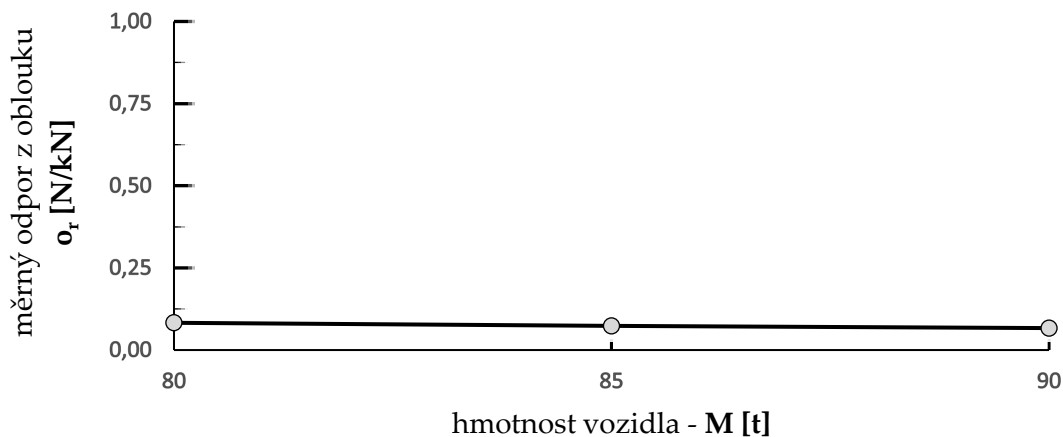
R300 – úhel náběhu α



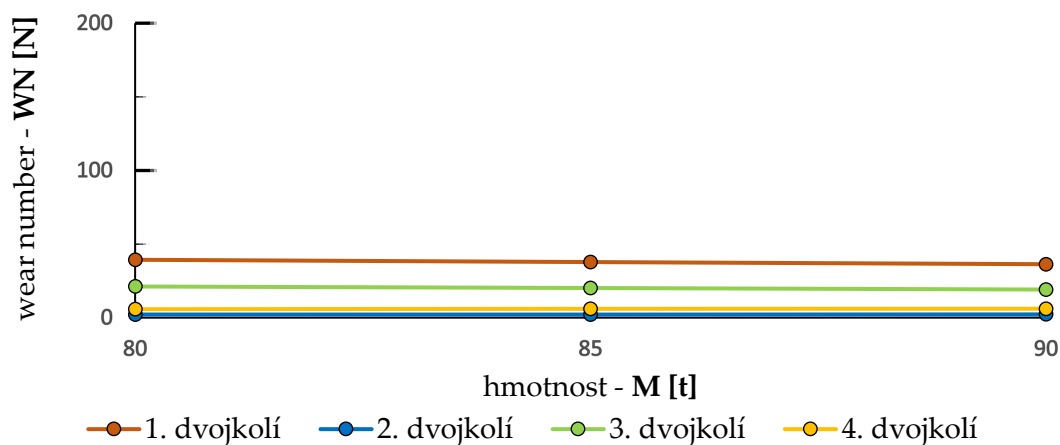
R900 – odpor z oblouku na základě změny vykonané práce



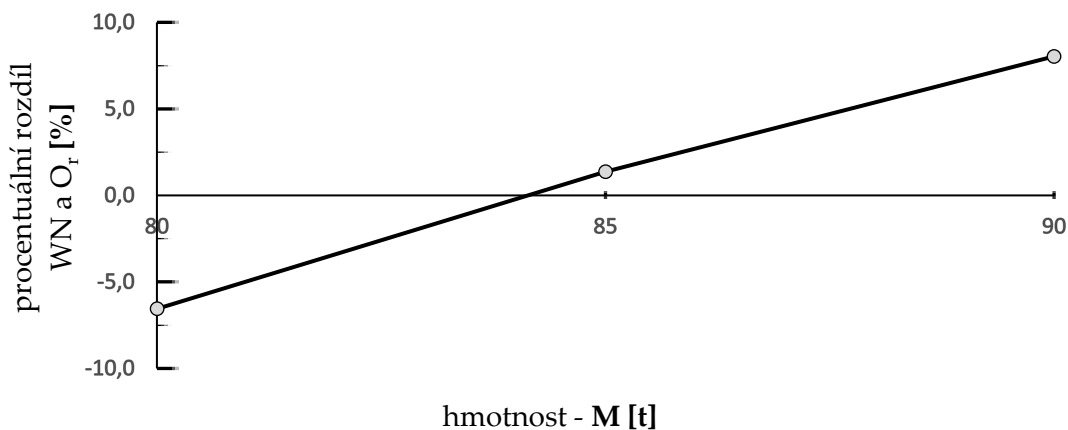
R900 – odpor z oblouku na základě změny vykonané práce – měrný tvar



