



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Research results of rail vehicle with active elements in the vehicle running gear

číslo zprávy	KV-Z22-05	revize	1
	jméno	datum	podpis
vypracoval	Ing. Jan Kalivoda, Ph.D.	6. 12. 2022	
kontroloval	doc. Ing. Josef Kolář, CSc.	7.12. 2022	
schválil			

Revize

revize	vypracoval	kontroloval	schválil	datum
Rev. 1	Jan Kalivoda			9. 12. 2022
Rev.				
Rev.				
Rev.				
Rev.				
Rev.				

Změny

revize	popis
Rev. 1	release
Rev.	
Rev.	
Rev.	
Rev.	
Rev.	

Obsah

Revize	1
Změny.....	1
1 Úvod	4
2 Motivace	4
3 Vozidlo	4
3.1 Simulační model vozidla	5
4 Porovnání potencionálního přínosu systémů snižování vodicích sil v obloucích	6
4.1 STD – Standardní uspořádání vozidla	7
4.2 YFS	7
4.3 MBC1	8
4.4 MBC2	9
4.5 AYD	9
4.6 AWS	10
4.7 Shrnutí	10
5 Systém aktivního natáčení dvojkolí	12
5.1 Architektura systému	12
5.2 Detekce křivosti trati	14
5.3 Detekce úhlu natočení podvozku	15
5.4 Řídící algoritmus natáčení dvojkolí	20
5.4.1 3polohová regulace vysunutí aktuátorů	20
5.4.2 Spojitá, proporcionální regulace vysunutí aktuátorů	22
6 Simulace jízdy vozidla s aktivním natáčením dvojkolí	24
7 Systém aktivního natáčení dvojkolí při jízdě S-obloukem	30
7.1 STD – standardní vozidlo	31
7.2 AWS vozidlo	32
7.3 AWS vozidlo, ideální detekce křivosti trati	34
7.4 STD vozidlo s deaktivovanými tlumiči vrtivých pohybů podvozku	36
7.5 AWS vozidlo s deaktivovanými tlumiči vrtivých pohybů podvozku	37
7.6 Systém aktivního natáčení dvojkolí v S-oblouku – shrnutí	40
8 Využití hydraulických vazeb ve vedení dvojkolí	41
8.1 Simulace jízdy vozidla s hydraulickými vazbami	42
8.1.1 Jízda po reálné trati	42
8.1.2 Průjezd S-obloukem	48
8.1.3 Průjezd S-obloukem s deaktivovanými tlumiči vrtivých pohybů	49
9 Shrnutí	50
10 Kontaktní osoba	51
Poděkování	51
Reference	51

1 Úvod

Zpráva je výstupem č. 2-WP01-014 řešení projektu TN01000026, Národní centrum kompetence Josefa Božka pro pozemní dopravní prostředky. Zpráva shrnuje výsledky simulačních výpočtů zaměřených na posouzení vlastností systému aktivního natáčení dvojkolí čtyřnápravové elektrické lokomotivy. Výsledky experimentů na kladkovém stavu jsou shrnuty v [1].

2 Motivace

Silová interakce koleje a železničního dvojkolí je bezesporu jednou z nejdůležitějších otázek v rámci vývoje a kvalitativního hodnocení každého nového železničního vozidla. Povolená maxima sil, kterými působí kolo na kolejnici, jsou definována v příslušných normách a vycházejí zejména z únosnosti železniční infrastruktury. Snaha budovat železnici ekonomickou i ekologickou přináší obecný a trvalý požadavek na snižování těchto sil co nejhlouběji pod stanovené limity. Snížení sil v kontaktu kolo-kolejnice totiž přináší snížení opotřebení vozidla i koleje, a tím i snížení výrazné složky provozních nákladů. Nejčastěji využívané metody snižování vodicích sil vozidla jsou zpravidla založeny na optimalizaci charakteristik vypružení, případně na mechanických, ojedinele i hydraulických vazbách mezi komponenty pojezdu vozidla. Vzhledem k tomu, že se tyto přístupy dostávají stále častěji na hranice svých možností, objevují se myšlenky snižování vodicích sil pomocí aktivně řízených silových prvků v pojezdu [2] a to nejen v podobě teoretických studií a či experimentů, ale i v praktickém nasazení na běžně provozovaných vozidlech [3].

Existuje řada způsobů aplikace aktivně řízených silových prvků v pojezdu vozidla s cílem snížení velikosti vodicích sil v obloucích koleje. Ty se v principu liší umístěním aktuátorů, algoritmy řízení, množstvím vstupních veličin pro řídicí algoritmus i způsoby jejich získávání. Umístění aktivních silových prvků má rovněž úzkou vazbu zajištění bezpečnosti provozu v případě jejich poruchy. Například náhrada konvenčních tlumičů vrtivých pohybů podvozku aktivně řízenými představuje významně nižší rizika spojená s jejich poruchou v porovnání s umístěním aktivních prvků přímo ve vedení dvojkolí.

Cílem práce je posoudit přínos aktivního natáčení dvojkolí v porovnání s dalšími systémy snižování vodicích sil v oblouku koleje a navrhnout základní parametry systému aktivního natáčení dvojkolí pro moderní elektrickou lokomotivu.

3 Vozidlo

Zpráva se zabývá čtyřnápravovou elektrickou lokomotivou s asynchronním individuálním pohonem dvojkolí pomocí duté kloubové hřídele, vedením dvojkolí pomocí ojnic a sekundárním vypružením typu flexicoil. Základní parametry vozidla jsou uvedeny v **Tab. 1**. Hodnoty tuhostí primárního vypružení a vedení dvojkolí jsou vztaženy na jednu ložiskovou komoru, hodnoty tuhostí sekundárního vypružení na jednu stranu podvozku.

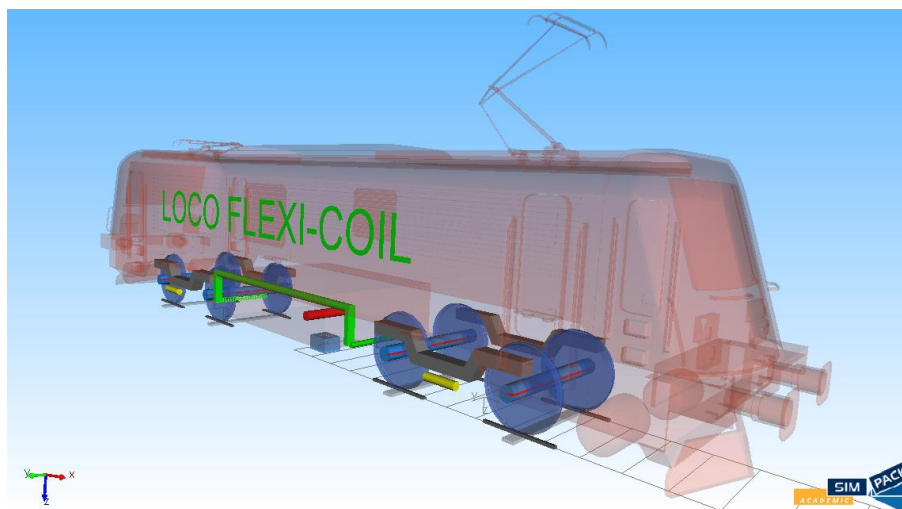
vozidlo			
celková hmotnost	m_v	[kg]	90 200
maximální rychlost	v_{max}	[km/h]	200
rozchod	G	[mm]	1 435
rozvor podvozku	a	[mm]	2 500
vzdálenost otočných čepů	u	[mm]	8 700
průměr kola	d_k	[mm]	1 250
primární vypružení a vedení dvojkolí			
podélná tuhost ojnice vedení dvojkolí	k_{vd}	[N/mm]	85 000
příčná tuhost primárního vypružení	k_{1x}, k_{1y}	[N/mm]	3 800
svislá tuhost primárního vypružení	k_{1z}	[N/mm]	2 200
sekundární vypružení			
podélná tuhost	k_{1x}	[N/mm]	300
příčná tuhost	k_{1y}	[N/mm]	300

svislá tuhost	k_{1z}	[N/mm]	1 000
---------------	----------	--------	-------

Tab. 1. Základní parametry vozidla

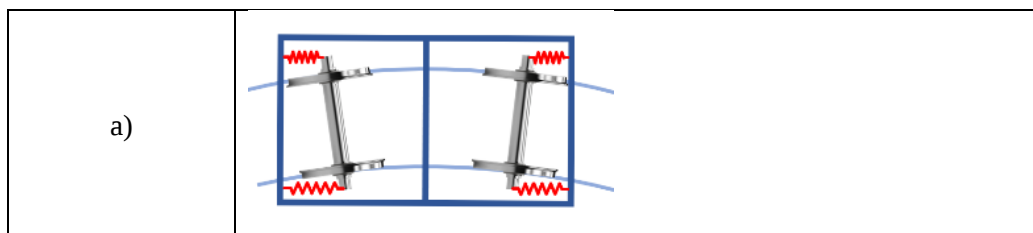
3.1 Simulační model vozidla

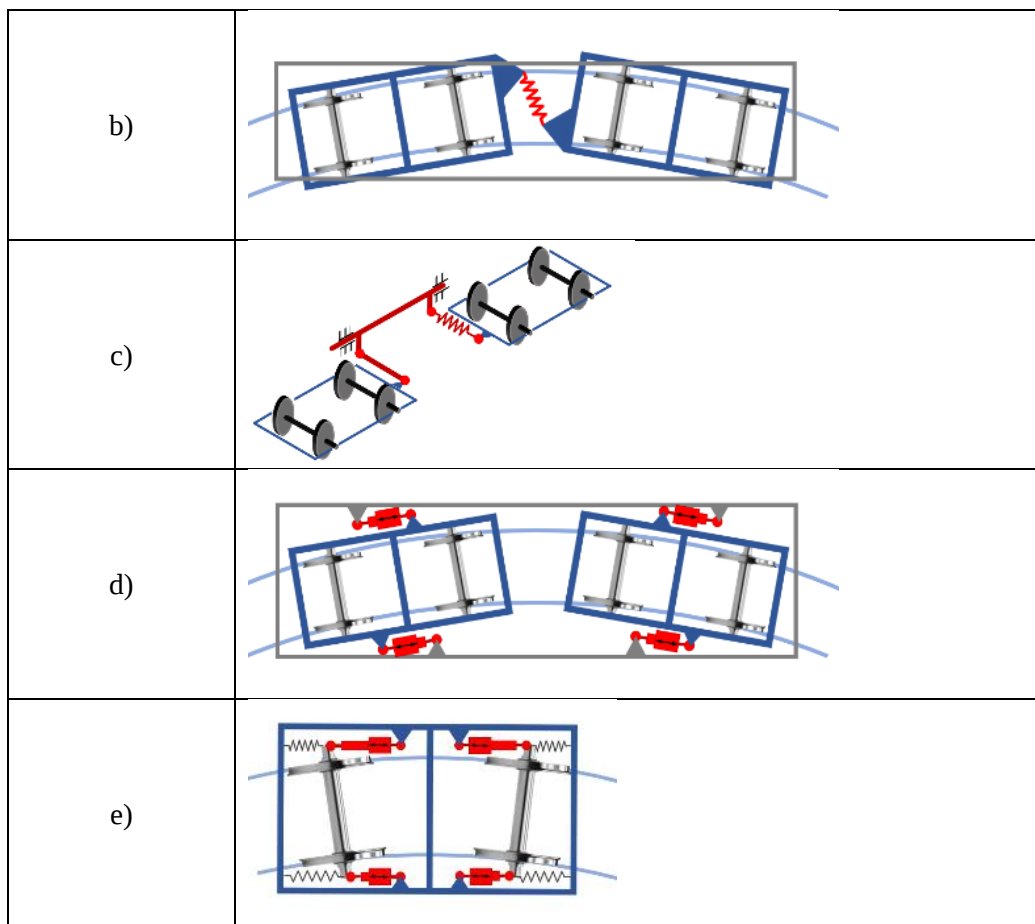
Zjednodušený simulační model vozidla (**Fig. 1**) byl vytvořen v MBS software Simpack 2021. Model se skládá ze sedmi tuhých těles, které jsou vzájemně propojeny lineárními silovými prvky. Kontakt kolo kolejnice respektuje křivkový profil kola S1002 a profil kolejnic UIC60 se sklonem 1:40. Pro výpočet tečných sil v kontaktu kolo-kolejnice je použita metoda FASTSIM. Není-li uvedeno jinak byly výpočty prováděny pro hodnotu součinitele tření v kontaktu kolo kolejnice $f = 0,4$.

**Fig. 1.** Grafická reprezentace simulačního modelu čtyřnápravové elektrické lokomotivy

Model je možné konfigurovat do šesti základních uspořádání, které představují nejčastěji používané systémy pro snižování velikosti vodicích sil v obloucích koleje.

- STD – Standard. Parametry modelu odpovídají standardní čtyřnápravové lokomotivě.
- YFS – Yaw Flexible Suspension (**Tab. 2**, a). Parametry primárního vypružení a vedení dvojkolí jsou modifikovány tak, aby bylo dosaženo snížení úhlové tuhosti spojení dvojkolí a rámu podvozku kolem osy z.
- MBC1 – Mechanical Bogies Connection Type 1 (**Tab. 2**, b). Lokomotiva je vybavena přímou mechanickou mezipodvozkovou vazbou, která byla použita například u elektrických lokomotiv Škoda řady 140.
- MBC2 – Mechanical Bogies Connection Type 2 (**Tab. 2**, c). Lokomotiva je vybavena mezipodvozkovou vazbou umožňující umístění transformátoru mezi podvozky. Ta byla použita například u elektrických lokomotiv Škoda druhé generace řady 363 a 163.
- AYD – Active Yaw Dampers (**Tab. 2**, d). Lokomotiva je vybavena aktivními prvky nahrazujícími tlumiče vrtivých pohybů. Aktivní prvky tak vyvozují moment kolem osy z, který působí mezi skříní a rámy podvozku.
- AWS – Active Wheelset Steering (**Tab. 2**, e). Lokomotiva je vybavena systémem aktivního natáčení dvojkolí kolem osy z vzhledem k rámu podvozku.





Tab. 2. Schematické zobrazení systémů pro snižování vodicích sil

4 Porovnání potencionálního přínosu systémů snižování vodicích sil v obloucích

Pro porovnání potencionálního přínosu jednotlivých systémů snižování vodicích sil v obloucích koleje byl zvolen oblouk o poloměru $R = 250$ m s převýšením kolejnic 150 mm. Simulace byly prováděny při uvažování hodnot součinitele tření v kontaktu kolo-kolejnice 0,4 a 0,15. Rychlost jízdy byla volena tak, aby bylo dosaženo hodnot nevyrovnaného příčného zrychlení 0 ms^{-2} , 1 ms^{-2} a $0,65 \text{ ms}^{-2}$. Během simulací byly sledovány velikosti vodicích sil Y na všech kolech vozidla a byla z nich vyhodnocována maximální absolutní hodnota kvazistatické vodicí síly vozidla v oblouku. Čas simulace i délka oblouku byly vždy voleny dostatečně dlouhé, aby při simulaci došlo v oblouku k ustálení vozidla v kvazistatické poloze. Obrázek **Fig. 2** ukazuje typický průběh vodicích sil. Kladný směr představují síly působící na kolejnici směrem vpravo vzhledem ke směru jízdy. Maximální velikost vodicí síly se typicky vyskytuje nabíhajícím kole prvního podvozku. V tomto případě na kole 12. Simulace byly prováděny v pravém oblouku koleje.

Parametry jednotlivých systémů snižování vodicích sil byly měněny v širokém rozsahu s cílem nalézt optimální nastavení systému s maximálním možným přínosem ke snížení vodicích sil.

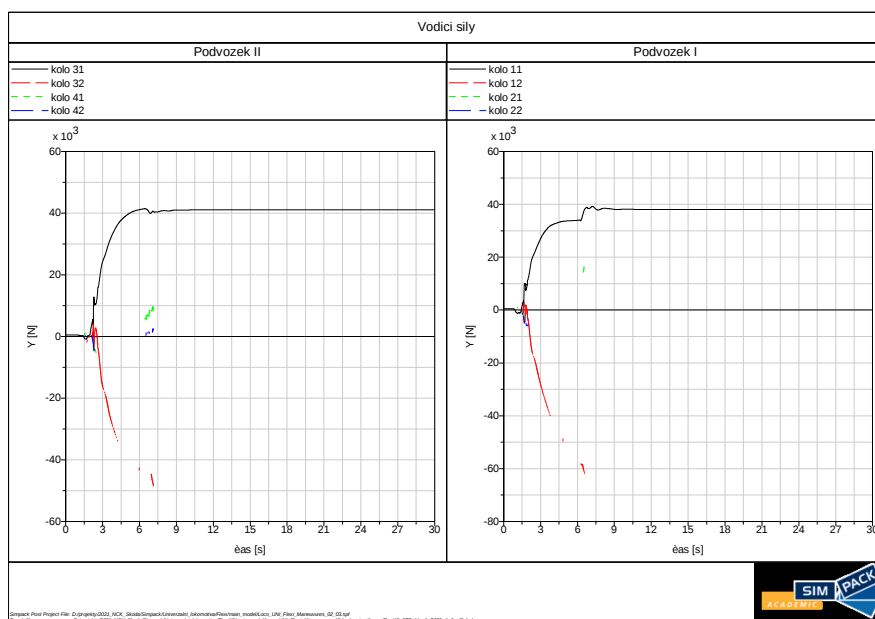


Fig. 2. Průběh vodicích sil; $R\ 250$, $f = 0,4$, $a_n = 0\ \text{m/s}^2$

4.1 STD – Standardní uspořádání vozidla

Výsledky pro standardní vozidlo při různých rychlostech jízdy a dvou hodnotách součinitele tření jsou shrnuty v **Tab. 3**.

STD			
$R = 250\ \text{m}$		$Y_{qst, \max} [\text{kN}]$	kolo
$f = 0,4$	$a_n = 0\ \text{m/s}^2$	61,0	12
	$a_n = 1\ \text{m/s}^2$	71,3	12
	$a_n = -0,65\ \text{m/s}^2$	50,4	12
$f = 0,15$	$a_n = 0\ \text{m/s}^2$	30,8	12
	$a_n = 1\ \text{m/s}^2$	48,5	12
	$a_n = -0,65\ \text{m/s}^2$	26,4	21

Tab. 3. Maximální velikost kvazistatické vodicí síly v oblouku 250 m pro vozidlo se standardním uspořádáním

4.2 YFS

Tuhost spojení ložiskové komory a rámu podvozku v podélném směru je dána paralelním řazením příčné tuhosti pružin primárního vypružení a podélné tuhosti ojnice vedení dvojkolí. U standardního provedení lokomotivy má tato tuhost hodnotu:

$$k_{1x, \Sigma} = k_{vd} + k_{1x} = 85000 + 3800 = 88800\ \text{N/mm}$$

Celková hodnota podélné tuhosti spojení ložiskových komor a rámu podvozku byla nastavena v 11 krocích na hodnoty (100000, 75000, 50000, 25000, 10000, 7500, 5000, 2500, 1000, 100, 10) N/mm. Výsledky simulací jsou shrnuty v **Tab. 4**.

R = 250 m		k _{1xΣ} [N/mm]	YFS																					
			Y _{qst,max} [kN]										kolo											
			100000	75000	50000	25000	10000	7500	5000	2500	1000	100	10	100000	75000	50000	25000	10000	7500	5000	2500	1000	100	10
f = 0,4	a ₀ =0 m/s ²	61,10	60,94	60,52	59,59	55,22	53,38	48,25	29,06	9,74	7,01	6,06	12	12	12	12	12	12	12	12	12	31	41	11
	a ₀ =1 m/s ²	71,45	71,17	70,63	69,09	65,55	63,27	58,26	39,14	21,96	18,72	18,44	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	11	11
	a ₀ =-0,65 m/s ²	50,44	50,42	50,40	50,38	48,40	47,49	44,69	31,79	20,12	16,17	15,64	12	12	12	12	12	31	31	11	31	31	31	31
f = 0,15	a ₀ =0 m/s ²	30,83	30,84	30,85	30,91	31,06	31,12	31,02	29,96	27,31	20,27	20,36	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12
	a ₀ =1 m/s ²	48,50	48,50	48,51	48,52	48,54	48,56	48,60	46,98	43,80	28,39	28,18	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	42
	a ₀ =-0,65 m/s ²	26,38	26,34	26,26	26,02	25,29	24,98	24,69	22,98	20,40	20,58	21,40	21	21	21	21	21	21	21	21	21	21	21	31

Tab. 4. Maximální velikost kvazistatické vodicí síly v oblouku 250 m pro vozidlo se systémem YFS

Výsledky simulací potvrzují předpokládaný příznivý vliv snižování tuhosti podélného vedení dvojkolí na velikost vodicích sil v oblouku. Zároveň je nezbytné zdůraznit, že skutečně významné snížení vodicích sil

nastává až pro tuhosti spojení ložiskových komor a rámu podvozku $k_{1x,\Sigma} = 5000 \text{ N/mm}$ a nižších. To je hodnota, které přibližně odpovídá příčné tuhosti samotných pružin primárního vypružení. Při takto poddajném spojení ložiskových komor a rámu podvozku by vlivem přenosu tažných a brzdných sil nepochybně docházelo k nežádoucím výrazným relativním pohybům mezi dvojkolím a rámem podvozku. Proto by uzel vedení musel být vybaven vhodným mechanismem, který by oddělil podélnou a úhlovou tuhost spojení dvojkolí a rámu podvozku, například provahadlování ložiskových komor. Zároveň lze očekávat, že nízká úhlová tuhost spojení dvojkolí a rámu podvozku se negativně projeví na stabilitě jízdy a kritické rychlosti vozidla. Ačkoli teoreticky lze snížením podélné tuhosti spojení ložiskových komor a rámu podvozku dosáhnout významného snížení velikosti vodicích sil v obloucích, praktické využití této metody je z těchto důvodů značně limitováno.

4.3 MBC1

MBC1 tedy tzv. přímá mezipodvozková [4] vazba je schematicky zobrazena v **Tab. 2**, b. Na **Fig. 3** je pak její konstrukční řešení použité na elektrických lokomotivách řady E 499.0 [5].

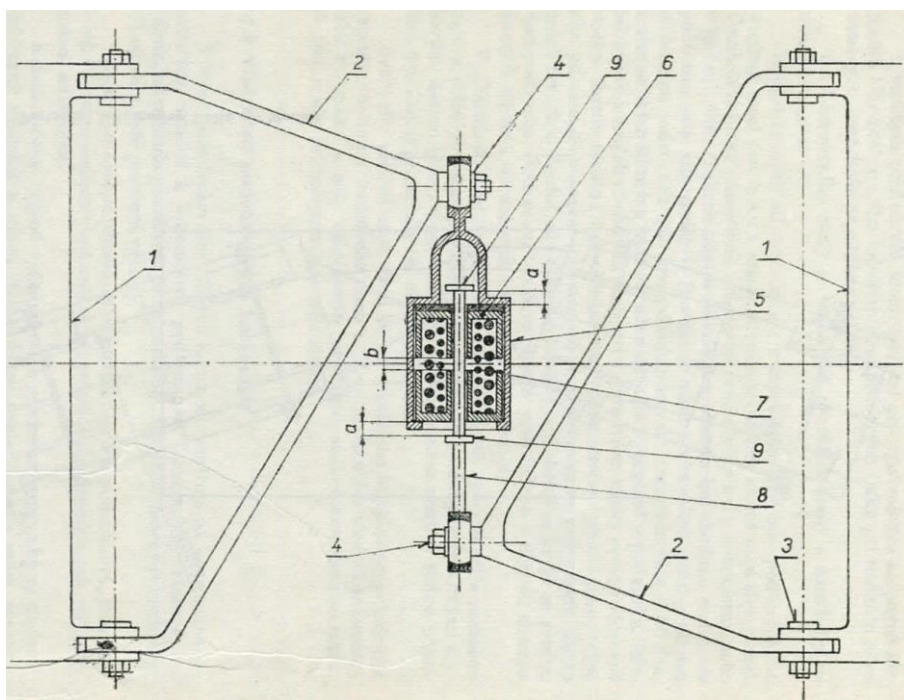


Fig. 3. Mezipodvozková vazba typu MBC1 [5]

Součástí mezipodvozkové vazby musí být tzv. pružný člen, který slouží k přenosu sil mezi předním a zadním podvozkem vozidla v oblouku koleje. Kromě toho musí tento prvek umožnit průjezd vozidla navazujícími protisměrnými oblouky koleje, tzv. S-obloukem a zároveň musí umožnit volný pohyb podvozků v rámci vůle v kolejovém kanálu při jízdě v přímé trati. Pružný člen lze charakterizovat těmito parametry:

Jednostranná vůle	Δ_{MBC1}	(Fig. 3 , kóta a),
Pružný zdvih	z_{MBC1}	Fig. 3 , kóta b,
Tuhost	k_{MBC1} ,	
Předpětí	H_{MBC1} ,	

Velikost jednostranné vůle Δ_{MBC1} vychází z požadavku na eliminaci vzájemného silového působení podvozků v přímé trati. V souladu s analýzou uvedenou v [4] byla velikost jednostranné vůle pružného členu zvolena $\Delta_{MBC1} = 17,5 \text{ mm}$. Protože za běžných provozních podmínek nedojde k vyčerpání pružného zdvihu z_{MBC1} , nemá jeho vliv na výslednou velikost vodicích sil v oblouku. Pro optimalizaci mezipodvozkové vazby MBC1 tak zbývají parametry pružného členu k_{MBC1} a H_{MBC1} . Tabulka **Tab. 5** shrnuje výsledky optimalizace předpětí H_{MBC1} v rozsahu 0 až 25 kN při tuhosti pružného členu $k_{MBC1} = 115 \text{ N/mm}$. Přímá mezipodvozková vazba má největší přínos ke snížení vodicích sil v oblouku v případě, že předpětí pružiny pružného členu je větší než síla, kterou pružný člen přenáší. Avšak za těchto podmínek nedochází k deformaci pružného členu.

Obdobných výsledků by bylo dosaženo i v případě modifikace tuhosti pružiny pružného členu při zachování zvolené hodnoty předpětí.

R = 250 m		H [kN]	MBC1																								
			Y _{gsl,max} [kN]															kolo									
			0,0	2,5	5,0	7,5	10,0	12,5	15,0	17,5	20,0	22,5	25,0	0,0	2,5	5,0	7,5	10,0	12,5	15,0	17,5	20,0	22,5	25,0	0,0	2,5	5,0
f = 0,4	a _n =0 m/s ²		61,02	59,01	56,66	54,08	51,51	48,94	46,95	47,87	48,09	48,09	48,09	12	12	12	12	12	12	31	31	31	31	31	12	12	12
	a _n =1 m/s ²		71,30	69,41	66,53	63,68	60,48	57,01	55,81	55,80	55,80	55,79	55,78	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12
	a _n =-0,65 m/s ²		50,43	49,46	50,38	51,31	52,23	53,13	53,94	54,60	54,96	54,96	54,96	12	31	31	31	31	31	31	31	31	31	31	31	31	31
f = 0,15	a _n =0 m/s ²		30,83	28,36	25,95	23,27	20,60	20,59	20,58	20,58	20,58	20,58	20,58	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12
	a _n =1 m/s ²		48,50	45,49	43,65	43,64	43,63	43,63	43,62	43,62	43,62	43,62	43,62	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12
	a _n =-0,65 m/s ²		26,35	22,07	20,34	21,31	22,33	22,34	22,34	22,34	22,35	22,35	22,35	21	21	31	31	31	31	31	31	31	31	31	31	31	31

Tab. 5. *Maximální velikost kvazistatické vodící síly v oblouku 250 m pro vozidlo se systémem MBC1*

Maximální přínos mezipodvozkové vazby MBC1 ke snížení vodících sil uvedený v **Tab. 5** lze chápat jako v praxi obtížně dosažitelnou limitní hodnotu přínosu tohoto systému.

4.4 MBC2

Mezipodvozková vazba typu MBC2 byla použita na elektrických lokomotivách Škoda II generace řad 363, 163 a odvozených typech [6]. Hlavním důvodem pro použití mezipodvozkové vazby MBC2 byl nedostatek prostoru pro přímou vazbu mezi podvozky. Vzájemné propojení podvozků je realizováno pomocí hřídele, který je uložen na spodku hlavního rámu vozidla. Součástí celého mechanismu je rovněž pružný člen obdobné konstrukce jako u přímé mezipodvozkové vazby. Vzhledem k jiné kinematice je ale vůle a celkový zdvih pružného členu významně menší. Pro nalezení maximálního možného přínosu mezipodvozkové vazby MBC2 na snížení velikosti vodících sil v oblouku 250 m byly provedeny simulace pro různé hodnoty předpětí pružného členu H_{MBC2} v rozsahu 0 až 25 kN, při nastavení vůle v pružném členu $\Delta_{MBC2} = 8$ mm a tuhosti pružného členu $k_{MBC2} = 200$ N/mm. Maximální hodnoty kvazistatických vodících sil pro různá nastavení mezipodvozkové vazby MBC2 jsou uvedeny v **Tab. 6**.

R = 250 m		H [kN]	MBC2																								
			Y _{gsl,max} [kN]															kolo									
			0,0	2,5	5,0	7,5	10,0	12,5	15,0	17,5	20,0	22,5	25,0	0,0	2,5	5,0	7,5	10,0	12,5	15,0	17,5	20,0	22,5	25,0	0,0	2,5	5,0
f = 0,4	a _n =0 m/s ²		61,03	60,11	58,98	57,86	56,61	55,32	55,29	55,29	55,29	55,28	55,28	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12
	a _n =1 m/s ²		71,30	70,36	69,41	68,00	67,50	67,49	67,48	67,48	67,47	67,47	67,47	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12
	a _n =-0,65 m/s ²		50,43	49,43	49,43	49,88	50,32	50,77	51,07	51,08	51,08	51,08	51,08	12	12	31	31	31	31	31	31	31	31	31	31	31	31
f = 0,15	a _n =0 m/s ²		30,83	29,57	28,32	27,08	26,47	26,46	26,46	26,46	26,46	26,46	26,45	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12
	a _n =1 m/s ²		48,50	46,98	46,16	46,15	46,15	46,14	46,14	46,14	46,14	46,14	46,14	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12
	a _n =-0,65 m/s ²		26,36	24,16	21,98	20,10	20,21	20,21	20,22	20,22	20,22	20,22	20,22	21	21	21	31	31	31	31	31	31	31	31	31	31	31

Tab. 6. *Maximální velikost kvazistatické vodící síly v oblouku 250 m pro vozidlo se systémem MBC2*

Obdobně jako u mezipodvozkové vazby MBC1 je maximálního přínosu mezipodvozkové vazby MBC2 dosaženo při vysokém předpětí pružného členu, které vede k minimalizaci jeho pružných deformací. Dosažené hodnoty snížení vodících sil je třeba opět chápat jako limitní a v praxi obtížně dosažitelné.

4.5 AYD

Systém aktivních tlumičů vrtivých pohybů podvozku (AYD) vytváří moment, který působí mezi podvozkem a skříní vozidla a natáčí podvozek ve směru snižování úhlu náběhu dvojkolí [7]. K tomu využívá aktivně řízené prvky, které jsou umístěny v místě tlumičů vrtivých pohybů podvozku. Tento systém byl vyvinut ve spolupráci společností Siemens a Liebherr [3] a je aktuálně nabízen jako volitelné vybavení lokomotiv Vectron.

Pro nalezení maximálního možného přínosu systému AYD v oblouku 250 m byla měněna síla v aktivním prvku F_{AYD} v rozsahu 0 až 50 kN. Výpočty byly provedeny za předpokladu, že všechny čtyři aktivní prvky na vozidle působí stejně velkou silou a tedy i moment, který vytvářejí je na obou podvozcích vozidla shodný. Výsledky simulací jsou zobrazeny v tabulce **Tab. 7**.

R = 250 m		F _{AYD} [kN]	AYD																				kolo									
			Y _{qst,max} [kN]																													
			0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50								
f = 0,4	a _n =0 m/s ²	61,03	58,61	55,75	52,70	49,71	47,04	48,16	48,89	49,13	48,77	47,65	12	12	12	12	12	31	31	31	31	31	31									
	a _n =1 m/s ²	71,30	68,85	65,31	61,78	57,77	53,79	49,88	46,18	49,56	55,34	60,66	12	12	12	12	12	12	42	22	22	22										
	a _n =-0,65 m/s ²	50,43	49,72	50,90	52,09	53,24	54,31	55,20	55,82	55,96	55,49	54,92	12	31	31	31	31	31	31	31	31	31	31									
f = 0,15	a _n =0 m/s ²	30,83	27,93	25,11	21,73	18,30	19,52	28,17	37,18	45,10	52,66	60,18	12	12	12	12	31	31	31	31	31	31	31									
	a _n =1 m/s ²	48,50	44,92	41,23	37,28	33,03	34,60	40,49	46,22	51,87	55,89	59,38	12	12	12	12	12	22	22	22	22	22	22									
	a _n =-0,65 m/s ²	26,36	21,36	20,65	22,75	28,55	37,22	45,67	52,88	59,92	66,92	73,57	21	21	31	31	31	31	31	31	31	31	31									

Tab. 7. Maximální velikost kvazistatické vodící síly v oblouku 250 m pro vozidlo se systémem AYD

4.6 AWS

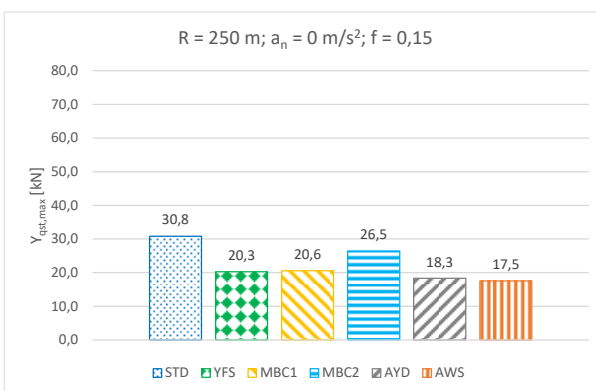
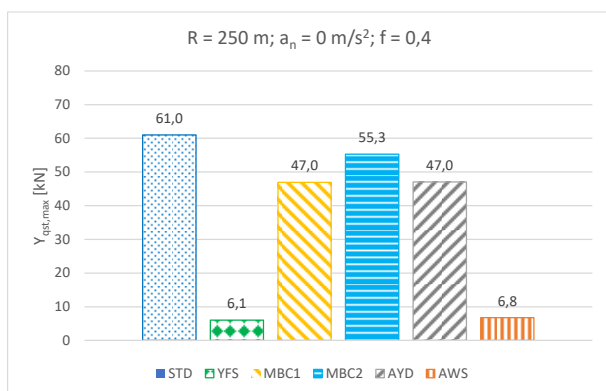
Systém aktivního natáčení dvojkolí (AWS) je založen na principu natáčení dvojkolí vzhledem k rámu podvozku s cílem minimalizovat úhel náběhu všech dvojkolí vozidla. Natáčení dvojkolí je realizováno zpravidla pomocí lineárních aktuátorů, které v podélném směru vážou ložiskovou komoru a rám podvozku. V principu postačuje pouze jeden aktuátor na dvojkolí. V tom případě se ale při natočení dvojkolí mění i rozvor podvozku. V případě použití aktuátorů na obou ložiskových komorách dvojkolí se oba aktuátory vysouvají o stejnou vzdálenost, ale opačným směrem. Rozvor podvozku tak zůstává zachován. Přínos systému AWS v oblouku 250 m byl sledován pro rozsah zdvihů aktuátorů 0 až 7,1 mm. Výsledky simulací jsou shrnuty v tabulce **Tab. 8**. Výpočty byly provedeny s uvažováním dvou aktuátorů na dvojkolí, všechny aktuátory byly řízeny na stejné vysunutí, tj. všechna dvojkolí vozidla byla natočena vzhledem k rámu podvozku o stejné velký úhel.

AWS																								
R = 250 m		ΔX [mm]	$Y_{qst,max}$ [kN]										kolo											
			0,0	0,7	1,4	2,1	2,9	3,6	4,3	5,0	5,7	6,4	7,1	0,0	0,7	1,4	2,1	2,9	3,6	4,3	5,0	5,7	6,4	7,1
f = 0,4	$a_n=0\text{ m/s}^2$		61,03	59,56	56,54	53,45	49,20	36,86	16,90	6,75	13,99	28,18	29,49	12	12	12	12	12	12	12	12	21	21	32
	$a_n=1\text{ m/s}^2$		71,30	68,60	65,93	62,65	53,62	37,93	27,95	20,09	26,63	38,51	46,85	12	12	12	12	12	12	12	22	22	32	32
	$a_n=-0,65\text{ m/s}^2$		50,43	50,11	49,22	47,20	44,17	38,87	26,45	14,20	23,34	36,31	37,99	12	12	12	31	31	11	11	21	21	21	21
f = 0,15	$a_n=0\text{ m/s}^2$		30,83	30,95	31,03	30,87	30,43	29,73	28,95	26,92	21,50	17,88	17,55	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	21
	$a_n=1\text{ m/s}^2$		48,50	48,44	48,33	48,13	47,09	44,37	40,58	34,83	28,52	27,94	26,13	12	12	12	12	12	12	12	12	22	22	22
	$a_n=-0,65\text{ m/s}^2$		26,36	25,45	24,81	24,50	23,68	22,77	22,01	21,36	21,52	21,42	21,15	21	21	21	21	21	21	21	21	41	41	21

Tab. 8. Maximální velikost kvazistatické vodící síly v oblouku 250 m pro vozidlo se systémem AWS

4.7 Shrnutí

Teoretický přínos jednotlivých systémů snižování vodících sil v obloucích byl posuzován ve zvoleném oblouku koleje s poloměrem 250. Výpočty byly prováděny pro 3 rychlosti jízdy, a dvě hodnoty součinitele tření v kontaktu kolo-kolejnice. Pro dané podmínky bylo vždy hledáno optimální nastavení posuzovaného systému s cílem dosáhnout co největšího snížení maximální hodnoty kvazistatické vodící síly ze všech kol vozidla. Výsledky jsou shrnuty v grafech na obrázcích **Fig. 4** až **Fig. 6** a v tabulkách **Tab. 9** a **Tab. 10**.