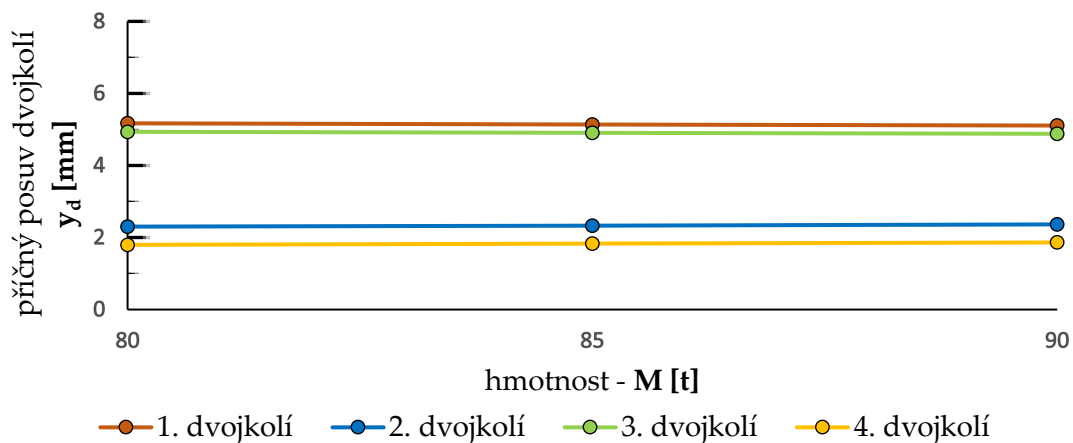
R900 – WN na jednotlivých dvojkolích



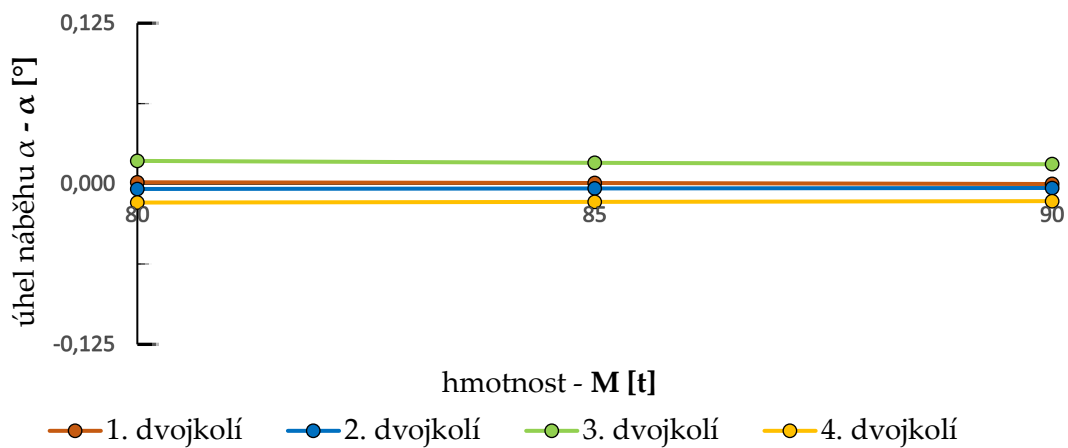
R900 – procentuální rozdíl WN a odporu z oblouku



R900 – příčný posuv dvojkolí

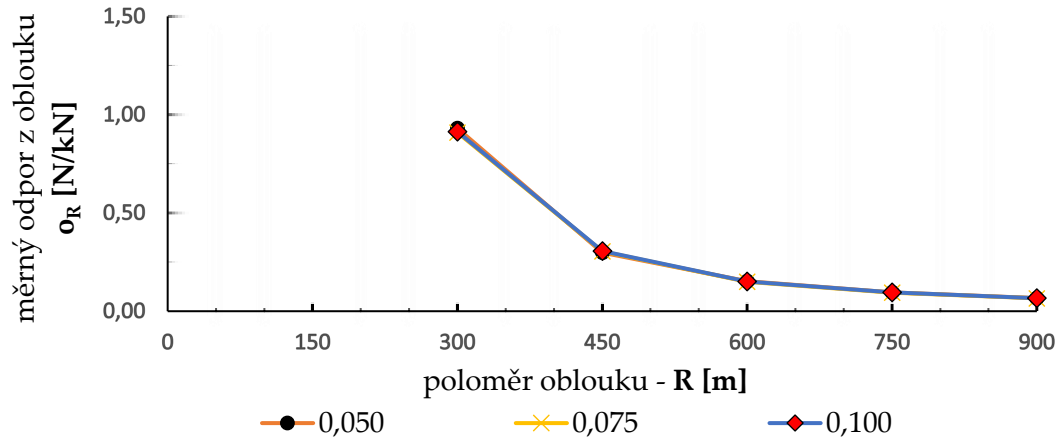


R900 – úhel náběhu α

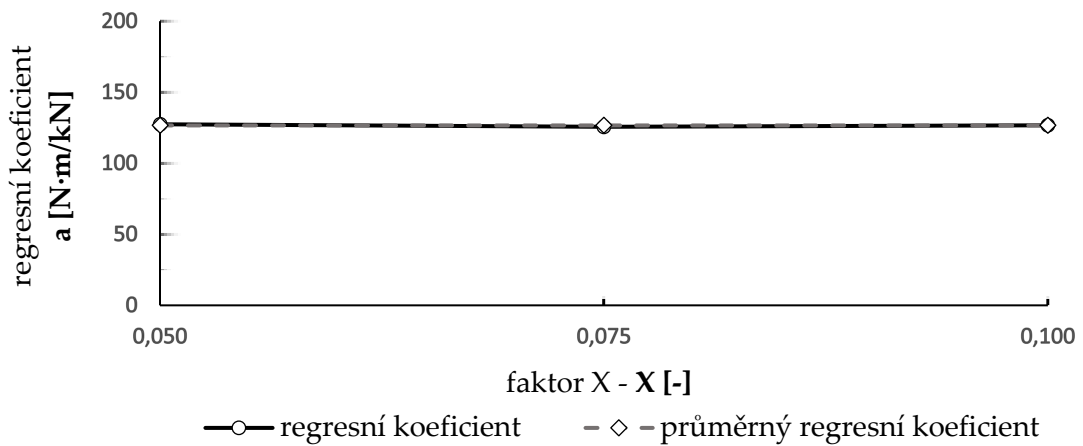


Příloha č. 7 – Odpor proti natočení

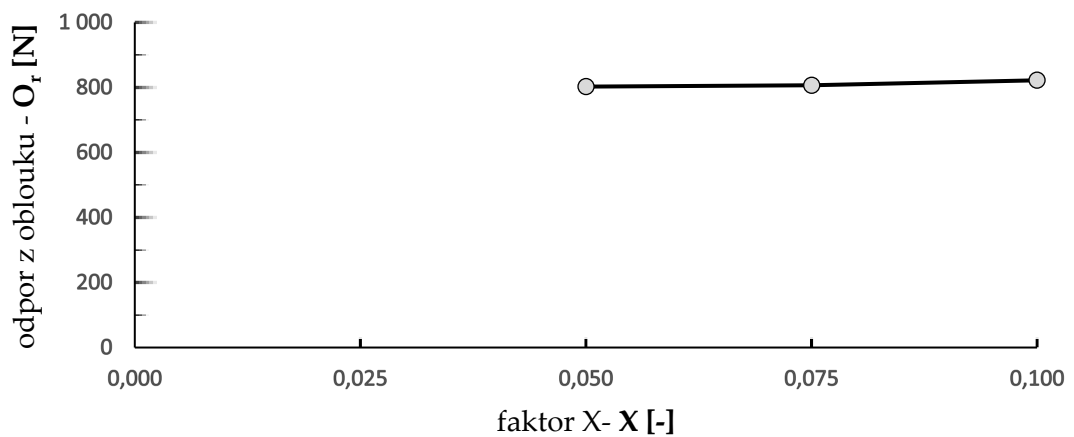
odpor z oblouku při konstantním parametru – měrný tvar



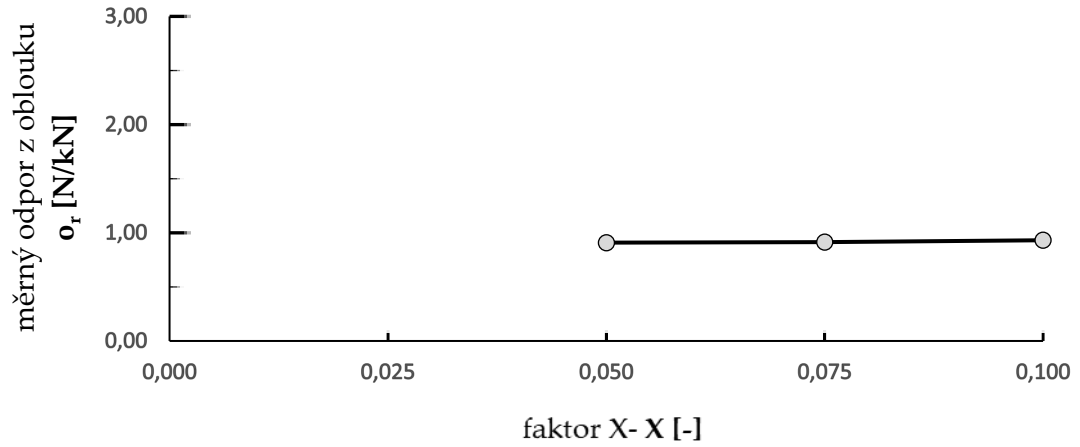
regresní koeficient hyperboly jízdního odporu



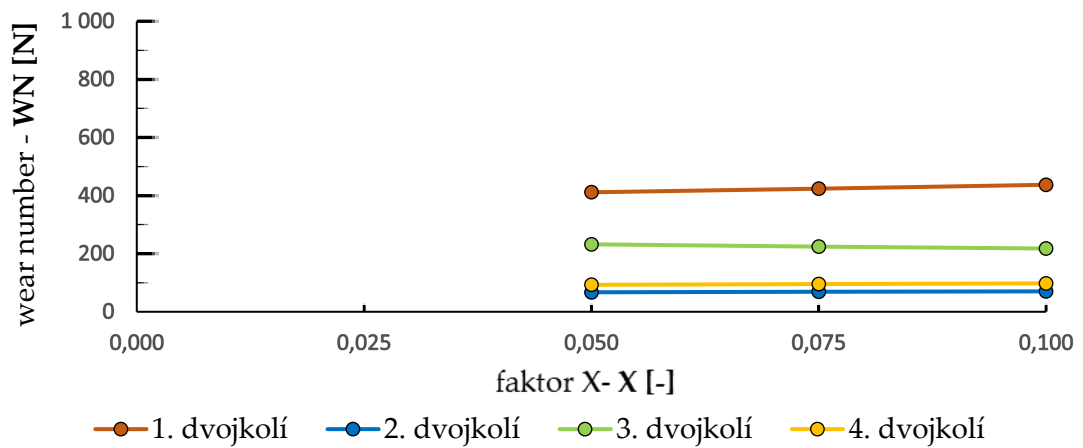
R300 – odpor z oblouku na základě změny vykonané práce



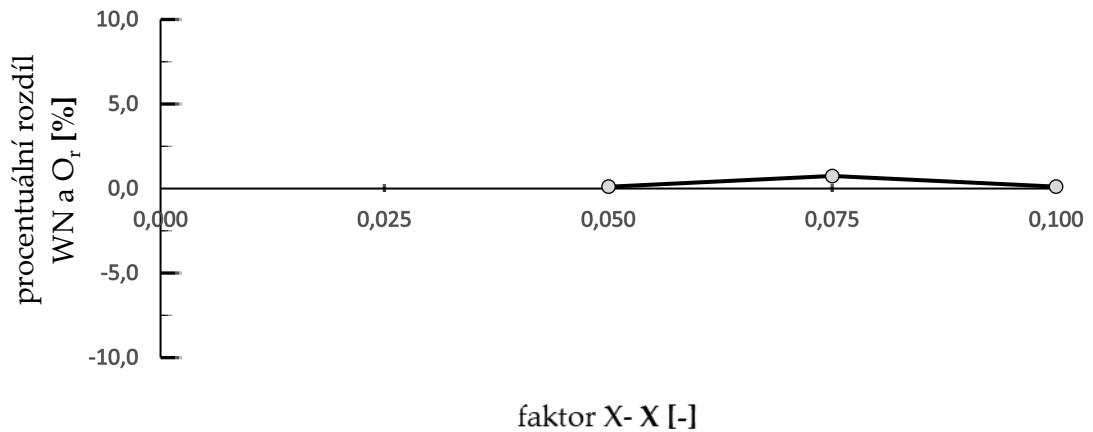
R300 – odpor z oblouku na základě změny vykonané práce – měrný tvar