**Fig. 4.** Maximální hodnota kvazistatické vodící síly v oblouku 250 m, při jízdě teoretickou rychlostí

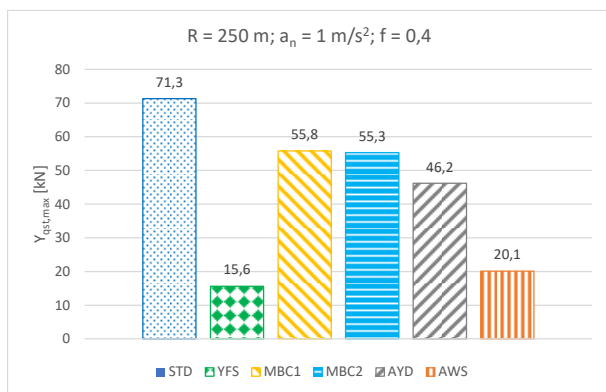


Fig. 5. Maximální hodnota kvazistatické vodící síly v oblouku 250 m, při jízdě s nevyrovnaným příčným zrychlením 1 ms^{-2}

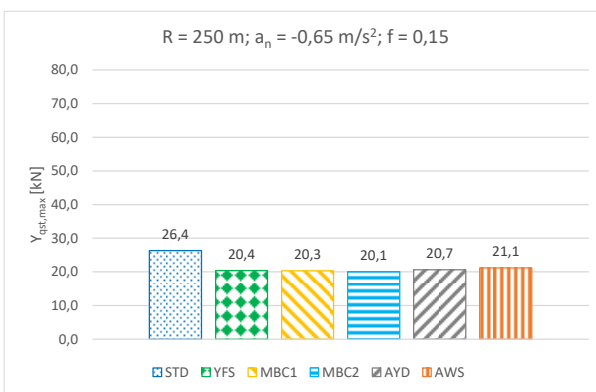
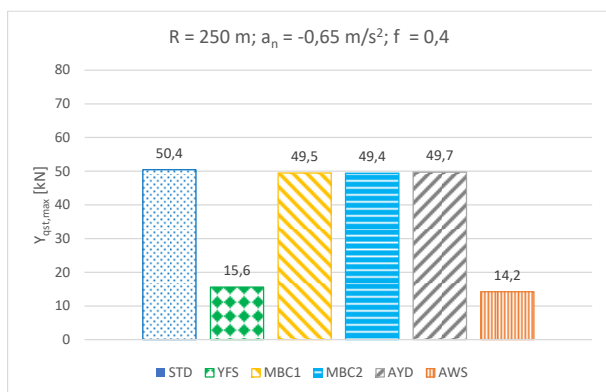
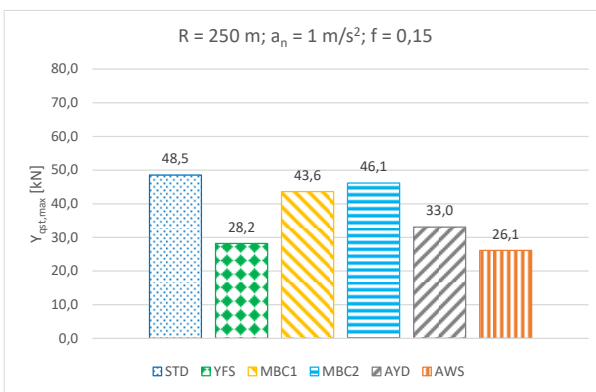


Fig. 6. Maximální hodnota kvazistatické vodící síly v oblouku 250 m, při jízdě s nevyrovnaným příčným zrychlením $-0,65 \text{ ms}^{-2}$

R = 250 m		$Y_{qst,max}$ [kN]					
		STD	YFS	MBC1	MBC2	AYD	AWS
f = 0,4	$a_n = 0 \text{ m/s}^2$	61,03	6,06	46,95	55,28	47,04	6,75
	$a_n = 1 \text{ m/s}^2$	71,30	18,44	55,78	67,47	46,18	20,09
	$a_n = -0,65 \text{ m/s}^2$	50,43	15,64	49,46	49,43	49,72	14,20
f = 0,15	$a_n = 0 \text{ m/s}^2$	30,83	20,27	20,58	26,45	18,30	17,55
	$a_n = 1 \text{ m/s}^2$	48,50	28,18	43,62	46,14	33,03	26,13
	$a_n = -0,65 \text{ m/s}^2$	26,36	20,40	20,34	20,10	20,65	21,15

Tab. 9. Maximální hodnoty kvazistatické vodící síly pro jednotlivé systémy a podmínky průjezdu obloukem

R = 250 m		$\Delta Y_{qst,max} [\%]$					
		STD	YFS	MBC1	MBC2	AYD	AWS
f = 0,4	$a_n = 0 \text{ m/s}^2$	0,0	90,1	23,1	9,4	22,9	88,9
	$a_n = 1 \text{ m/s}^2$	0,0	74,1	21,8	5,4	35,2	71,8
	$a_n = -0,65 \text{ m/s}^2$	0,0	69,0	1,9	2,0	1,4	71,8
f = 0,15	$a_n = 0 \text{ m/s}^2$	0,0	34,2	33,3	14,2	40,6	43,1
	$a_n = 1 \text{ m/s}^2$	0,0	41,9	10,1	4,9	31,9	46,1
	$a_n = -0,65 \text{ m/s}^2$	0,0	22,6	22,8	23,8	21,6	19,8

Tab. 10. Procentuální vyjádření snížení maximální velikosti kvazistatické vodící síly v porovnání s vozidlem ve standardním provedení pro jednotlivé systémy a podmínky průjezdu obloukem

Z provedených simulací lze učinit tyto závěry:

- Největší kvazistatické hodnoty vodících sil vznikají při jízdě po suché koleji (součinitel tření $f = 0,4$). Z hlediska posuzování jednotlivých systémů má tak jízda po suché koleji větší význam.
- Nejlepších výsledků bylo dosaženo systémy AWS a YFS, kdy na suché koleji došlo ke snížení maxima kvazistatické vodící síly v rozsahu 72 až 89 %, respektive 69 až 90 %.
- Systém AYD dosáhl snížení v rozsahu 1 až 35 %. Přínos systému AYD je výraznější se zvětšující se hodnotou nevyrovnaného příčného zrychlení.
- Systémy mechanických vazeb podvozků dosáhly na suché koleji snížení maxima kvazistatické vodící síly v rozsahu 2 až 23 %. Lepších výsledků dosáhla přímá mezipodvozková vazba MBC1.
- V případě sníženého součinitele tření ($f = 0,15$) je přínos porovnávaných systémů vyrovnanější než v případě suché koleje. Všechny systémy dosáhly srovnatelných výsledků, a to zejména v případě jízdy teoretickou rychlostí a s přebytkem převýšení kolejnic.

Z hlediska přínosu tak vycházejí nejlépe systémy AWS a YFS, které dosáhly prakticky shodných výsledků. Je však nezbytné podotknout, že systém YFS je dosáhl při zanedbatelné hodnotě podélné tuhosti vedení dvojkolí. Vozidlo s takto nízkou podélnou tuhostí vedení dvojkolí není prakticky realizovatelné. Muselo by být vybaveno systémem, který oddělí podélnou a úhlovou tuhost spojení rámu podvozku a dvojkolí s cílem zachovat hodnotu podélné tuhosti, ale minimalizovat úhlovou tuhost. Další problematickou otázkou systému YFS je stabilita jízdy, kdy vozidlo s minimální hodnotou úhlové tuhosti spojení dvojkolí a rámu podvozku bude velmi pravděpodobně vykazovat nízkou kritickou rychlost. Vlastnosti systému YFS tak bude velmi pravděpodobně třeba optimalizovat s cílem splnit všechny požadavky kladené na vozidlo. Tato optimalizace povede k opětovnému navýšení tuhosti spojení rámu podvozku a ložiskových komor a ve svém důsledku ke snížení přínosu tohoto systému z hlediska velikosti vodících sil.

Systém AWS se tak jeví jako řešení, které nabízí největší přínos z hlediska snížení velikosti vodících sil a zároveň je prakticky realizovatelný. V závislosti na podmínkách jsou výsledky systému AWS lepší až o desítky procent v porovnání s dnes již používaným systémem AYD.

5 Systém aktivního natáčení dvojkolí

5.1 Architektura systému

Princip aktivně řízeného vozidla využívá sledování chování vozidla v reálném čase pomocí monitorovacího systému. V kontroléru jsou pak sledované veličiny vyhodnoceny a jsou stanoveny povely pro aktuátory. Aktuátory ovlivňují chování či nastavení vozidla tak abychom dosáhli žádaných vlastností či parametrů. Aktuátory jsou závislé na přívodu energie. Principiálně je systém aktivně řízeného vozidla zobrazen na **Fig. 7**.

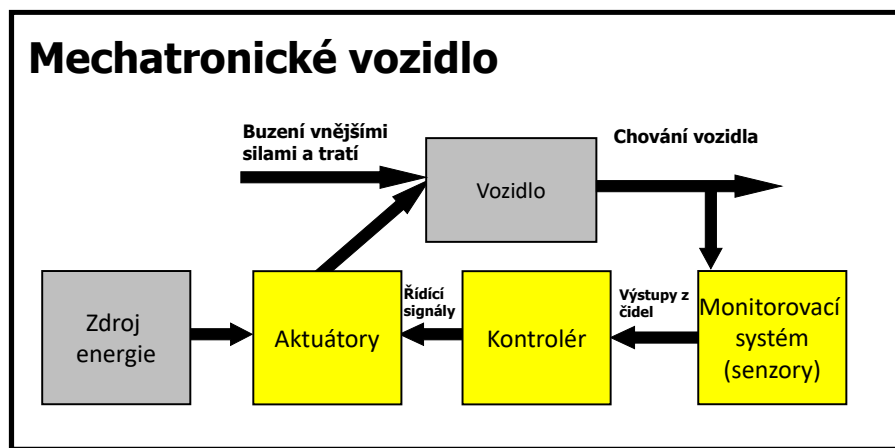


Fig. 7. Schematické znázornění aktivně řízeného vozidla

Cílem této studie je navrhnout aktivní systém, který pomocí hydromechanických aktuátorů natáčí dvojkolí kolem svislé osy a to tak, aby bylo dosaženo snížení vodicích sil při průjezdu obloukem koleje. Předpokládá se, že aktuátory mají podobu lineárních silových prvků, které vážou v podélném směru rám podvozku a ložiskové komory (**Fig. 8**). Vlastní návrh aktuátorů není předmětem této práce, předpokládá se, že aktuátory jsou schopny přenášet tažné a brzděné síly a současně překonat příčnou tuhost primárního vypružení a natočit dvojkolí do žádané polohy.

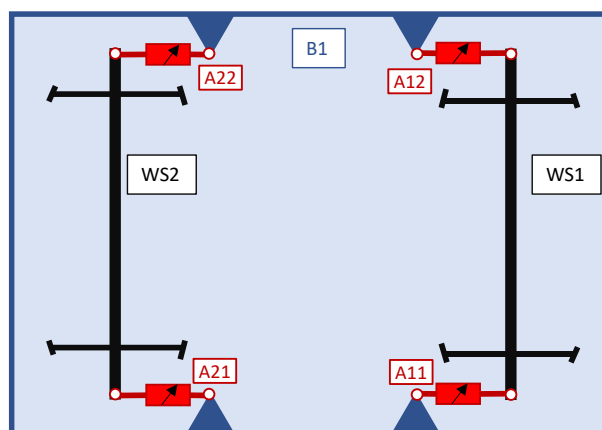


Fig. 8. Umístění aktuátorů v podvozku

Systémy aktivního natáčení dvojkolí jsou předmětem výzkumu a vývoje řady pracovišť. V literatuře lze najít celou řadu algoritmů aktivního natáčení dvojkolí [8], [9]. V principu je lze rozdělit do dvou hlavních kategorií:

- Zpětnovazebné řízení – zpravidla je řízen moment kolem osy z , který vytvářejí aktuátory. Vstupními veličinami zpětnovazebně řízených systémů jsou často přímo neměřitelné, či obtížně měřitelné veličiny jako jsou příčná poloha dvojkolí vzhledem ke koleji, geometrické charakteristiky kontaktu kolo - kolejnice, apod. [10].
- Dopředné řízení – přímé řízení polohy dvojkolí vzhledem k rámu podvozku [11].

Pomocí zpětnovazebného řízení lze teoreticky dosáhnout lepších výsledků než dopředným řízením. Avšak podstatnou nevýhodou zpětnovazebných systémů jsou možné problémy s jejich stabilitou a měřením vstupních veličin [11].

Při vlastní implementaci systému aktivního natáčení dvojkolí musí být rovněž věnována značná pozornost otázkám spolehlivosti a bezpečnosti celého systému [12], avšak tato problematika v této studii řešena není.

S ohledem na jednoduchost a robustnost systému aktivního natáčení dvojkolí byla zvolena dopředná metoda řízení, kdy je dvojkolí natáčeno do žádané polohy vůči rámu podvozku v závislosti na poloměru oblouku koleje, který vozidlo projíždí.

Nezbytným vstupem systému je tedy informace o poloměru oblouku koleje. Způsoby detekce poloměru oblouku koleje lze rozdělit do dvou skupin:

- Mapa trati + detekce polohy vozidla na trati,
- Detekce křivosti trati z čidel umístěných na vozidle.

Nezbytným vstupem prvního způsobu detekce poloměru oblouku je tzv. mapa trati ve které je zaznamenána křivost trati v závislosti na kilometrůžce. Pro detekci poloměru oblouku pak stačí určit polohu vozidla na trati. Pro detekci polohy vozidla lze užít řady možností [13], které jsou zpravidla založeny určování polohy pomocí satelitní navigace v kombinaci s odměřováním polohy pomocí měření otáček kol. Nevýhodou tohoto způsobu je především závislost na mapě trati, kdy vozidlo nemůže využívat systém aktivního natáčení dvojkolí na trati kterou „nezná“, například v případě neplánovaných výluk apod. Další nevýhodou, či technickou komplikací, tohoto systému je zajištění dostatečné přesnosti určení polohy vozidla v trati i v případě úseků se zhoršeným GPS signálem (městská zástavba, tunely, hluboká údolí).

Druhý způsob detekce křivosti trati je založen na vybavení vozidla senzorickým systémem, pomocí kterého lze křivost trati určit. S rozvojem autonomního řízení silničních vozidel a systémů pro sledování stavu železničních tratí se objevuje řada řešení založených na zpracování obrazu nebo laserových technologiích [14]. Ačkoli lze očekávat postupné rozšiřování těchto sofistikovaných technologií, bylo cílem této práce, pokud možno, jednoduché a robustní řešení, které bude v maximální míře využívat komponenty, kterými je vozidlo standardně vybaveno. Jako vhodný způsob detekce křivosti trati se tak jeví její výpočet z úhlů natočení podvozků kolem svislé osy vzhledem ke skříni vozidla [15].

5.2 Detekce křivosti trati

Křivost trati lze určit z úhlů natočení podvozků vzhledem ke skříni vozidla dle vztahů:

$$\begin{aligned}\rho_I &= \frac{2 \sin \psi_I}{u} \cong \frac{2\psi_I}{u} \\ \rho_{II} &= -\frac{2 \sin \psi_{II}}{u} \cong -\frac{2\psi_{II}}{u}\end{aligned}\quad (1)$$

Kde:

ρ_I, ρ_{II} jsou křivosti trati určené z natočení prvního, resp. druhého podvozku,
 u je vzdálenost otočných čepů vozidla,
 ψ_I, ψ_{II} jsou úhly natočení podvozků pod skříni (viz **Fig. 9**).

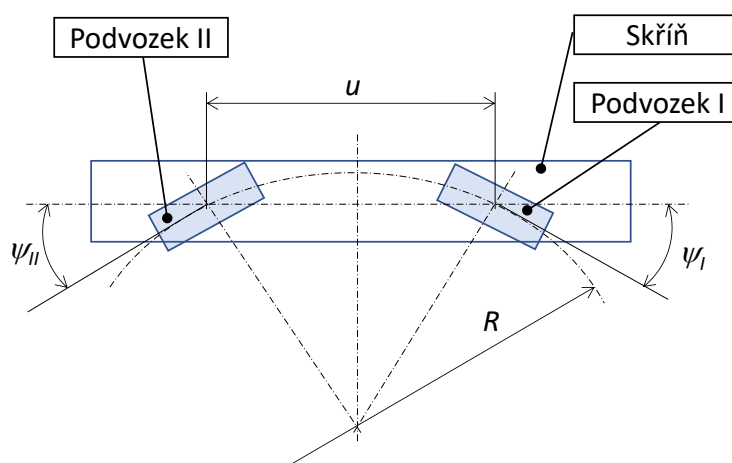


Fig. 9. Půdorysný náčrt vozidla v oblouku koleje

Přestože principálně je tento způsob detekce velmi jednoduchý, musela mu být věnována náležitá pozornost. Je třeba vzít v úvahu, že vzhledem k vůlím dvojkolí v kolejovém kanálu nabývají podvozky v koleji obecné polohy a proto se úhly natočení prvního a druhého podvozku liší. Křivost trati určená z úhlu natočení prvního podvozku dle vztahu (1) je menší než skutečná křivost trati. Naopak křivost trati vypočtená z natočení

druhého podvozku je větší než skutečná. Tyto odchylky dosahují velikosti až 30 % a to i v obloucích velmi malých poloměrů. Viz **Tab. 11** $\Delta\rho_I$, $\Delta\rho_{II}$.

Tento jev byl kompenzován pomocí korekčních součinitelů,

$$\rho_{I,corr} = k_{I,corr}\rho_I$$

$$\rho_{II,corr} = k_{II,corr}\rho_{II}$$

(2)

které byly určeny na základě simulace 21 různých situací vzhledem k poloměrům oblouku a rychlosti jízdy. Výpočty byly provedeny za předpokladu nominálních geometrických parametrů dvojkolí a trati.

Velikost korekčních součinitelů $k_{I,corr} = 1,36$ a $k_{II,corr} = 0,82$ byla stanovena tak, aby byla minimalizována chyba v rozsahu poloměrů oblouků 250 až 1000 m a nevyrovnaných příčných zrychlení $-0,65$ až 1 ms^{-2} . Chyba estimace křivosti trati po korekci v různých obloucích konstantního poloměru je shrnuta v **Tab. 11** ($\Delta\rho_{I,corr}$, $\Delta\rho_{II,corr}$). Ačkoli maximální velikost odchylky dosahuje stále hodnoty 30 %, jedná se o ojedinělý výskyt v oblouku o poloměru 1000 m. Ve většině kombinací poloměru oblouku a nevyrovnaného příčného zrychlení bylo dosaženo chyby pod 5 %. Způsob estimace poloměru trati je podrobněji popsán v [16].