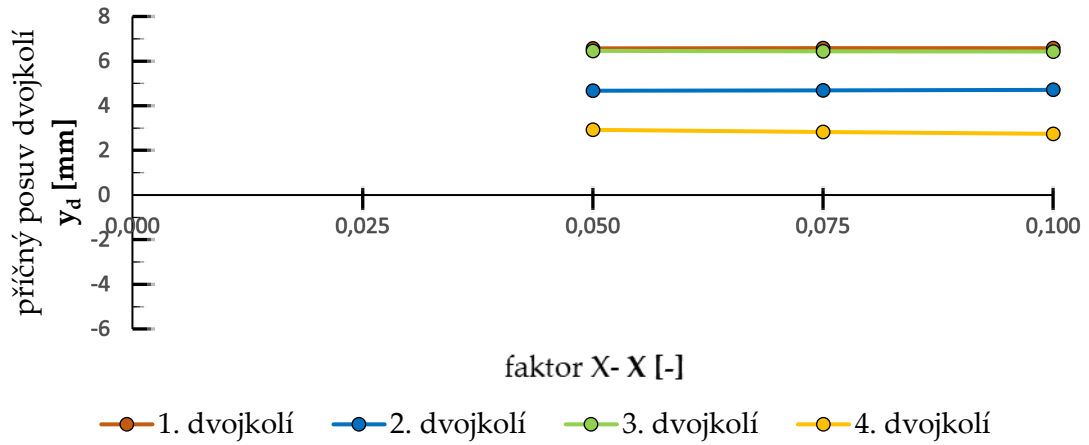
R300 – WN na jednotlivých dvojkolích



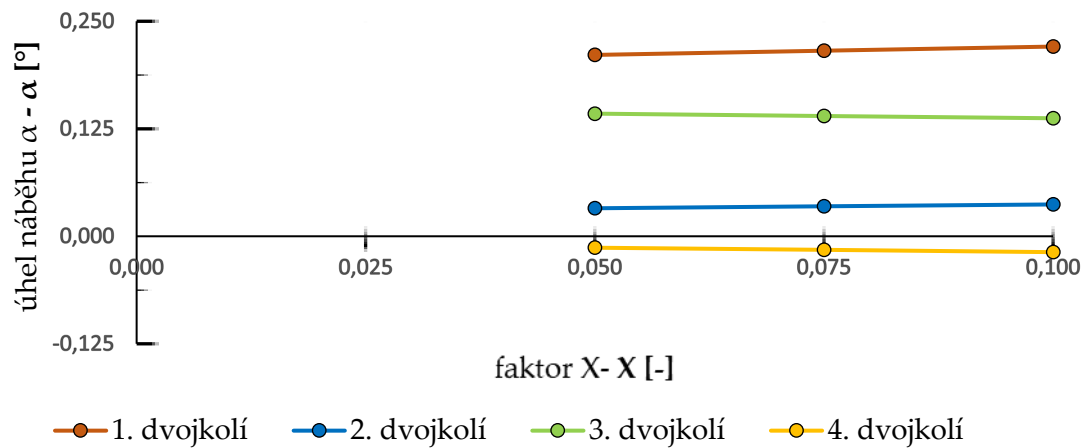
R300 – procentuální rozdíl WN a odporu z oblouku



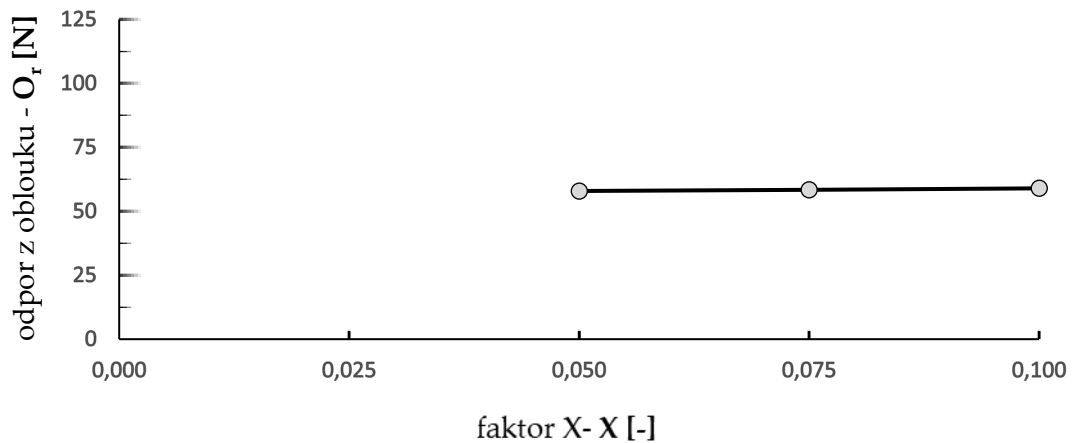
R300 – příčný posuv dvojkolí



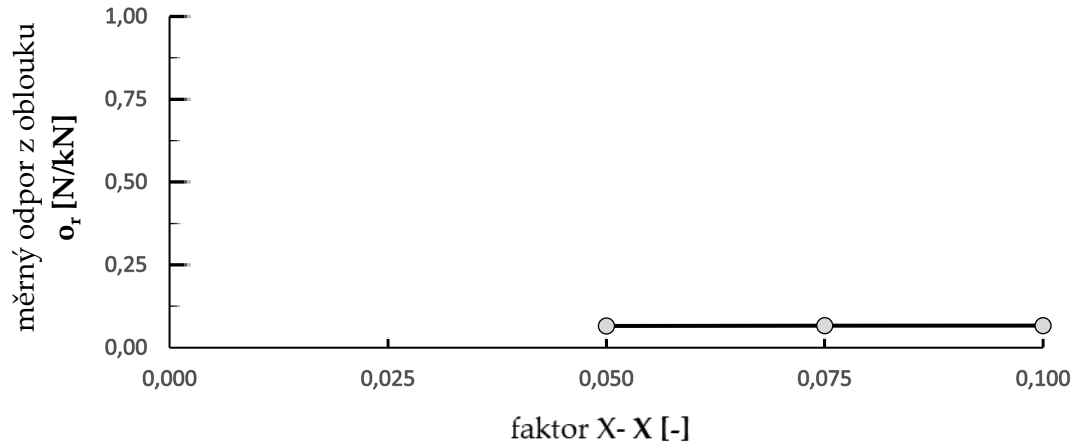
R300 – úhel náběhu α



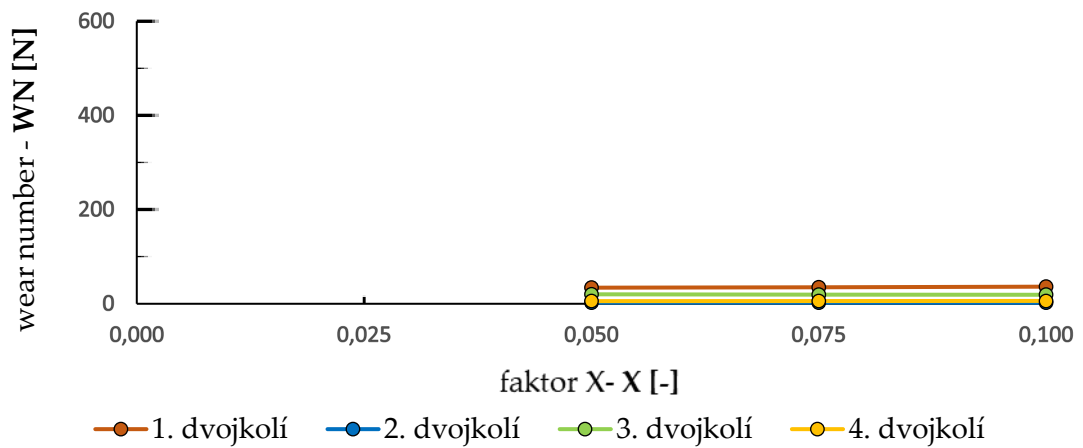
R900 – odpor z oblouku na základě změny vykonané práce



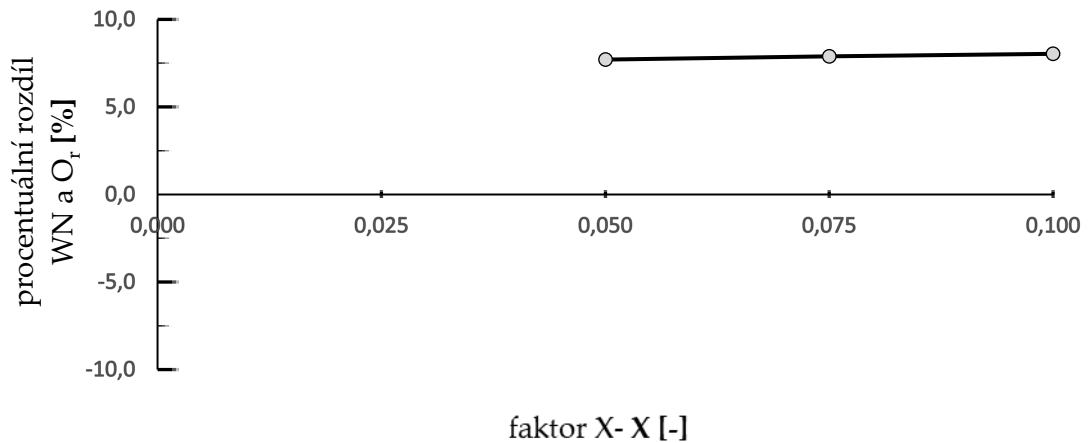
R900 – odpor z oblouku na základě změny vykonané práce – měrný tvar



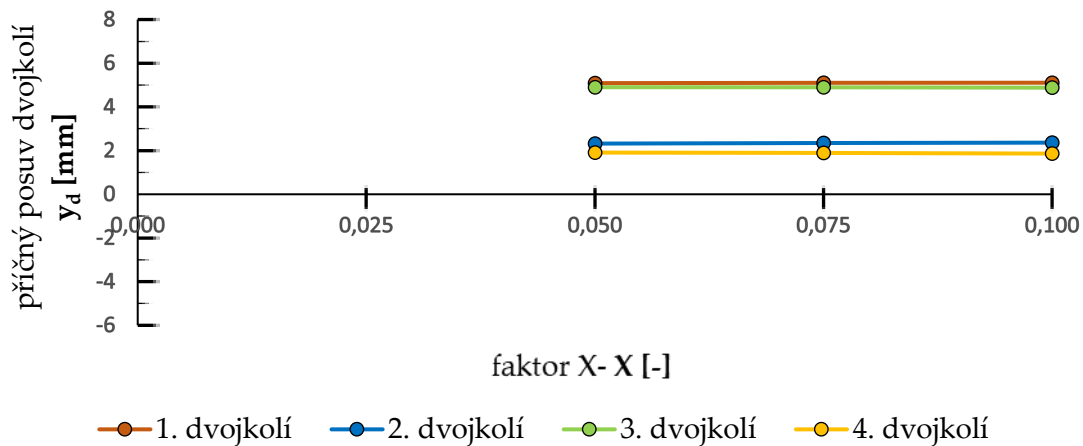
R900 – WN na jednotlivých dvojkolích



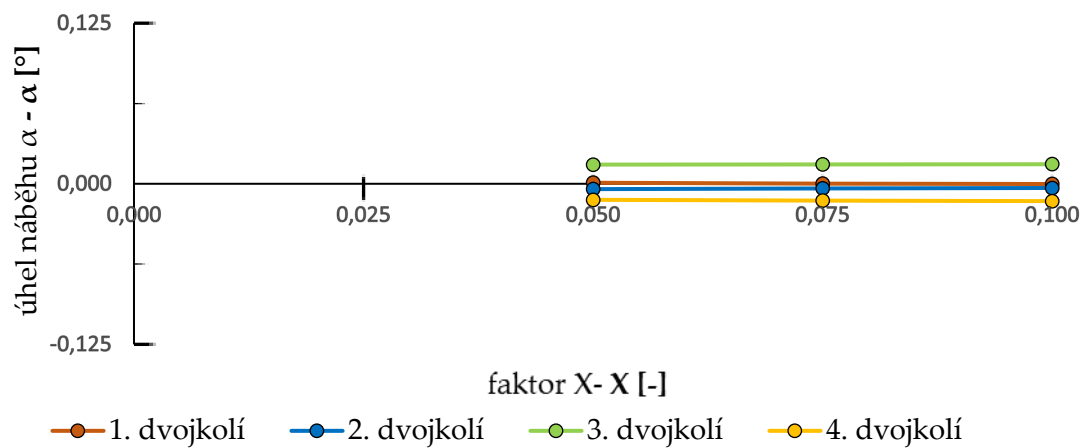
R900 – procentuální rozdíl WN a odporu z oblouku