Manévr No	R	p_{st}	a_n	v	r	r_I	r_{II}	Dr_I	Dr_{II}	$r_{I,corr}$	$r_{II,corr}$	$Dr_{I,corr}$	$Dr_{II,corr}$
[-]	[m]	[mm]	[m/s ²]	[km/h]	[1/m]	[1/m]	[1/m]	[%]	[%]	[1/m]	[1/m]	[%]	[%]
1	250	150	0	56,52	4,00E-03	2,84E-03	4,95E-03	-29,03	23,86	3,86E-03	4,06E-03	-3,60	1,47
2	300	150	0	61,91	3,33E-03	2,41E-03	4,14E-03	-27,84	24,24	3,27E-03	3,39E-03	-1,98	1,77
3	400	150	0	71,49	2,50E-03	1,86E-03	3,08E-03	-25,79	23,01	2,52E-03	2,52E-03	0,81	0,77
4	500	150	0	79,93	2,00E-03	1,51E-03	2,44E-03	-24,40	22,01	2,05E-03	2,00E-03	2,69	-0,05
5	600	150	0	87,56	1,67E-03	1,28E-03	2,02E-03	-23,27	20,99	1,74E-03	1,65E-03	4,23	-0,88
6	800	150	0	101,11	1,25E-03	9,83E-04	1,49E-03	-21,32	19,10	1,34E-03	1,22E-03	6,88	-2,43
7	1000	150	0	113,04	1,00E-03	8,04E-04	1,17E-03	-19,61	17,30	1,09E-03	9,61E-04	9,21	-3,91
8	250	150	1	80,22	4,00E-03	3,06E-03	4,73E-03	-23,39	18,29	4,16E-03	3,88E-03	4,07	-3,09
9	300	150	1	87,87	3,33E-03	2,59E-03	3,93E-03	-22,20	18,00	3,52E-03	3,22E-03	5,68	-3,33
10	400	150	1	101,46	2,50E-03	2,01E-03	2,92E-03	-19,71	16,73	2,73E-03	2,39E-03	9,07	-4,38
11	500	150	1	113,44	2,00E-03	1,66E-03	2,29E-03	-17,10	14,27	2,25E-03	1,87E-03	12,61	-6,39
12	600	150	1	124,27	1,67E-03	1,43E-03	1,86E-03	-14,48	11,79	1,94E-03	1,53E-03	16,17	-8,42
13	800	150	1	143,49	1,25E-03	1,13E-03	1,34E-03	-9,37	6,82	1,54E-03	1,09E-03	23,11	-12,49
14	1000	150	1	160,43	1,00E-03	9,57E-04	1,02E-03	-4,30	1,81	1,30E-03	8,34E-04	30,00	-16,59
15	250	150	-0,65	32,99	4,00E-03	2,70E-03	5,05E-03	-32,45	26,30	3,67E-03	4,14E-03	-8,24	3,46
16	300	150	-0,65	36,14	3,33E-03	2,28E-03	4,25E-03	-31,56	27,58	3,10E-03	3,48E-03	-7,03	4,51
17	400	150	-0,65	41,73	2,50E-03	1,72E-03	3,20E-03	-31,13	27,93	2,34E-03	2,62E-03	-6,44	4,80
18	500	150	-0,65	46,66	2,00E-03	1,40E-03	2,55E-03	-29,76	27,30	1,91E-03	2,09E-03	-4,58	4,28
19	600	150	-0,65	51,11	1,67E-03	1,18E-03	2,12E-03	-29,00	26,90	1,61E-03	1,73E-03	-3,56	3,96
20	800	150	-0,65	59,02	1,25E-03	8,95E-04	1,58E-03	-28,41	26,68	1,22E-03	1,30E-03	-2,76	3,77
21	1000	150	-0,65	65,98	1,00E-03	7,18E-04	1,27E-03	-28,24	26,55	9,75E-04	1,04E-03	-2,52	3,67

Tab. 11. Parametry simulovaných manévřů a odchylka měřené a skutečné křivosti trati.

5.3 Detekce úhlu natočení podvozku

V závislosti na konstrukčním řešení podvozku a jeho spojení se skříní vozidla, je teoreticky možné úhel natočení podvozku pod skříní měřit přímo pomocí senzoru natočení integrovaného do vhodného konstrukčního uzlu. Jedno z možných řešení (**Fig. 10**) je popsáno v [15].

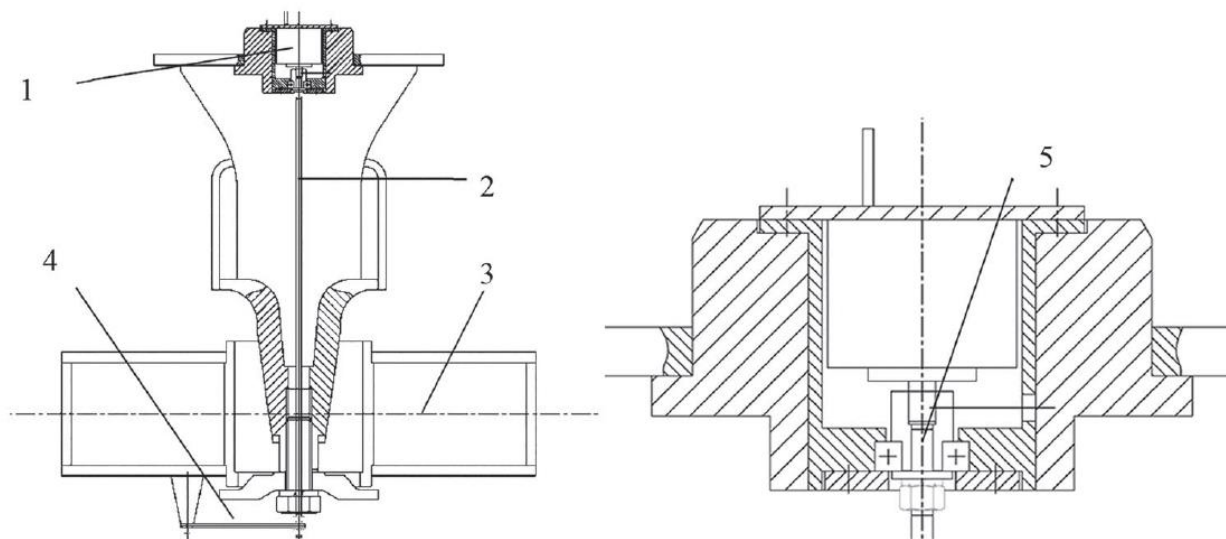


Fig. 10. Konstrukční návrh umístění úhlového čidla natočení podvozku [15]

Nevýhodou použití přímého měření úhlu natočení podvozku je především umístění čidla v místech, kde je vystaveno vibracím a nepříznivým vlivům vnějšího prostředí a potřeba přizpůsobit konstrukci podvozku, či spodku skříně pro instalaci čidla.

Proto byla snaha, pokud možno, nedoplňovat na podvozek nový senzorický systém, ale využít k měření natočení podvozků stávající komponenty. Jako vhodná možnost se nabízí využití tlumičů vrtivých pohybů, které by byly doplněny o měření délky vysunutí tlumiče. Předpokládá se, že vozidlo je vybaveno čtyřmi tlumiči vrtivých pohybů na každém podvozku. Schematické znázornění vozidla je na **Fig. 11**.

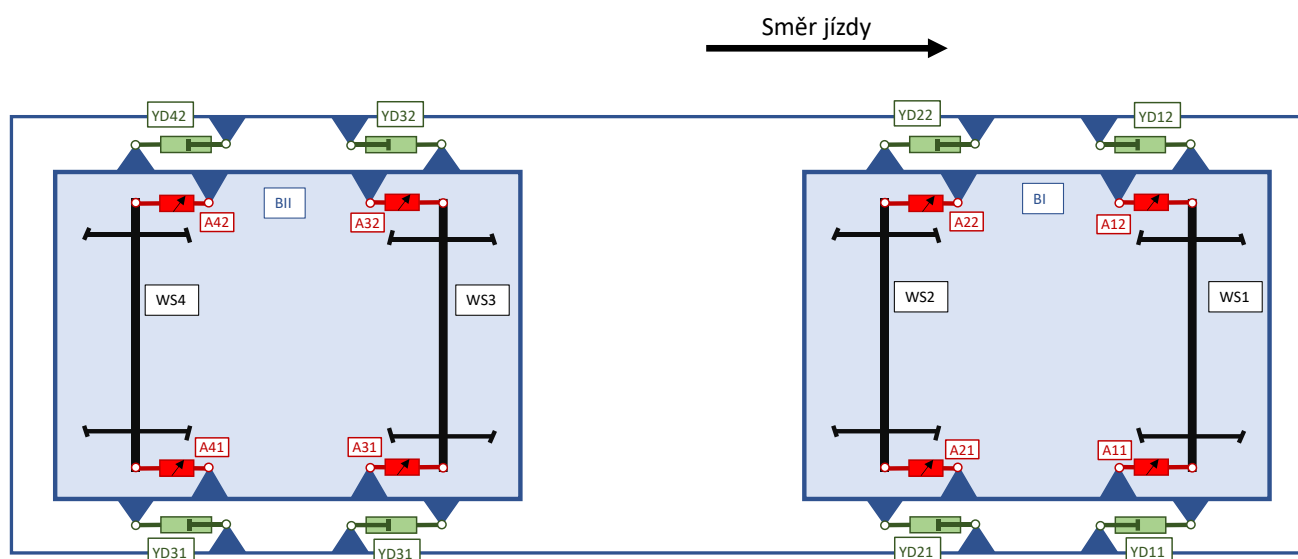


Fig. 11. Schematické uspořádání vozidla

BI, resp. BII označuje první a druhý podvozek vozidla, WS1 až WS4 jednotlivá dvojkolí. A11 až A42 jsou lineární aktuátory spojující v podélném směru ložiskové komory a rámy podvozku. YD11 až YD42 jsou tlumiče vrtivých pohybů mezi podvozkem a skříní vozidla.

Za předpokladu, že všechny tlumiče vrtivých pohybů jsou vybaveny odměřováním délky vysunutí lze psát:

$$\begin{aligned}\psi_I &= k_\psi (L_{YD,11} - L_{YD,12} - L_{YD,21} + L_{YD,22}) \\ \psi_{II} &= k_\psi (L_{YD,31} - L_{YD,32} - L_{YD,41} + L_{YD,42})\end{aligned}$$

(3)

Kde:

$\psi_{I,II}$ jsou úhly natočení podvozků,
 k_ψ je konstanta úměrnosti závislá na vzdálenosti tlumičů vrtivých pohybů od středu podvozku,
 $L_{YD,jk}$ jsou délky tlumičů, j – index dvojkolí, k – index strany

Závislost úhlu natočení podvozku na délkách tlumičů byla zjištěna kinematickou analýzou v Software Simpack. Analýza byla provedena pro poloměry oblouků 200 m a větších. Vypočtená závislost byla následně aproximována lineární funkcí. Z provedené analýzy vyplývá, že v rozsahu poloměrů traťových oblouků, lze závislost úhlu natočení podvozku na délkách tlumičů vrtivých pohybů s dostatečnou přesností nahradit lineární funkcí. Pro zkoumané vozidlo vychází směrnice této funkce $k_\psi = -0,1818$.

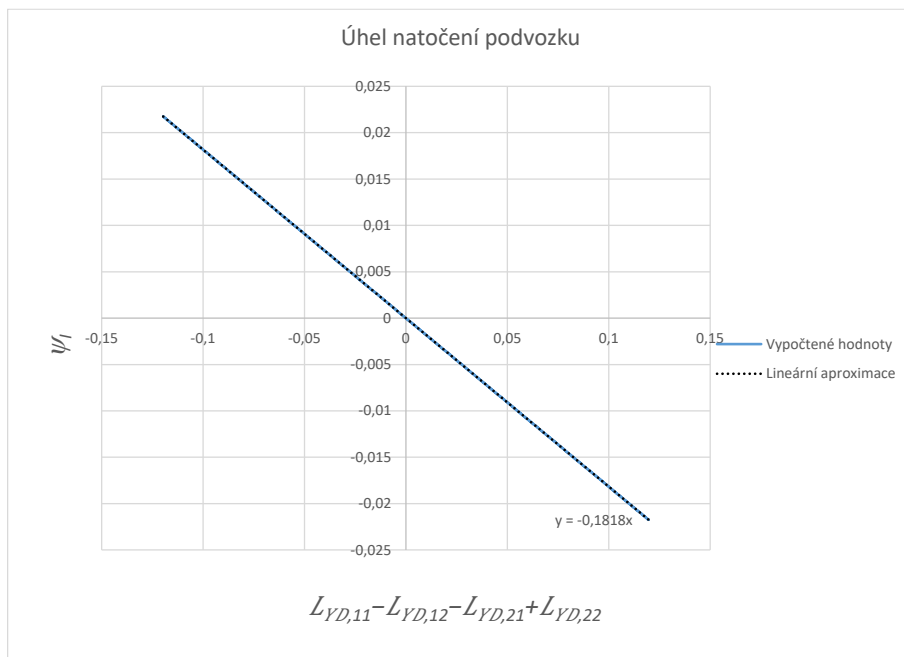


Fig. 12. Závislost úhlu natočení podvozku na délkách tlumičů

Detekce křivosti trati byla testována pomocí simulace jízdy po 21 km dlouhém úseku obloukovité trati Letohrad-Lichkov (**Fig. 13**).

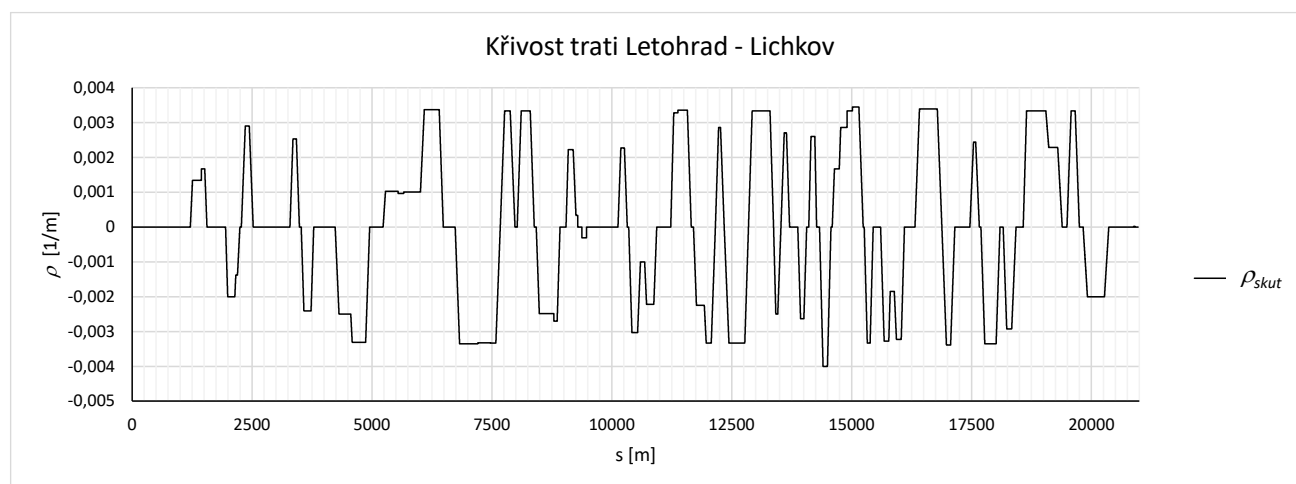


Fig. 13. Křivost trati Letohrad-Lichkov

Trati byla modelována včetně změřených nerovností trati, rychlost jízdy měla po celou dobu simulace konstantní hodnotu 80 km/h. Výpočet byl proveden s uvažováním součinitele tření v kontaktu kolo-kolejnice $f = 0,4$. Křivosti trati detekované během simulace na prvním a druhém podvozku vozidla jsou zobrazeny na **Fig. 14**.

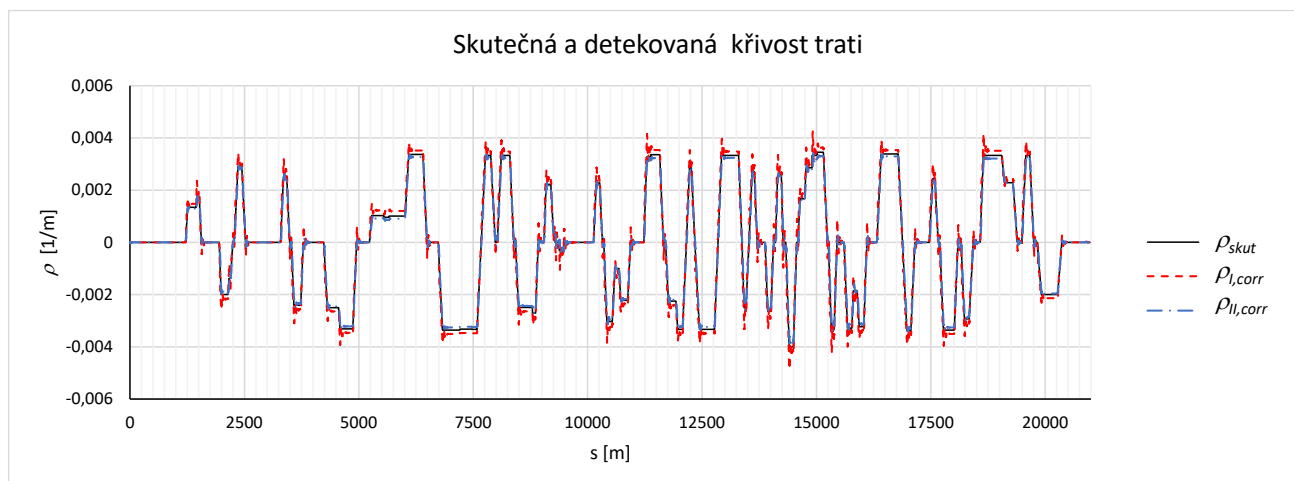


Fig. 14. Simulace jízdy po trati Letohrad – Lichkov, detekovaná křivost trati

Z prostého optického porovnání skutečné křivosti a trati detekované na obou podvozcích vyplývá poměrně dobrá shoda. Maximální odchylka detekované křivosti trati od skutečné dosahuje hodnot $0,001 \text{ m}^{-1}$ na prvním a $0,0006 \text{ m}^{-1}$ na druhém podvozku vozidla (**Fig. 15**).

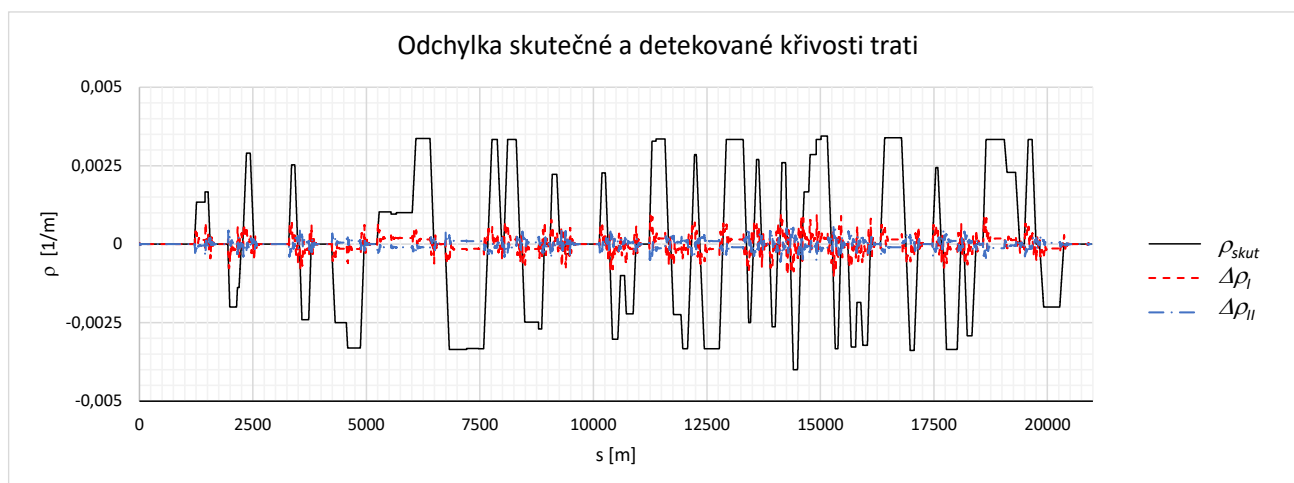


Fig. 15. Simulace jízdy po trati Letohrad – Lichkov, odchylka detekované a skutečné křivosti trati

Procentuální vyjádření odchylky detekované křivosti trati je z matematického hlediska problematické, neboť v přímé trati je křivost nulová a jakákoli odchylka vede nekonečně velké relativní chybě. Proto byla pro vyhodnocení relativní chyby detekce křivosti trati zvolena hraniční hodnota křivosti $0,0013 \text{ m}^{-1}$, pod kterou nebyla chyba detekce křivosti vyhodnocována. Hraniční křivost odpovídá poloměru oblouku koleje 750 m. Relativní chyba detekce křivosti trati vypočtená za těchto podmínek je zobrazena na **Fig. 16**.