R900 – příčný posuv dvojkolí

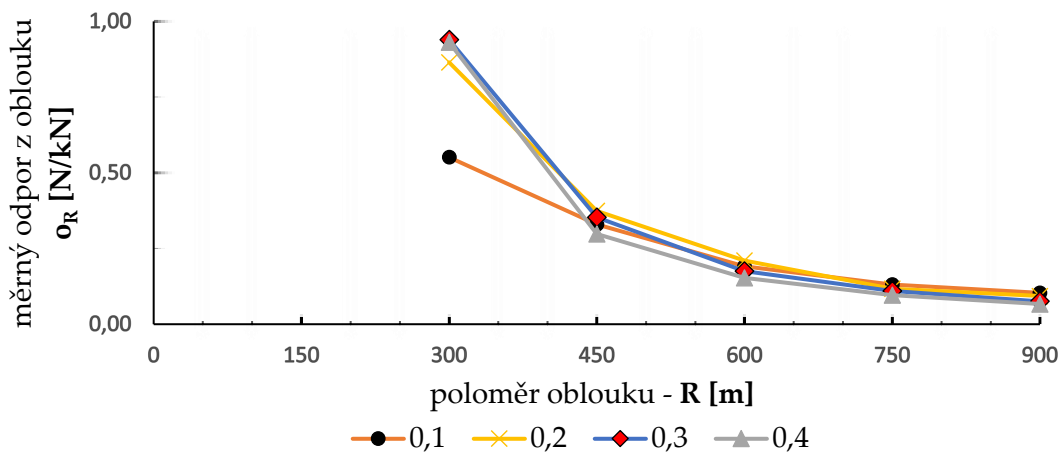


R900 – úhel náběhu α

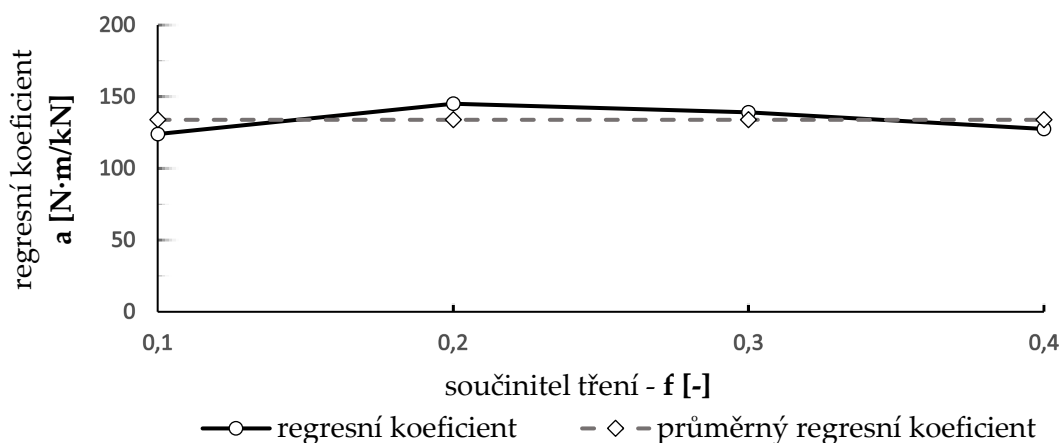


Příloha č. 8 – Součinitel tření

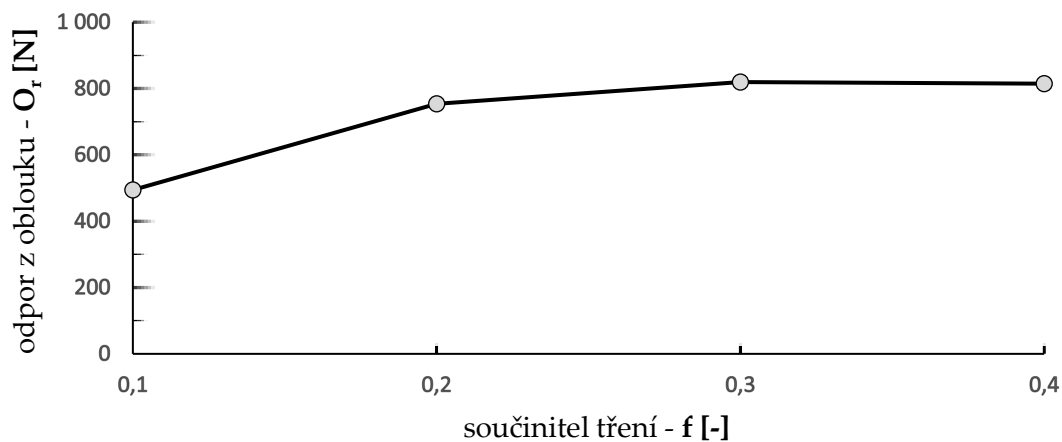
odpor z oblouku při konstantním parametru – měrný tvar



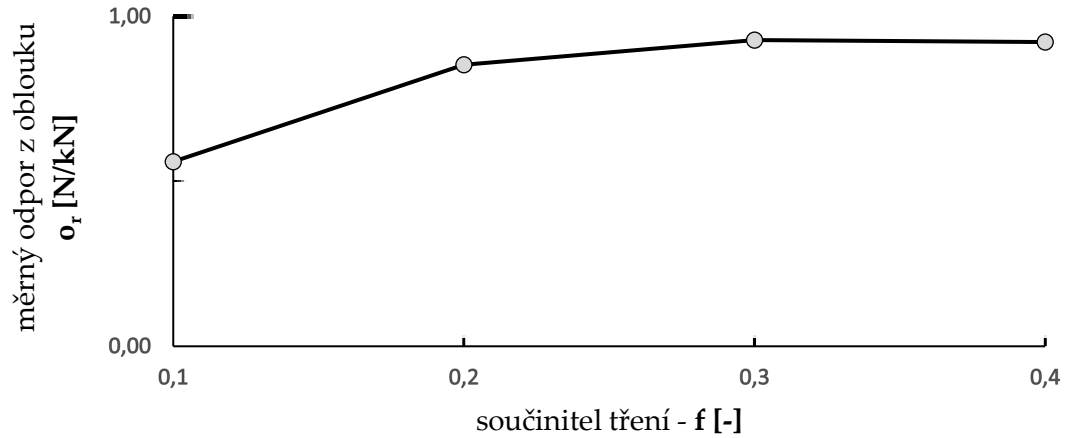
regresní koeficient hyperboly jízdního odporu



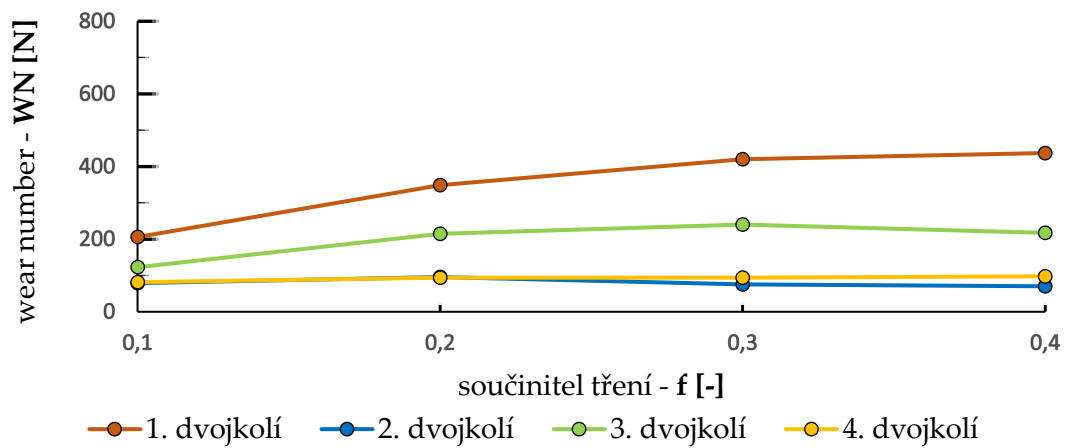
R300 – odpor z oblouku na základě změny vykonané práce