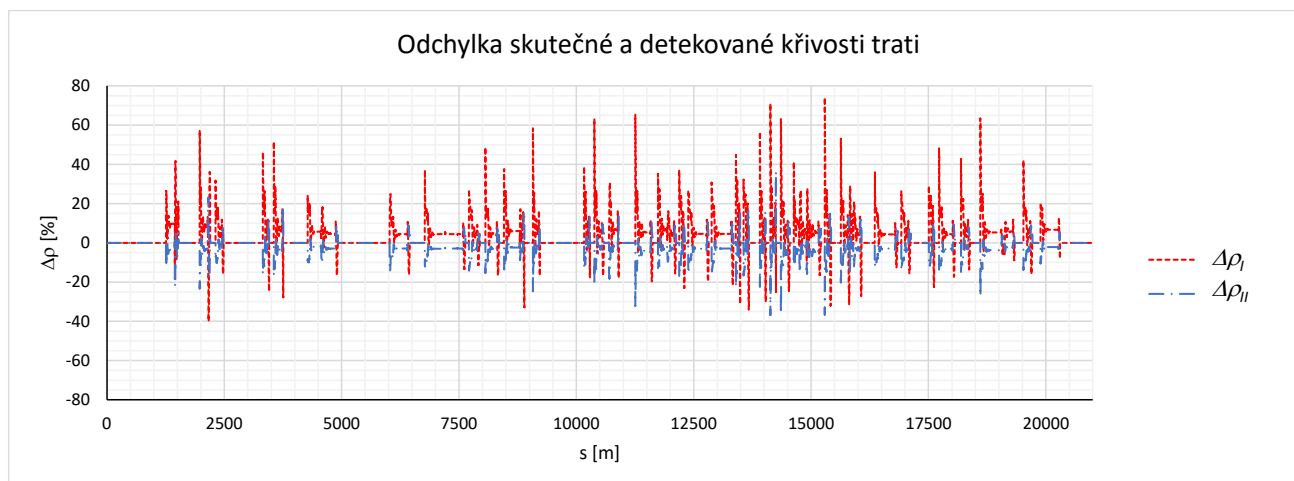


Fig. 16. Simulace jízdy po trati Letohrad – Lichkov, relativní chyba detekce křivosti trati

Relativní chyba detekce křivosti trati nepřesahuje v obloucích konstantního poloměru hodnotu cca 6 %. Špičky v odchylkách skutečné a detekované hodnoty křivosti trati se objevují v přechodnicových úsecích na vjezdu a výjezdu z oblouku (**Fig. 17, Fig. 18**).



Fig. 17. Simulace jízdy po trati Letohrad – Lichkov, detekovaná křivost trati - detail

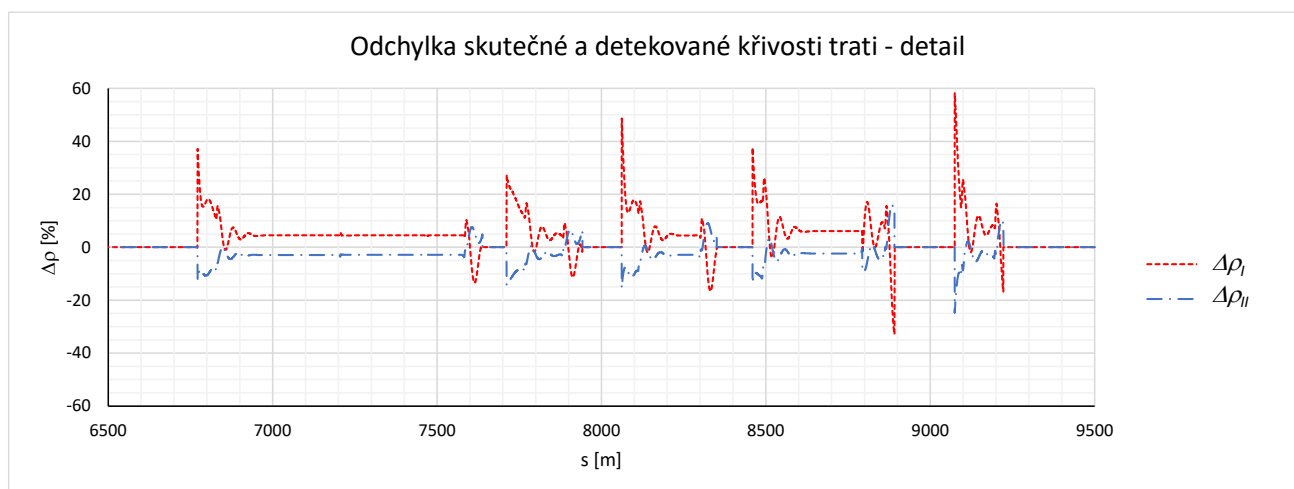


Fig. 18. Simulace jízdy po trati Letohrad – Lichkov, relativní chyba detekce křivosti trati - detail

Přes tyto nedostatky byly výsledky detekce křivosti trati shledány jako uspokojivé z hlediska jejich využití pro řízení aktivního natáčení dvojkolí.

5.4 Řídicí algoritmus natáčení dvojkolí

Řídicí algoritmus natáčení dvojkolí vypočte na základě detekované křivosti trati požadovanou hodnotu natočení dvojkolí a z ní žádané hodnoty vysunutí aktuátorů.

$$\begin{aligned}
 \Delta x_{11} &= f_{11}(\rho_I, f, a_n, \dots) \\
 \Delta x_{12} &= f_{12}(\rho_I, f, a_n, \dots) \\
 \Delta x_{21} &= f_{21}(\rho_I, f, a_n, \dots) \\
 \Delta x_{22} &= f_{22}(\rho_I, f, a_n, \dots) \\
 \Delta x_{31} &= f_{31}(\rho_{II}, f, a_n, \dots) \\
 \Delta x_{32} &= f_{32}(\rho_{II}, f, a_n, \dots) \\
 \Delta x_{41} &= f_{41}(\rho_{II}, f, a_n, \dots) \\
 \Delta x_{42} &= f_{42}(\rho_{II}, f, a_n, \dots)
 \end{aligned} \quad (4)$$

Kladná hodnota vysunutí aktuátoru znamená, záporná zkrácení vzhledem k nominální délce. Kladná hodnota křivosti trati odpovídá pravému oblouku koleje.

V závislosti na možnostech řízení vysunutí aktuátorů je uvažováno se dvěma základními variantami řídicího algoritmu:

- Proporcionální řízení – vysunutí aktuátoru lze spojitě řídit v rozsahu mezi minimální a maximální hodnotou
- 3-polohové řízení – vysunutí aktuátoru může v ustáleném stavu nabývat pouze tří diskretních hodnot. (minimální vysunutí, maximální vysunutí, střední poloha)

5.4.1 3polohová regulace vysunutí aktuátorů

Při třípolohové regulaci může aktuátor v ustáleném stavu nabývat pouze tří diskretních poloh:

- maximální vysunutí,
- minimální vysunutí,
- střední poloha.

V přímé trati a v obloucích velkých poloměrů jsou aktuátory ve střední poloze a vozidlo se chová analogicky k vozidlu s konvenčním vedením dvojkolí. V okamžiku, kdy je křivost koleje větší než hodnota ρ_{lim} , dojde k aktivaci natáčení dvojkolí a žádaná hodnota zdvihu aktuátorů je $\pm \Delta x_{max,step}$ (5).

$$\begin{array}{ll}
 \rho \geq \rho_{lim} & \rho < \rho_{lim} \\
 \Delta x_{11} = -\text{sign}(\rho_I) \Delta x_{max,step} & \Delta x_{11} = 0 \\
 \Delta x_{12} = \text{sign}(\rho_I) \Delta x_{max,step} & \Delta x_{12} = 0 \\
 \Delta x_{21} = -\text{sign}(\rho_I) \Delta x_{max,step} & \Delta x_{21} = 0 \\
 \Delta x_{22} = \text{sign}(\rho_I) \Delta x_{max,step} & \Delta x_{22} = 0 \\
 \Delta x_{31} = -\text{sign}(\rho_{II}) \Delta x_{max,step} & \Delta x_{31} = 0 \\
 \Delta x_{32} = \text{sign}(\rho_{II}) \Delta x_{max,step} & \Delta x_{32} = 0 \\
 \Delta x_{41} = -\text{sign}(\rho_{II}) \Delta x_{max,step} & \Delta x_{41} = 0 \\
 \Delta x_{42} = \text{sign}(\rho_{II}) \Delta x_{max,step} & \Delta x_{42} = 0
 \end{array}$$

(5)

Nastavení systému je dáno dvěma parametry: $\Delta x_{max,step}$ a ρ_{lim} . Tyto parametry je třeba určit tak, aby měl systém aktivního natáčení co největší přínos ke snížení vodících sil v obloucích malých a velmi malých poloměrů, ale zároveň nedocházelo k nárůstu velikosti vodících sil v obloucích větších poloměrů. Pro nalezení optimálních hodnot parametrů třípolohové regulace $\Delta x_{max,step}$ a ρ_{lim} byly provedeny simulace jízdy vozidla

v sedmi obloucích o poloměru 250 až 1000 m, pro tři různé hodnoty nevyrovnaného příčného zrychlení a 13 hodnot zdvihu aktuátoru $\Delta x_{\max, \text{step}}$ v rozsahu 0 až 6 mm. Celkem tak bylo provedeno 273 simulací (**Tab. 12**), při kterých byly sledovány velikosti vodicích sil na všech kolech vozidla a vyhodnocováno jejich maximum. Simulace byly provedeny pro hodnotu součinitele tření v kontaktu kolo-kolejnice 0,4, bez uvažování nerovností koleje. Hodnoty ve sloupci $\Delta x_{\max, \text{step}} = 0$ představují standardní vozidlo bez aktivního natáčení náprav.

Maximální velikost vodicí síly																
Manévr	R	a_n	Zdvih aktuátoru $\Delta x_{\max, \text{step}}$ [mm]													
[-]	[m]	[ms ⁻²]	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	
1	250	0	61 050	59 941	58 619	56 554	54 519	52 235	49 152	42 800	28 687	16 426	8 893	8 622	14 620	
2	300	0	56 108	54 050	51 630	48 964	45 679	41 119	33 703	20 184	6 716	5 085	12 998	22 657	22 407	
3	400	0	46 885	43 490	39 163	33 327	25 686	15 840	3 951	5 427	10 909	17 158	24 760	31 347	34 282	
4	500	0	39 305	33 967	28 215	21 091	11 419	4 110	8 022	12 408	19 493	27 252	32 983	35 574	36 707	
5	600	0	33 439	28 370	21 413	11 891	4 778	7 033	12 537	18 921	26 897	32 650	35 493	36 934	37 414	
6	800	0	27 468	19 858	9 506	2 974	6 309	12 762	20 256	28 148	33 039	36 002	37 426	37 828	37 948	
7	1000	0	22 594	13 006	4 988	3 546	10 943	17 924	26 271	31 822	35 273	37 266	37 941	38 243	38 551	
8	250	1	71 343	69 543	67 739	65 937	63 945	60 432	53 750	44 232	34 231	27 613	19 385	21 499	29 917	
9	300	1	64 931	62 678	60 390	57 692	54 104	47 834	36 908	21 082	17 236	20 001	26 946	33 071	40 440	
10	400	1	54 820	51 393	47 071	41 027	32 943	21 534	19 898	18 815	26 255	35 247	42 321	47 376	49 405	
11	500	1	46 817	41 321	34 344	25 634	20 944	21 385	21 187	29 068	37 254	44 343	47 810	50 042	50 587	
12	600	1	39 749	32 543	23 781	21 769	22 435	19 252	27 135	36 720	43 651	47 677	49 999	50 574	50 803	
13	800	1	28 916	22 897	23 071	21 219	19 446	27 261	35 843	43 291	48 227	50 346	50 874	50 899	50 870	
14	1000	1	22 790	23 701	21 408	16 404	24 637	33 153	41 091	46 299	49 920	50 957	51 020	50 784	50 900	
15	250	-0,65	50 434	50 235	49 907	49 229	48 014	46 574	44 132	40 874	36 021	26 130	16 090	17 210	23 837	
16	300	-0,65	48 063	47 904	47 395	46 346	44 221	40 860	36 168	28 761	16 470	10 948	20 942	30 335	32 756	
17	400	-0,65	46 703	45 364	42 931	38 700	33 083	24 891	14 080	12 857	20 041	26 132	30 592	30 229	25 383	
18	500	-0,65	44 339	41 420	36 292	29 607	20 290	9 825	15 589	22 476	27 960	28 230	26 470	25 433	27 048	
19	600	-0,65	41 547	36 567	29 747	20 496	9 750	14 583	21 553	26 777	27 055	25 452	25 350	27 307	29 935	
20	800	-0,65	35842,52	28029,86	17662,92	10794,48	14725,02	21735,41	24997,27	24322,55	23438,3	26066,3	28117,56	31721,83	36314,04	
21	1000	-0,65	30971,27	20978,05	11646,42	11827,69	19011,68	23243,81	22963,72	22335,82	25367,23	28078,54	31548,32	34960,42	39178,88	

Tab. 12. Maximální velikost vodicí síly

Následně bylo vyhodnoceno snížení maximální velikosti vodicí síly oproti standardnímu vozidlu. Výsledky jsou shrnuty v tabulce **Tab. 13**. Kladné znaménko znamená snížení maxima vodicích sil, záporné zvětšení.

Snížení maximální hodnoty vodicí síly vzhledem ke STD vozidlu [%]																
Manévr	R	a_n	Zdvih aktuátoru $\Delta x_{\max, \text{step}}$ [mm]													
[-]	[m]	[ms ⁻²]	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	
1	250	0	0	1,82	3,98	7,36	10,70	14,44	19,49	29,89	53,01	73,09	85,43	85,88	76,05	
2	300	0	0	3,67	7,98	12,73	18,59	26,71	39,93	64,03	88,03	90,94	76,83	59,62	60,06	
3	400	0	0	7,24	16,47	28,92	45,21	66,21	91,57	88,43	76,73	63,40	47,19	33,14	26,88	
4	500	0	0	13,58	28,22	46,34	70,95	89,54	79,59	68,43	50,41	30,67	16,09	9,49	6,61	
5	600	0	0	15,16	35,96	64,44	85,71	78,97	62,51	43,42	19,56	2,36	-6,14	-10,45	-11,89	
6	800	0	0	27,71	65,39	89,17	77,03	53,54	26,25	-2,48	-20,28	-31,07	-36,25	-37,72	-38,16	
7	1000	0	0	42,44	77,92	84,30	51,56	20,67	-16,27	-40,84	-56,12	-64,94	-67,93	-69,27	-70,63	
8	250	1	0	2,52	5,05	7,58	10,37	15,29	24,66	38,00	52,02	61,30	72,83	69,86	58,07	
9	300	1	0	3,47	6,99	11,15	16,67	26,33	43,16	67,53	73,45	69,20	58,50	49,07	37,72	
10	400	1	0	6,25	14,14	25,16	39,91	60,72	63,70	65,68	52,11	35,70	22,80	13,58	9,88	
11	500	1	0	11,74	26,64	45,25	55,26	54,32	54,75	37,91	20,43	5,28	-2,12	-6,89	-8,05	
12	600	1	0	18,13	40,17	45,23	43,56	51,57	31,73	7,62	-9,82	-19,95	-25,79	-27,23	-27,81	
13	800	1	0	20,82	20,21	26,62	32,75	5,72	-23,95	-49,71	-66,78	-74,11	-75,94	-76,02	-75,92	
14	1000	1	0	-4,00	6,06	28,02	-8,11	-45,47	-80,30	-103,16	-119,04	-123,59	-123,87	-122,84	-123,34	
15	250	-0,65	0	0,39	1,05	2,39	4,80	7,65	12,50	18,96	28,58	48,19	68,10	65,88	52,74	
16	300	-0,65	0	0,33	1,39	3,57	7,99	14,99	24,75	40,16	65,73	77,22	56,43	36,89	31,85	
17	400	-0,65	0	2,87	8,08	17,14	29,16	46,70	69,85	72,47	57,09	44,05	34,50	35,27	45,65	
18	500	-0,65	0	6,58	18,15	33,23	54,24	77,84	64,84	49,31	36,94	36,33	40,30	42,64	39,00	
19	600	-0,65	0	11,99	28,40	50,67	76,53	64,90	48,12	35,55	34,88	38,74	38,98	34,27	27,95	
20	800	-0,65	0	21,80	50,72	69,88	58,92	39,36	30,26	32,14	34,61	27,28	21,55	11,50	-1,32	
21	1000	-0,65	0	32,27	62,40	61,81	38,62	24,95	25,85	27,88	18,09	9,34	-1,86	-12,88	-26,50	

Tab. 13. Snížení maxima vodicích sil vzhledem ke standardnímu vozidlu

Jiný způsob vyhodnocení provedených simulací představuje **Tab. 14**. Zde je binárně vyhodnoceno, zda velikost maxima vodicích sil překračuje hodnotu 40 kN.

Menší vodící síla než limit			40 kN												
Manévr	R	a _n	Zdvih aktuátoru Δx _{max,step} [mm]												
[-]	[m]	[ms ⁻²]	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6
1	250	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1
2	300	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1
3	400	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
4	500	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
5	600	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
6	800	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
7	1000	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
8	250	1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1
9	300	1	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	0
10	400	1	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	0	0	0
11	500	1	0	0	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0
12	600	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0	0
13	800	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0
14	1000	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0
15	250	-0,65	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1
16	300	-0,65	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1
17	400	-0,65	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
18	500	-0,65	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
19	600	-0,65	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
20	800	-0,65	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
21	1000	-0,65	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

Tab. 14. Porovnání maxima vodících sil s hodnotou 40 kN

Na základě analýzy provedených simulací byla stanovena hodnota zdvihu aktuátorů při třípolohové regulaci $\Delta x_{max,step} = 3,5$ mm a limitní křivost trati $\rho_{lim} = 1/600 = 0,017 \text{ m}^{-1}$ odpovídající poloměru oblouku $R_{lim} = 600$ m.

Při jízdě v oblouku koleje o poloměru $R = R_{lim}$, bude vlivem nerovností trati, pohybů ve vypružení a šumu v měřených datech velmi pravděpodobně docházet k časté změně požadavku na vysunutí aktuátorů z 0 na $\pm \Delta x_{max,step}$ a obráceně. Taková chování systému bude mít nepříznivý vliv na jízdní dynamiku vozidla. Aby nedocházelo k časté změně požadavku na vysunutí aktuátorů, byl systém doplněn hysterezním pásmem v okolí limitní křivosti. Toto pásmo je definováno mezními křivostmi, resp. poloměry oblouku (6).

$$\begin{aligned} R_{start} &< R_{lim} < R_{end} \\ \rho_{end} &< \rho_{lim} < \rho_{start} \end{aligned}$$

(6)

V okamžiku, kdy poloměr oblouku klesne pod hodnotu R_{start} , dojde k aktivaci natáčení dvojkolí a žádaná hodnota zdvihu aktuátorů je $\pm \Delta x_{max,step}$. Tato žádaná hodnota vysunutí aktuátorů zůstává až do okamžiku, kdy poloměr trati stoupne nad hodnotu R_{end} . V tomto okamžiku se žádanou hodnotou vysunutí aktuátorů stává zpět střední poloha.