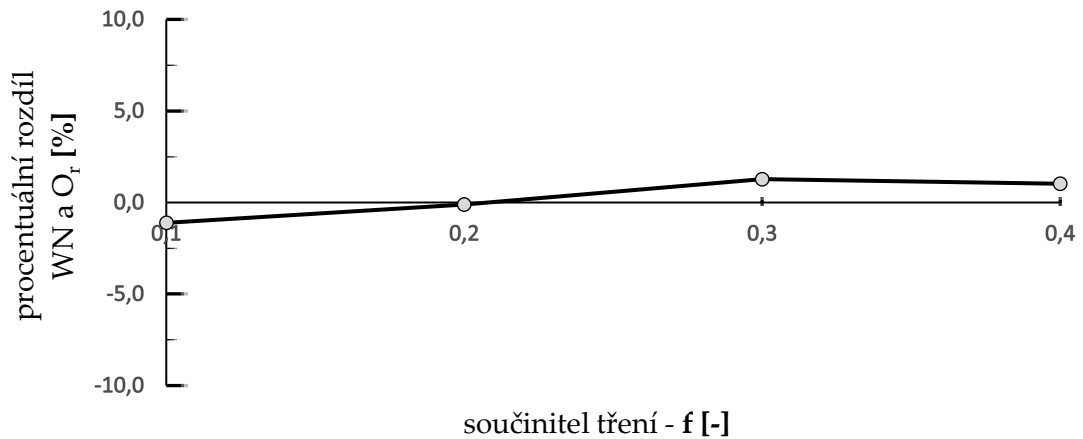
R300 – odpor z oblouku na základě změny vykonané práce – měrný tvar



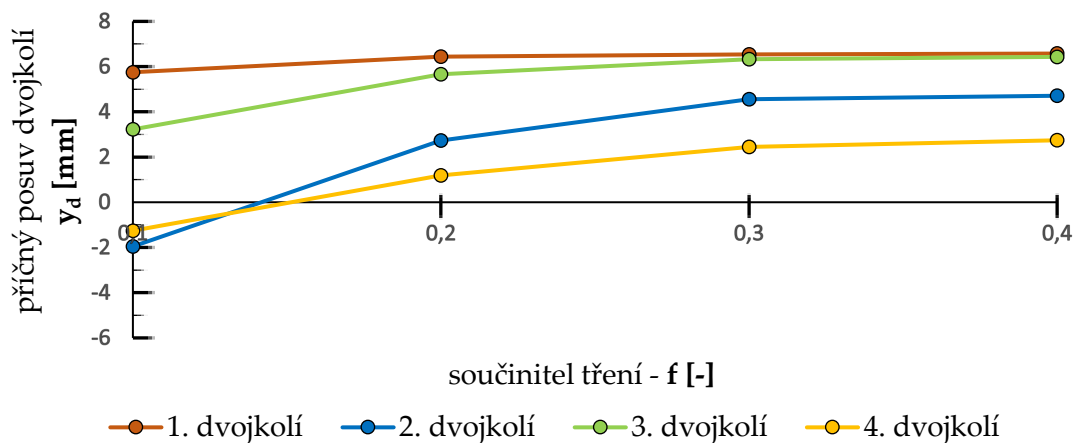
R300 – WN na jednotlivých dvojkolích



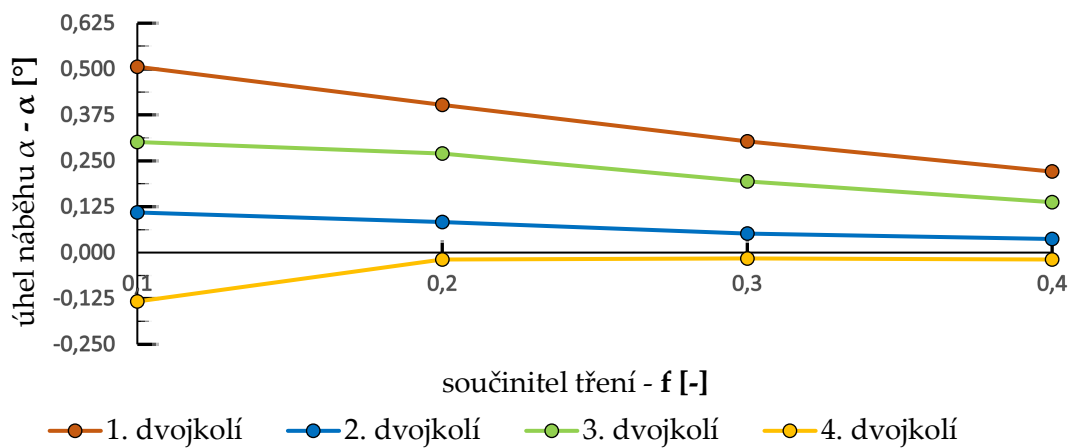
R300 – procentuální rozdíl WN a odporu z oblouku