Hodnoty mezních poloměrů byly stanoveny na:

$$\begin{aligned} R_{start} &= 500 \text{ m,} \\ R_{end} &= 700 \text{ m.} \end{aligned}$$

5.4.2 Spojitá, proporcionální regulace vysunutí aktuátorů

V případě proporcionální regulace je velikost vysunutí aktuátorů přímoúměrná křivosti trati a je spojitě nastavitelná v rozsahu $\pm \Delta x_{max,prop}$.

$$\begin{aligned} \Delta x_{11} &= -k\rho_I \\ \Delta x_{12} &= \Delta x_{11} = k\rho_I \\ \Delta x_{21} &= -\Delta x_{11} = -k\rho_I \\ \Delta x_{22} &= \Delta x_{11} = k\rho_I \\ \Delta x_{31} &= -k\rho_{II} \\ \Delta x_{32} &= \Delta x_{31} = k\rho_{II} \\ \Delta x_{41} &= -\Delta x_{31} = -k\rho_{II} \end{aligned}$$

$$\Delta x_{42} = \Delta x_{31} = k \rho_{II} \quad (7)$$

Dvojkolí v radiální poloze nabíhá na kolejnicový pás s nulovým úhlem náběhu a osa dvojkolí tak prochází středem oblouku (**Fig. 19**). Aby žádané velikosti vysunutí aktuátorů odpovídaly radiální poloze dvojkolí, lze konstantu $k = k_{prop}$ stanovit na základě rozměrů vozidla a polohy aktuátorů:

$$\begin{aligned} \frac{a}{2R} &= \frac{1}{2} a \rho = \frac{\Delta x}{w_{act}} \\ \Delta x &= \frac{1}{2} a w_{act} \rho = k_{prop} \rho \\ k_{prop} &= \frac{1}{2} a w_{act} \end{aligned} \quad (8)$$

a je rozvor podvozku,
 w_{act} je vzdálenost osy aktuátorů od podélné osy vozidla.

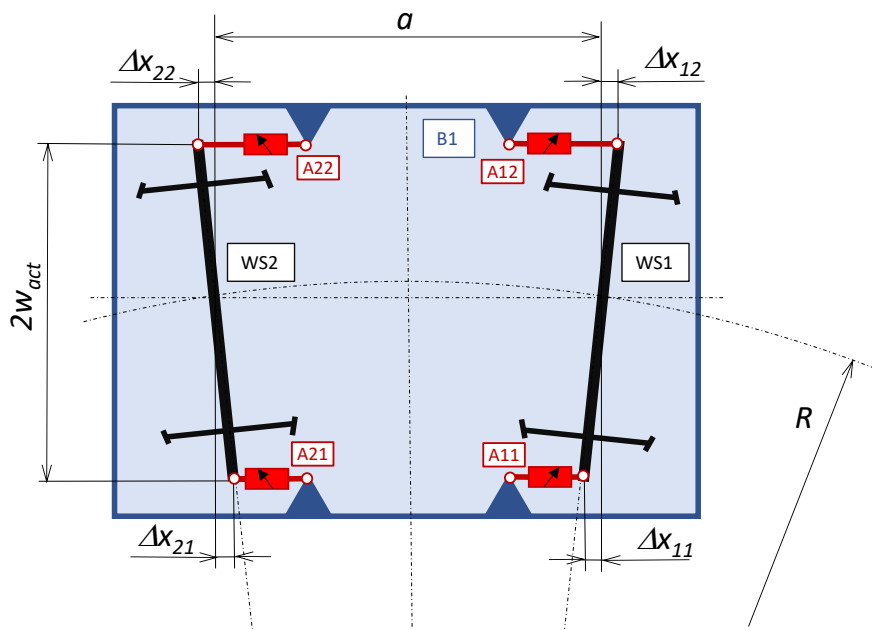


Fig. 19. Podvozek s dvojkolími v radiální poloze

Žádané vysunutí aktuátorů při proporcionální regulaci lze vyjádřit výslednými vztahy:

$$\begin{aligned} \Delta x_{11} &= -\frac{1}{2} a w_{act} \rho_I & \Delta x_{31} &= -\frac{1}{2} a w_{act} \rho_{II} \\ \Delta x_{12} &= \frac{1}{2} a w_{act} \rho_I & \Delta x_{32} &= \frac{1}{2} a w_{act} \rho_{II} \\ \Delta x_{21} &= -\frac{1}{2} a w_{act} \rho_I & \Delta x_{41} &= -\frac{1}{2} a w_{act} \rho_{II} \\ \Delta x_{22} &= \frac{1}{2} a w_{act} \rho_I & \Delta x_{42} &= \frac{1}{2} a w_{act} \rho_{II} \end{aligned} \quad (9)$$

Aby se zamezilo nežádoucí odezvě systému na nerovnosti při jízdě v přímé trati, je činnost systému aktivního natáčení dvojkolí spínána mezními poloměry oblouku $R_{start,prop}$ a $R_{end,prop}$ obdobným způsobem jako při třípolohové regulaci. Hodnoty mezních poloměrů je třeba přizpůsobit způsobu regulace. Při proporcionálním způsobu řízení aktuátorů je možné aktivní natáčení náprav sepnout „dříve“ (ve větších poloměrech oblouků) v porovnání s 3polohovým řízením. Hodnoty mezních poloměrů byly pro proporcionální regulaci stanoveny na:

$$R_{start,prop} = 800 \text{ m},$$

$$R_{end,prop} = 2000 \text{ m.}$$

6 Simulace jízdy vozidla s aktivním natáčením dvojkolí

Simulační model vozidla s aktivně řízeným natáčením dvojkolí byl vytvořen propojením zjednodušeného simulačního modelu mechanické části vozidla (viz 3.1) a modelu řídicího systému, který byl vytvořen v prostředí software Matlab-Simulink. Podrobnější popis modelu řídicího systému je uveden v [17].

Simulace jízdy vozidla po trati Letohrad – Lichkov byla provedena pro tři konfigurace vozidla:

- STD – standardní vozidlo bez aktivního natáčení dvojkolí,
- AWS – STEP – vozidlo s aktivním natáčením dvojkolí a 3polohovým systémem řízení (viz 5.4.1),
- AWS – PROP – vozidlo se spojitým, proporcionálním systémem řízení (viz 5.4.2).

Simulace jízdy vozidla po trati Letohrad – Lichkov byla provedena pro konstantní rychlost vozidla 80 km/h a součinitel tření v kontaktech kolo-kolejnice 0,4. Sledovanými veličinami byly velikosti vodicích sil a indexu opotřebení na jednotlivých kolech. Index opotřebení je definován vztahem:

$$T_y = |T_x v_x| + |T_y v_y| \quad (10)$$

kde:

T_x je podélná skluzová síla,
 T_y je příčná skluzová síla,
 v_x je podélný skluz,
 v_y je příčný skluz.

Vzhledem k tomu, že relativní skluzu v_x a v_y jsou definovány jako podíl skluzových rychlostí a referenční rychlosti, představuje index opotřebení podíl třecího výkonu v kontaktu kolo-kolejnice a referenční rychlosti.

$$T_y = \left| \frac{T_x c_x}{v_{ref}} \right| + \left| \frac{T_y c_y}{v_{ref}} \right| = \left| \frac{P_{frict}}{v_{ref}} \right| \quad (11)$$

Referenční rychlost je definována jako dopředná rychlost jízdy vozidla. Jednotkou indexu opotřebení je Newton. Integrací indexu opotřebení po dráze jízdy vozidla pak získáme celkovou energii disipovanou v kontaktu kolo-kolejnice

Průběhy vodicích sil a indexů opotřebení jsou zobrazeny na obrázcích **Fig. 20** až **Fig. 27**.

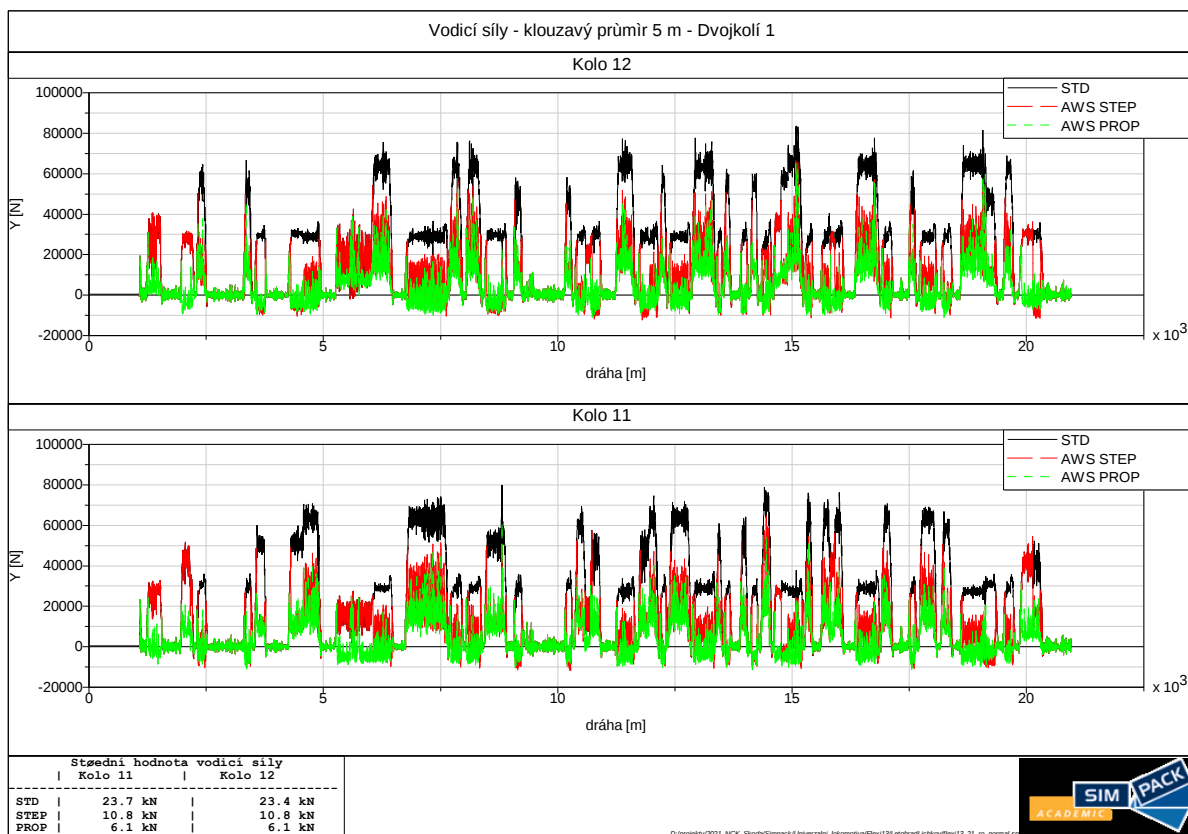


Fig. 20. Simulace jízdy vozidla s aktivním natáčením dvojkolí po trati Letohrad – Lichkov, průběh vodících sil, dvojkolí 1

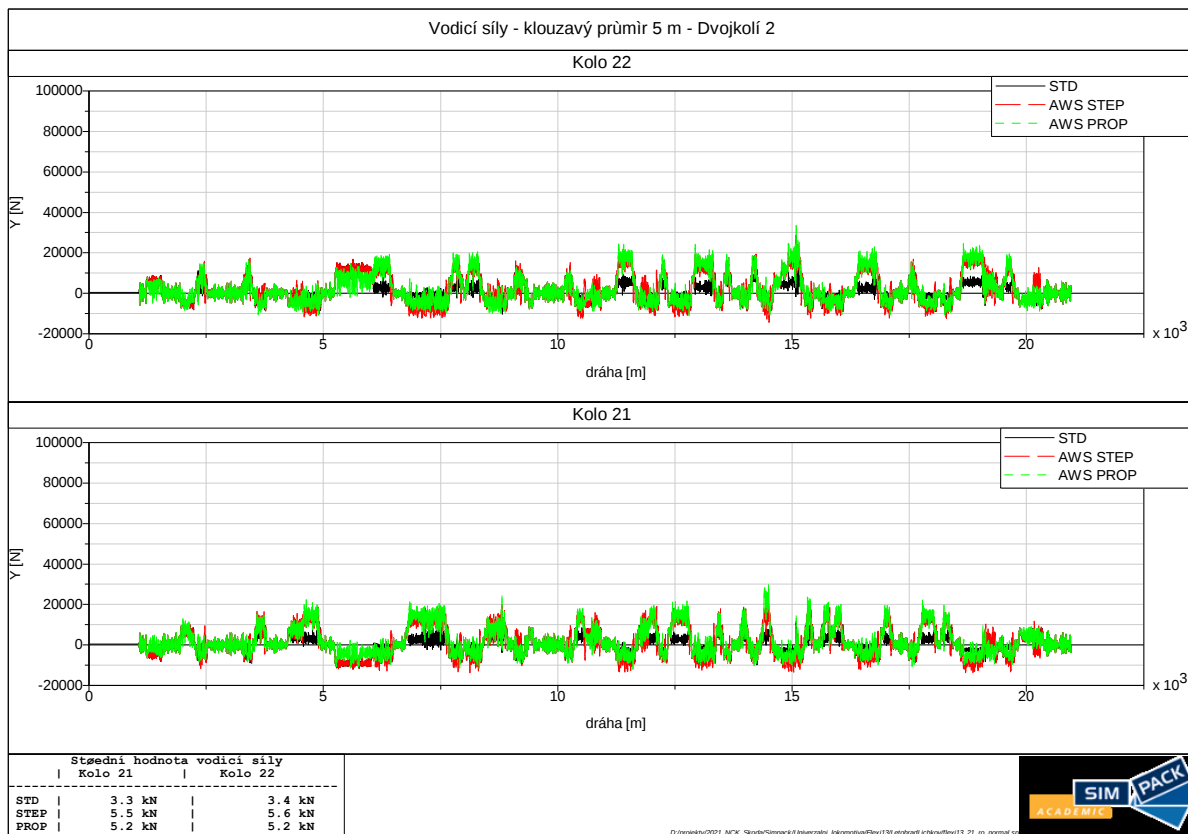


Fig. 21. Simulace jízdy vozidla s aktivním natáčením dvojkolí po trati Letohrad – Lichkov, průběh vodících sil, dvojkolí 2

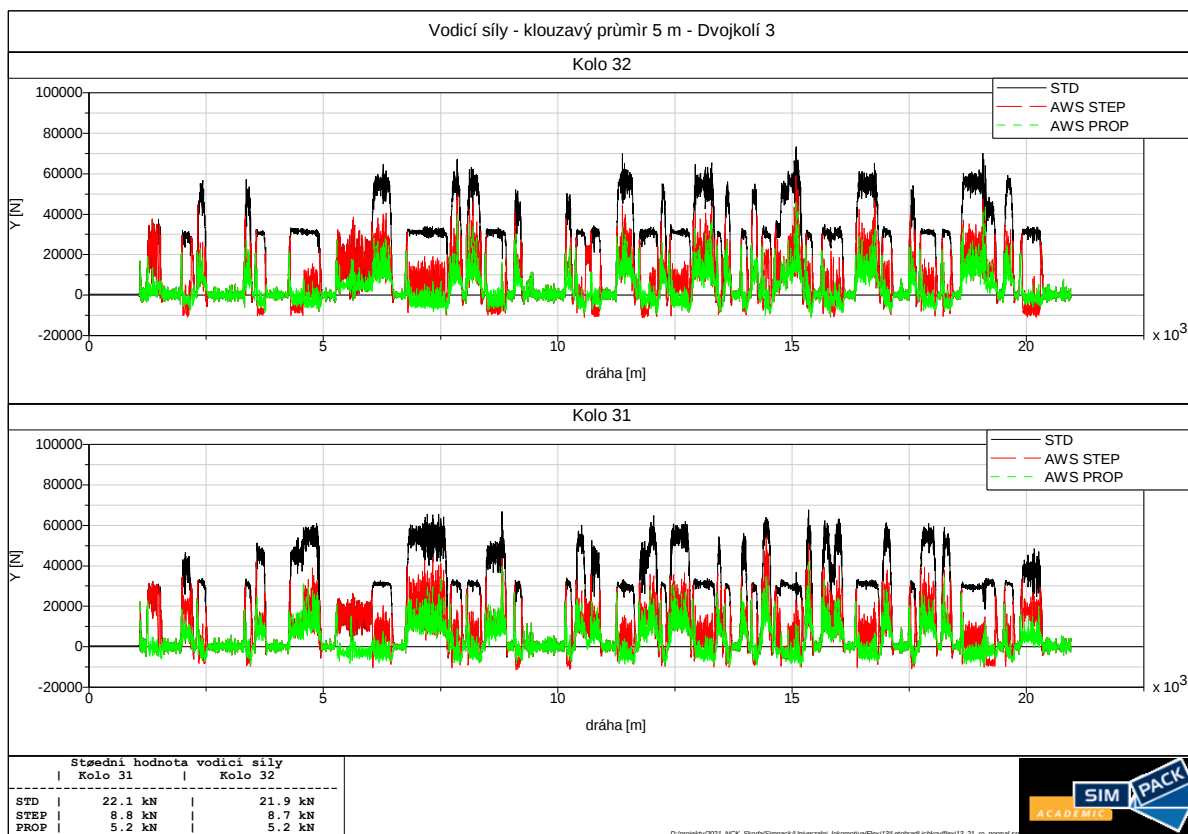


Fig. 22. Simulace jízdy vozidla s aktivním natáčením dvojkolí po trati Letohrad – Lichkov, průběh vodících sil, dvojkolí 3