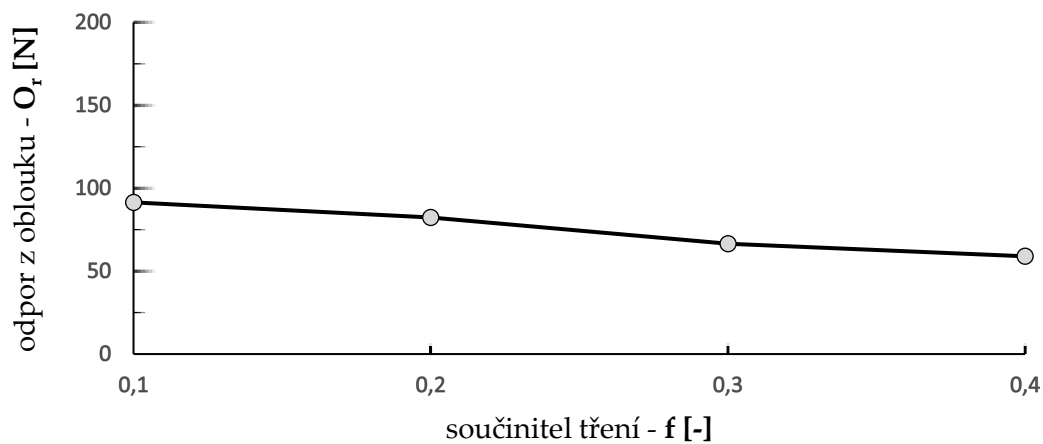
R300 – příčný posuv dvojkolí



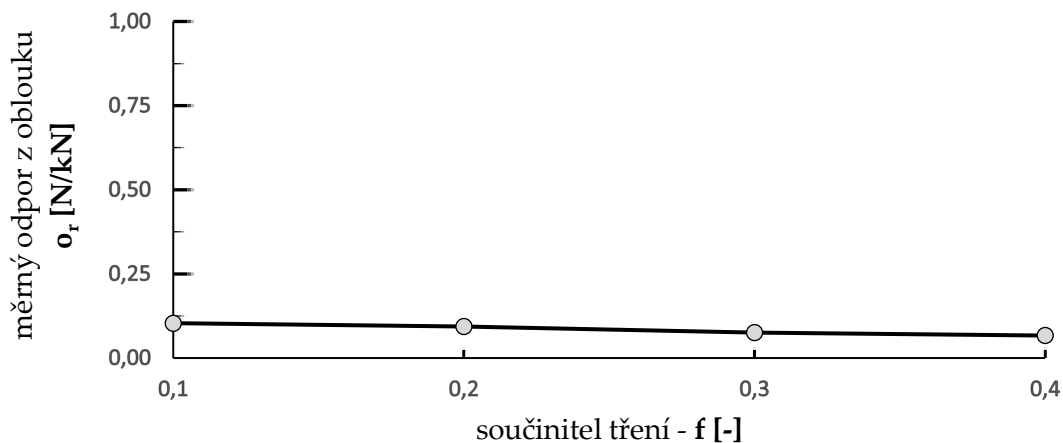
R300 – úhel náběhu α



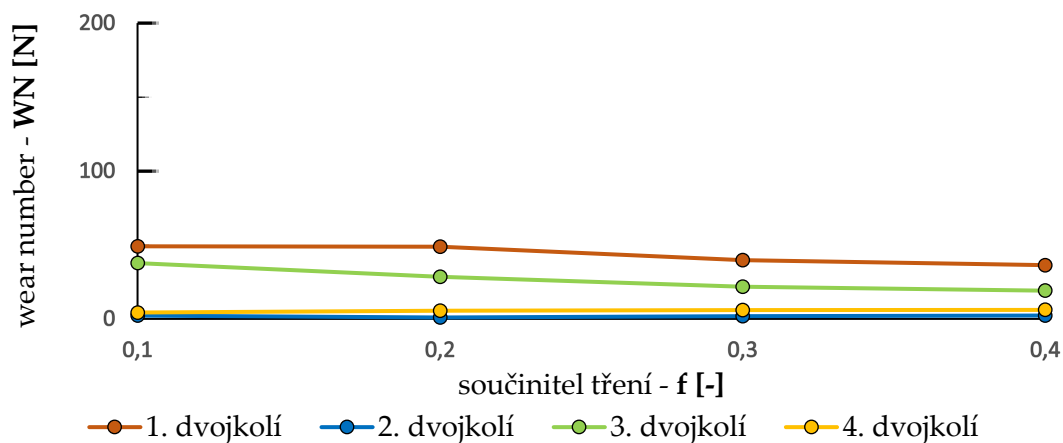
R900 – odpor z oblouku na základě změny vykonané práce



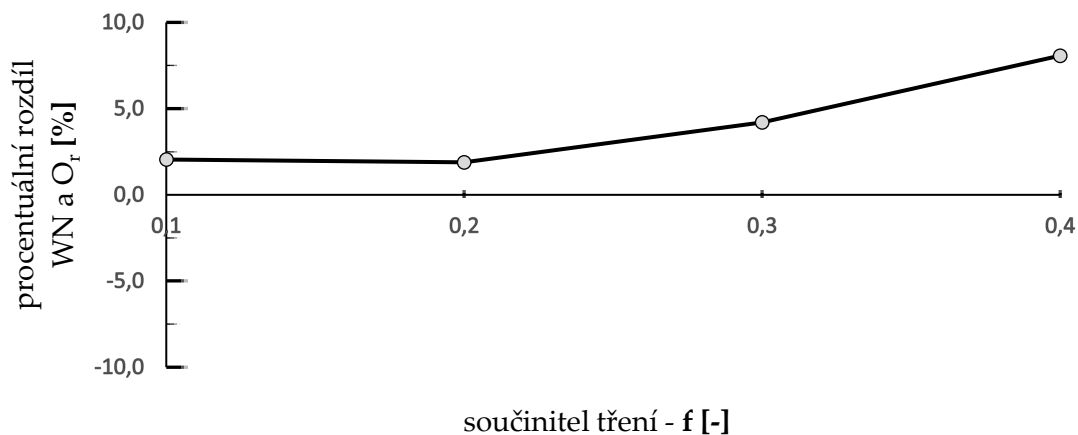
R900 – odpor z oblouku na základě změny vykonané práce – měrný tvar



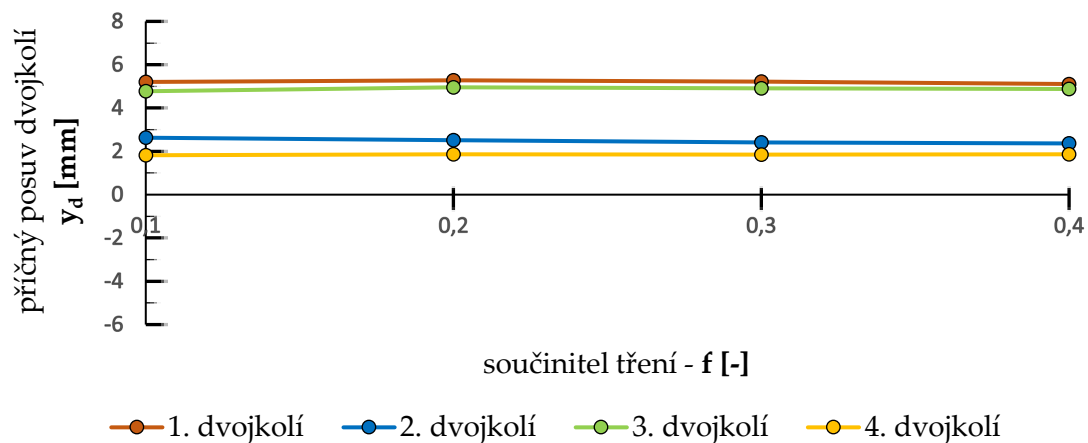
R900 – WN na jednotlivých dvojkolích



R900 – procentuální rozdíl WN a odporu z oblouku



R900 – příčný posuv dvojkolí



R900 – úhel náběhu α