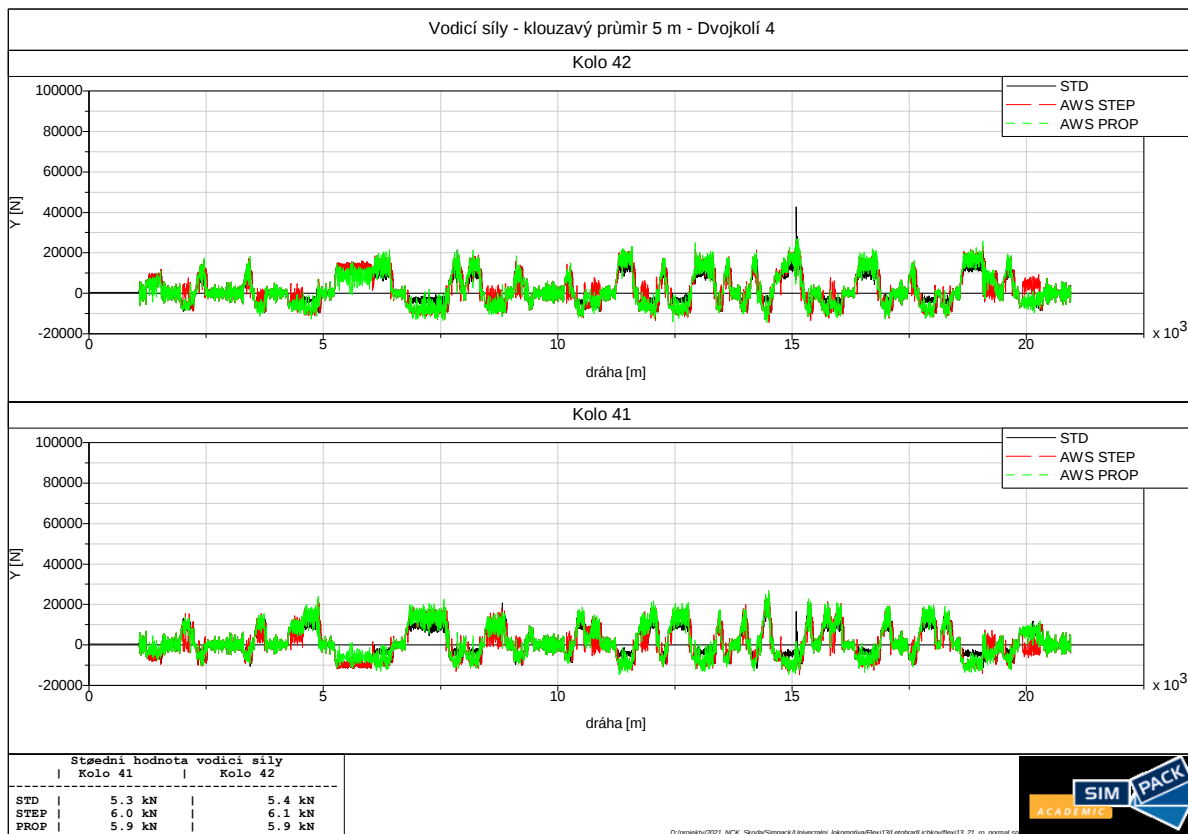


Fig. 23. Simulace jízdy vozidla s aktivním natáčením dvojkolí po trati Letohrad – Lichkov, průběh vodících sil, dvojkolí 4

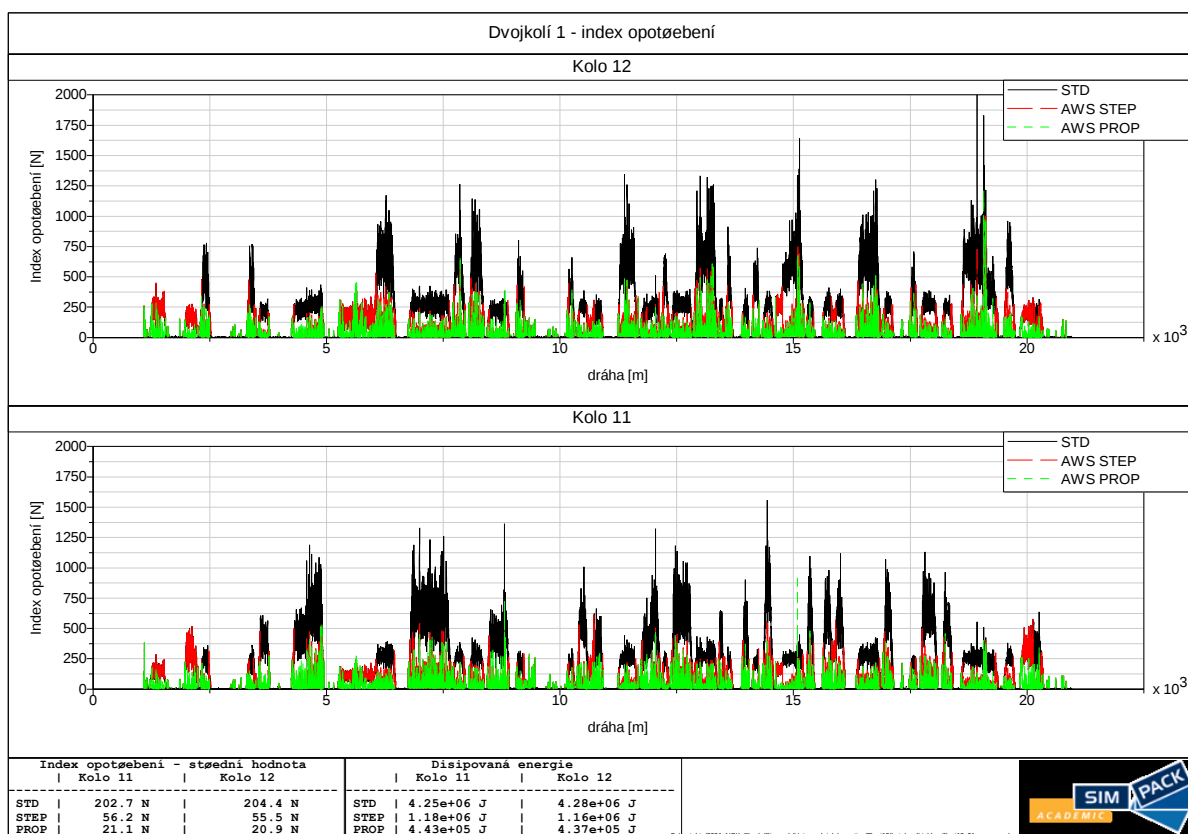


Fig. 24. Simulace jízdy vozidla s aktivním natáčením dvojkolí po trati Letohrad – Lichkov, průběh indexu opotřebení, dvojkolí 1

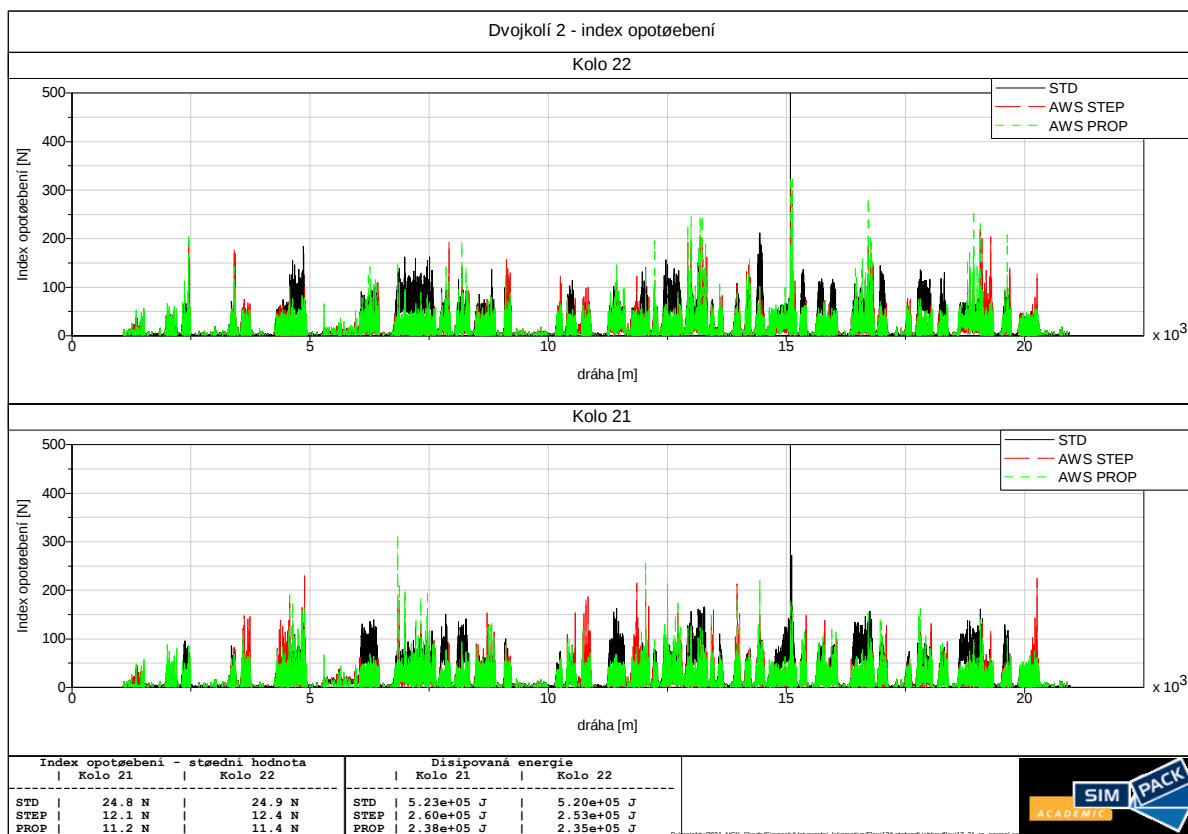


Fig. 25. Simulace jízdy vozidla s aktivním natáčením dvojkolí po trati Letohrad – Lichkov, průběh indexu opotřebení, dvojkolí 2

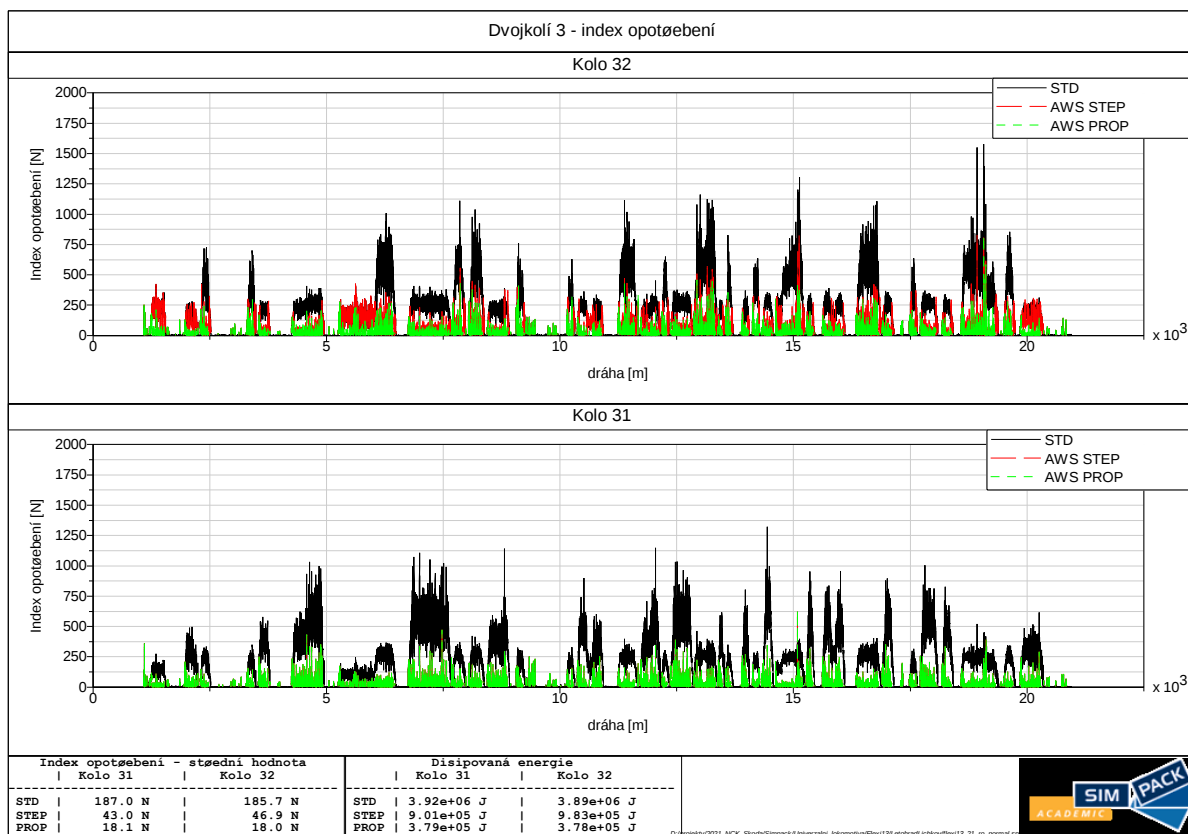


Fig. 26. Simulace jízdy vozidla s aktivním natáčením dvojkolí po trati Letohrad – Lichkov, průběh indexu opotřebení, dvojkolí 3

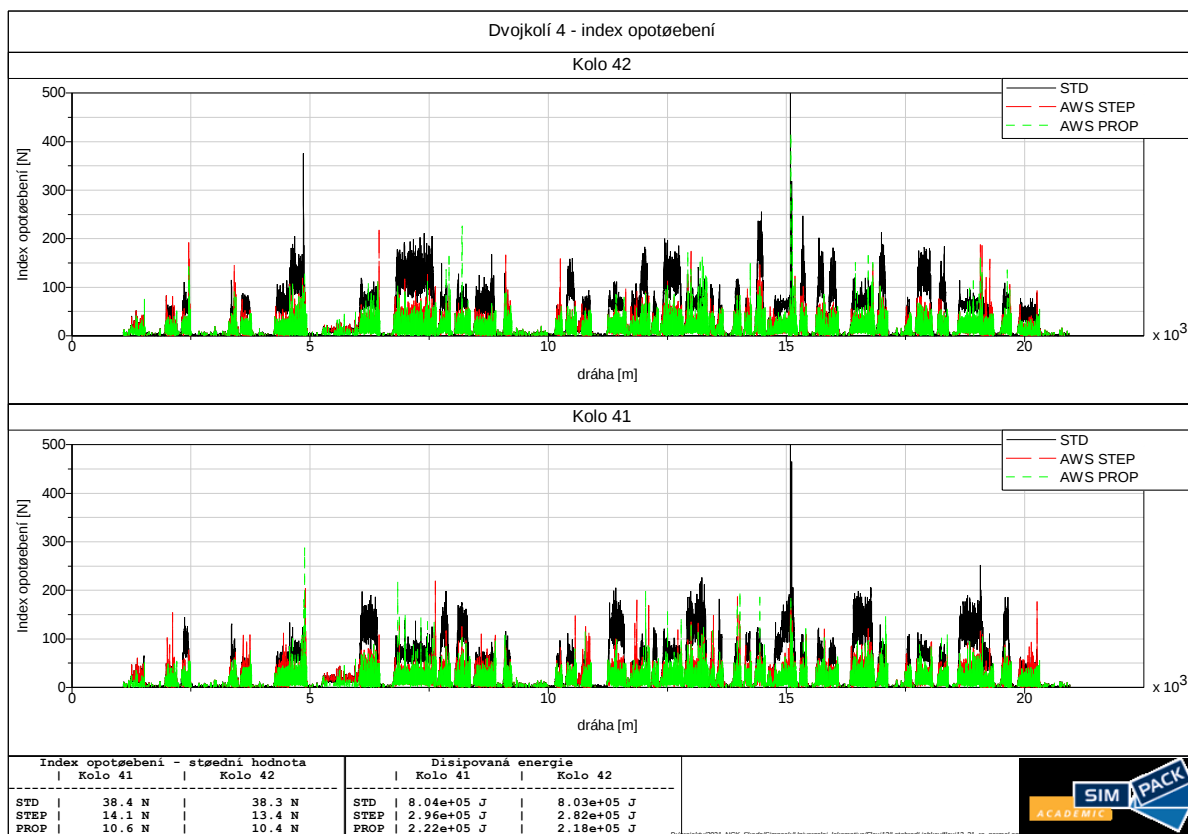


Fig. 27. Simulace jízdy vozidla s aktivním natáčením dvojkolí po trati Letohrad – Lichkov, průběh indexu opotřebení, dvojkolí 4

Z průběhů vodicích sil byly vypočteny střední hodnoty na jednotlivých kolech. Oba systémy aktivního natáčení dvojkolí byly porovnány s hodnotami standardního vozidla (**Tab. 15**). Z hlediska vodicích sil došlo na nabíhajících kolech k poklesu střední hodnoty vodicí síly o 54 – 60 % u třípolohové regulace a o 74 – 76 % u proporcionální regulace natáčení dvojkolí.

	Střední hodnota vodicích sil				
	hodnota [kN]			pokles [%]	
	STD	AWS - Step	AWS - prop	AWS - Step	AWS - prop
Kolo 11	23,7	10,8	6,1	54,4%	74,3%
Kolo 12	23,4	10,8	6,1	53,8%	73,9%
Kolo 21	3,3	5,5	5,2	-66,7%	-57,6%
Kolo 22	3,4	5,6	5,2	-64,7%	-52,9%
Kolo 31	22,1	8,8	5,2	60,2%	76,5%
Kolo 32	21,9	8,7	5,2	60,3%	76,3%
Kolo 41	5,3	6,0	5,9	-13,2%	-11,3%
Kolo 42	5,4	6,1	5,9	-13,0%	-9,3%

Tab. 15. Simulace jízdy vozidla s aktivním natáčením dvojkolí po trati Letohrad – Lichkov, střední hodnoty vodicích sil

Střední hodnoty indexu opotřebení jsou shrnuty v **Tab. 16**. Pokles střední hodnoty indexu opotřebení na nabíhajících kolech se pohybuje v rozsahu 72 – 74 % u třípolohové regulace a 89 – 90 % u regulace proporcionální.

	Střední hodnota indexu opotřebení				
	hodnota [N]			pokles [%]	
	STD	AWS - Step	AWS - prop	AWS - Step	AWS - prop
Kolo 11	202,7	56,2	21,1	72,3%	89,6%
Kolo 12	204,4	55,5	20,9	72,8%	89,8%
Kolo 21	24,8	12,1	11,2	51,2%	54,8%
Kolo 22	24,9	12,4	11,4	50,2%	54,2%
Kolo 31	187	43	18,1	77,0%	90,3%
Kolo 32	185,7	46,9	18	74,7%	90,3%
Kolo 41	38,4	14,1	10,6	63,3%	72,4%
Kolo 42	38,3	13,4	10,4	65,0%	72,8%

Tab. 16. Simulace jízdy vozidla s aktivním natáčením dvojkolí po trati Letohrad – Lichkov, střední hodnoty indexu opotřebení

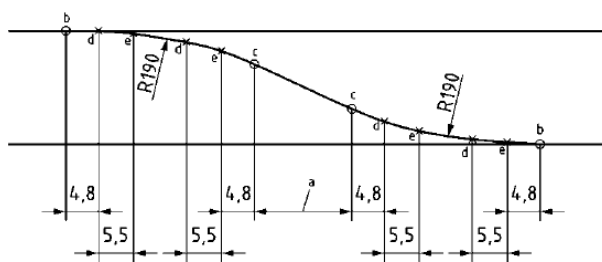
Tabulka **Tab. 17** shrnuje hodnoty disipované energie na jednotlivých kolech a jejich součty pro dvojkolí, podvozky i pro vozidlo jako celek. Použití třípolohové regulace natáčení dvojkolí přineslo celkové snížení energie disipované v kontaktech kolo – kolejnice na vozidle o 72 %, zatímco u proporcionální regulace natáčení dvojkolí o téměř 87 %.

	Energie disipovaná v kontaktech kolo - kolejnice				
	value [J]			decrease [%]	
	STD	AWS - Step	AWS - prop	AWS - Step	AWS - prop
Kolo 11	4,25E+06	1,18E+06	4,43E+05	72,2%	89,6%
Kolo 12	4,28E+06	1,16E+06	4,37E+05	72,9%	89,8%
Kolo 21	5,23E+05	2,60E+05	2,38E+05	50,3%	54,5%
Kolo 22	5,20E+05	2,53E+05	2,35E+05	51,3%	54,8%
Kolo 31	3,92E+06	9,01E+05	3,79E+05	77,0%	90,3%
Kolo 32	3,89E+06	9,83E+05	3,78E+05	74,7%	90,3%
Kolo 41	8,04E+05	2,96E+05	2,22E+05	63,2%	72,4%
Kolo 42	8,03E+05	2,82E+05	2,18E+05	64,9%	72,9%
Dvojkolí 1	8,53E+06	2,34E+06	8,80E+05	72,6%	89,7%
Dvojkolí 2	1,04E+06	5,13E+05	4,73E+05	50,8%	54,7%
Dvojkolí 3	7,81E+06	1,88E+06	7,57E+05	75,9%	90,3%
Dvojkolí 4	1,61E+06	5,78E+05	4,40E+05	64,0%	72,6%
Podvozek I	9,57E+06	2,85E+06	1,35E+06	70,2%	85,9%
Podvozek II	9,42E+06	2,46E+06	1,20E+06	73,9%	87,3%
Vozidlo	1,90E+07	5,32E+06	2,55E+06	72,0%	86,6%

Tab. 17. Simulace jízdy vozidla s aktivním natáčením dvojkolí po trati Letohrad – Lichkov, energie disipovaná v kontaktech kolo-kolejnice

7 Systém aktivního natáčení dvojkolí při jízdě S-obloukem

V rámci schvalovacího procesu vozidla je posuzováno chování vozidla na výhybkách a výhybkových konstrukcích. Dle ČSN EN 14363 [18] je stanoven zkušební úsek koleje, který se skládá ze dvou protilehlých oblouků o poloměru 190 m. Ty jsou spojeny bez přechodnic krátkým přímým úsekem. Takovou trať nazýváme také tzv. S-obloukem.



Legenda

- | | | | |
|---|---|---|------------------------|
| a | mezilehlá přímá kolej o délce 6 m až 11 m | d | začátek měřicího úseku |
| b | vymezení protisměrného oblouku | e | konec měřicího úseku |
| c | vymezení mezilehlé přímé koleje | | |

Fig. 28. Trať s vymezenými měřicími úseky pro posuzování chování vozidla na výhybkách [18]

Vozidlo projíždí trať rychlostí $v_{test} = 40$ km/h, jsou měřeny svislé složky Q a příčné složky Y sil v kontaktech kolo – kolejnice. V měřicích úsecích se pak vypočítává hodnota $|Y| + 0,5Q$ a vyhodnocuje se maximální velikost $(|Y| + 0,5Q)_{max}$. V [18] není zatím stanovena povinnost chování vozidla na výhybkách posuzovat v rámci schvalovacího procesu nových typů vozidel posuzovat a není zde stanovena mezní hodnota $(|Y| + 0,5Q)_{max}$. Avšak některé železniční správy provedení této zkoušky požadují a lze předpokládat, že se v budoucnu stane posuzování chování vozidla ve výhybkách nezbytnou součástí jízdních zkoušek vozidel.

Chování systému aktivního natáčení dvojkolí ve výhybkách může být problematické zejména ze dvou příčin:

- Systém aktivního natáčení dvojkolí vykazuje v principu určité zpoždění mezi žádanou hodnotou a vlastním natočením dvojkolí. Toto zpoždění je dáno setrvačnými účinky dvojkolí a vlastnostmi aktuátorů a jejich řízení. Vzhledem k tomu, že se jedná se o dva oblouky koleje bez přechodnic spojené velmi krátkým přímým úsekem, je u druhého z oblouků nebezpečí, že systém aktivního natáčení dvojkolí bude ještě reagovat na předcházející oblouk, a tedy natáčet dvojkolí opačným směrem, než je žádoucí.

- Systém detekce křivosti trati byl navrhován pro jízdu vozidla v oblouku konstantní křivosti. Při průjezdu S-obloukem tak bude principiálně vykazovat chybu, a to zejména v okamžiku vjezdu vozidla do druhého z protisměrných oblouků.

Proto byly provedeny simulace jízdy různých konfigurací vozidla v S-oblouku. Simulace byly prováděny vždy pro dvě rychlosti jízdy:

- 24,8 km/h (označení manévru Man60),
- 40,0 km/h (označení manévru Man61),

Parametry trati odpovídaly zkušební trati stanovené v ČSN EN 14363. Délka přímého úseku mezi oblouky R 190 m byla zvolena nejkratší možná - 6 m, první oblouk je levý (**Fig. 29**). Trať byla modelována bez nerovností. Simulace jízdy vozidla S-obloukem byly prováděny při uvažování hodnoty součinitele tření v kontaktu kolo-kolejnice 0,4.

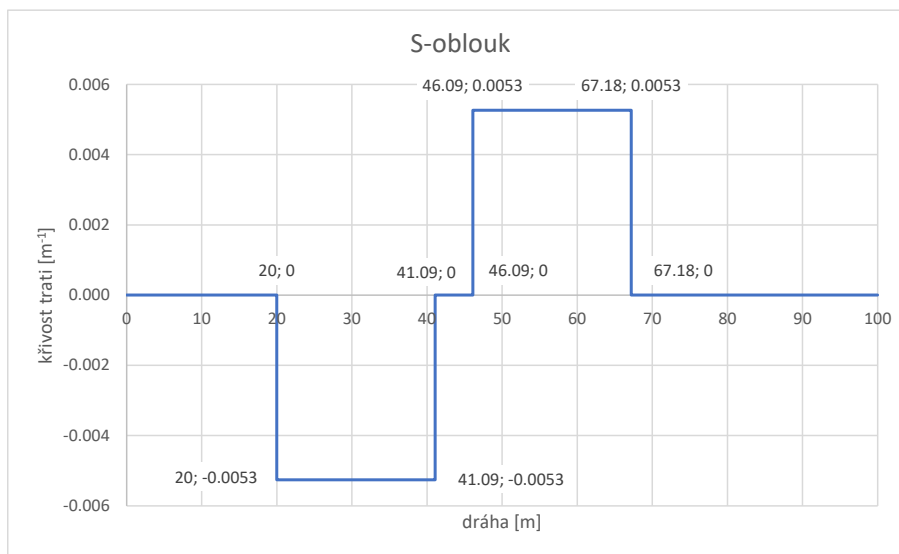


Fig. 29. Testovací S-oblouk, závislost křivosti trati na dráze

7.1 STD – standardní vozidlo

Simulace vozidla ve standardním uspořádání byla provedena pro stanovení výchozích hodnot. Výsledky jsou uvedeny na **Fig. 30** a v **Tab. 18**.

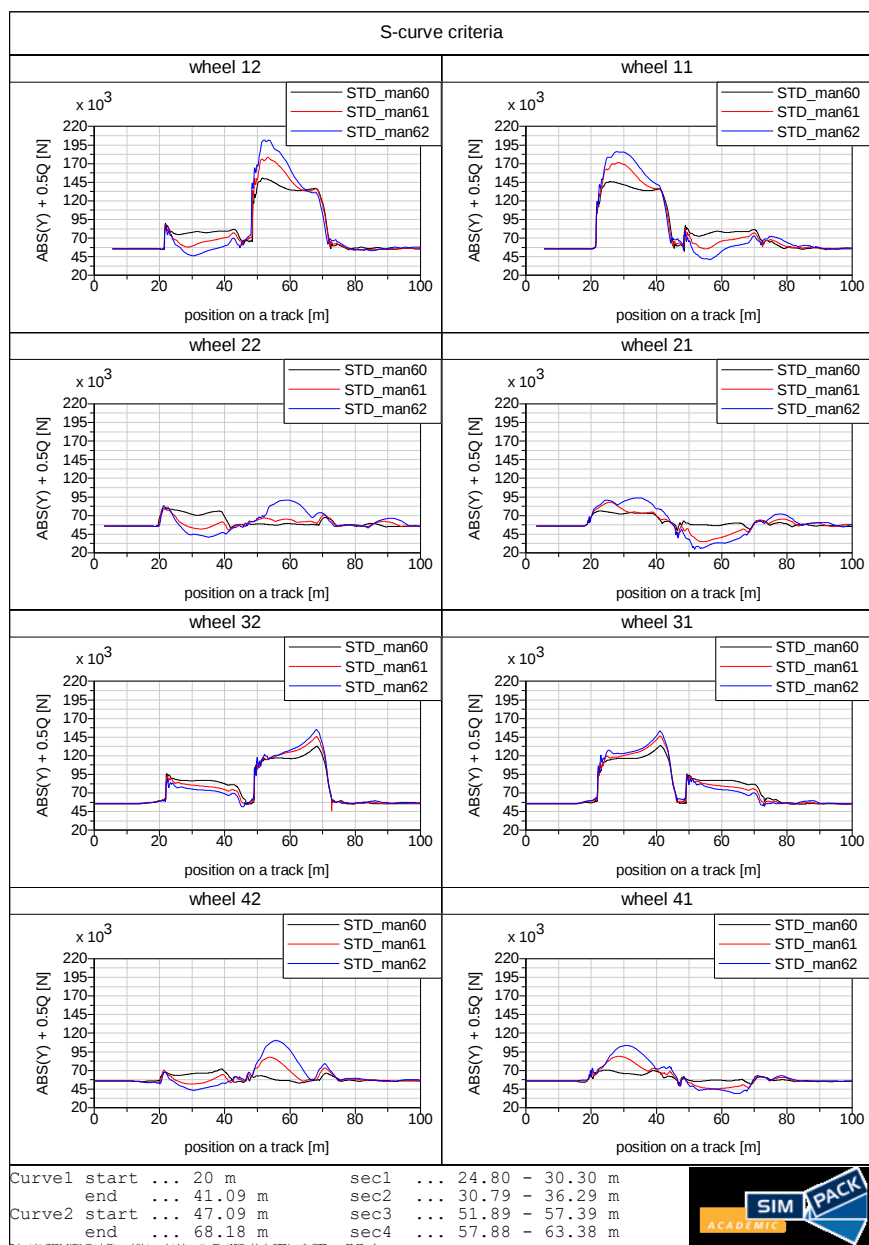


Fig. 30. Simulace jízdy S-obloukem, průběh kritéria $|Y| + 0,5Q$ – standardní vozidlo

	S-curve criterion $Abs(Y)+0.5*Q$		
	value [kN]		
	Man 60	man 61	man 62
Wheel 11	146.0	171.4	186.5
Wheel 12	150.6	178.4	201.8
Wheel 21	76.2	87.9	93.7
Wheel 22	80.5	81.4	90.9
Wheel 31	133.8	146.7	153.3
Wheel 32	132.7	145.9	155.4
Wheel 41	70.7	88.9	103.5
Wheel 42	72.1	87.9	110.2
Max	150.6	178.4	201.8

Tab. 18. Hodnoty $(|Y| + 0,5Q)_{max}$ – standardní vozidlo

7.2 AWS vozidlo



Lze očekávat, že přínos aktivního natáčení dvojkolí bude v S-oblouku nižší než v traťových obloucích. Důležité je posoudit, zda systém aktivního natáčení dvojkolí chování vozidla na výhybkách nezhoršuje v porovnání se standardním vozidlem. Výsledky jsou uvedeny na **Fig. 31** a shrnuty v **Tab. 19**.

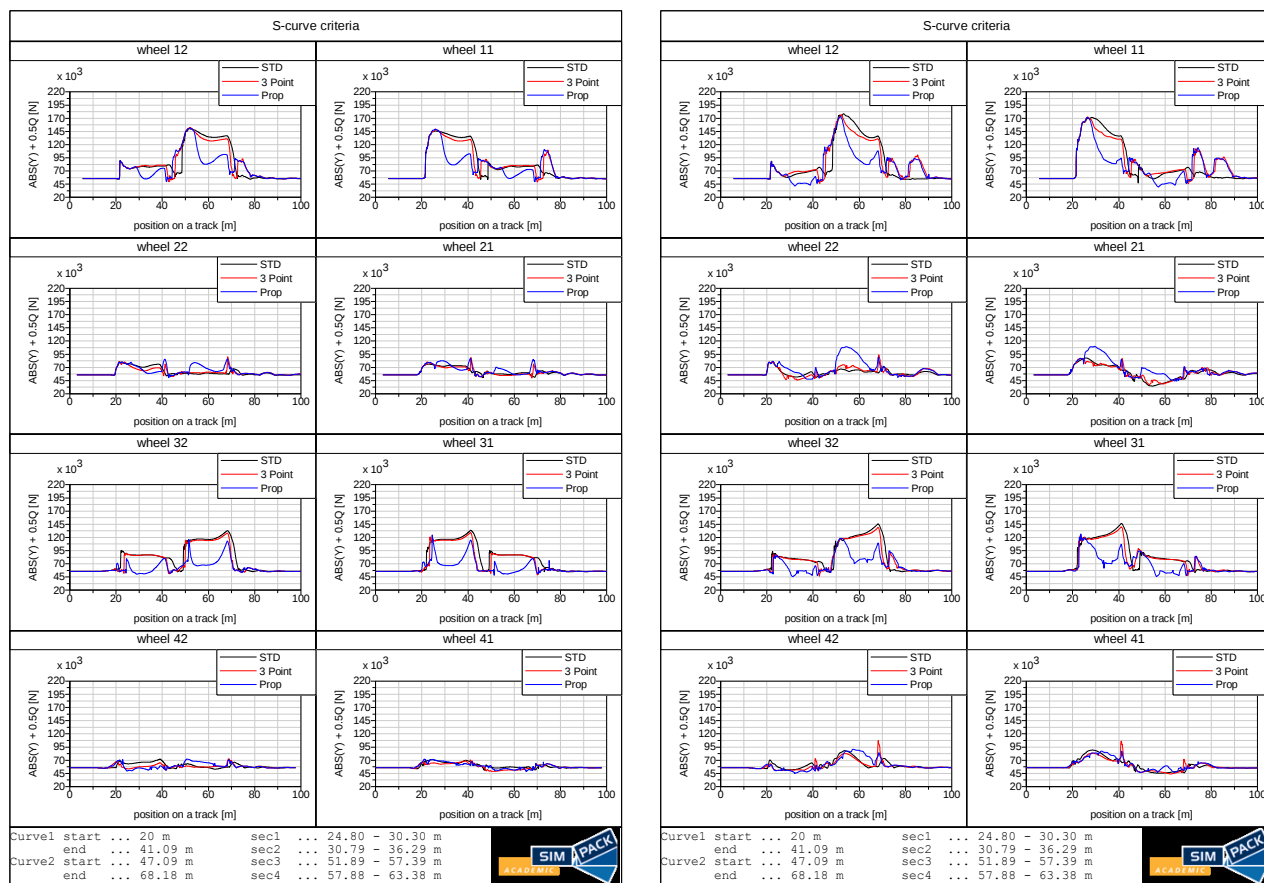


Fig. 31. Simulace jízdy S-obloukem, průběh kritéria $|Y| + 0,5Q$, AWS vozidlo, 3 Point – 3polohová regulace natáčení náprav, Prop – proporcionální regulace natáčení náprav, vlevo $v_{test} = 24,8 \text{ km/h}$, vpravo $v_{test} = 40 \text{ km/h}$

	S-curve criterion $Abs(Y) + 0.5 \cdot Q$, $v = 24.8 \text{ km/h}$					S-curve criterion $Abs(Y) + 0.5 \cdot Q$, $v = 40 \text{ km/h}$				
	value [kN]			decrease [%]		value [kN]			decrease [%]	
	STD	3Point	PROP	3Point	PROP	STD	3Point	PROP	3Point	PROP
Wheel 11	146,2	149,6	149,1	-2,3%	-2,0%	171,5	172,5	171,5	-0,6%	0,0%
Wheel 12	150,8	152,5	151,3	-1,1%	-0,3%	178,3	176,8	173,1	0,8%	2,9%
Wheel 21	76,2	89,1	87,1	-16,9%	-14,3%	87,9	87,5	109,6	0,5%	-24,7%
Wheel 22	80,8	90,1	86,2	-11,5%	-6,7%	81,4	94,1	109,3	-15,6%	-34,3%
Wheel 31	133,6	129,1	124,7	3,4%	6,7%	146,6	140,8	126,8	4,0%	13,5%
Wheel 32	133,0	128,3	116,3	3,5%	12,6%	145,9	138,8	118,2	4,9%	19,0%
Wheel 41	70,9	70,8	72,0	0,1%	-1,6%	89,3	106,3	88,0	-19,0%	1,5%
Wheel 42	72,3	72,8	72,3	-0,7%	0,0%	88,2	107,4	90,8	-21,8%	-2,9%
Max	150,8	152,5	151,3	-1,1%	-0,3%	178,3	176,8	173,1	0,8%	2,9%

Tab. 19. Hodnoty $(|Y| + 0,5Q)_{max}$ – AWS vozidlo

Z provedených simulací vyplývá, že aktivní natáčení dvojkolí v případě třípolohové i proporcionální regulace nepřispívá podstatným způsobem ke zlepšení vlastností vozidla ve výhybkách. Vyhodnocované kritérium se vlivem aktivního natáčení dvojkolí snížilo v rozsahu -1 až 3 %. Systém aktivního natáčení dvojkolí má tak na vlastnosti vozidla ve výhybce neutrální až mírně negativní vliv. Jedna z možných příčin, je chyba detekce křivosti trati při tomto manévru. Na obrázcích **Fig. 32** a **Fig. 33** je zobrazena nominální hodnota křivosti trati a křivost detekovaná na vozidle. Z grafů na **Fig. 31** vyplývá, že kritérium chování vozidla ve výhybkách

dosahuje svého maxima na nabíhajícím kole prvního podvozku při vjezdu do druhého z oblouků. V tomto okamžiku má křivost trati detekovaná na vozidle opačný směr než skutečná křivost.

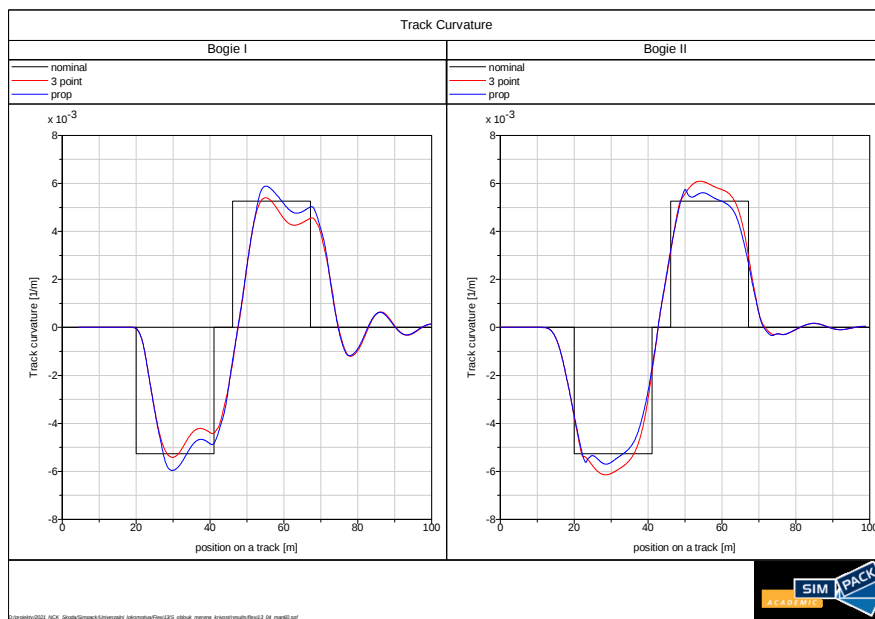


Fig. 32. Simulace jízdy S-obloukem, $v_{test} = 24,8 \text{ km/h}$, průběh skutečné a detekované křivosti trati

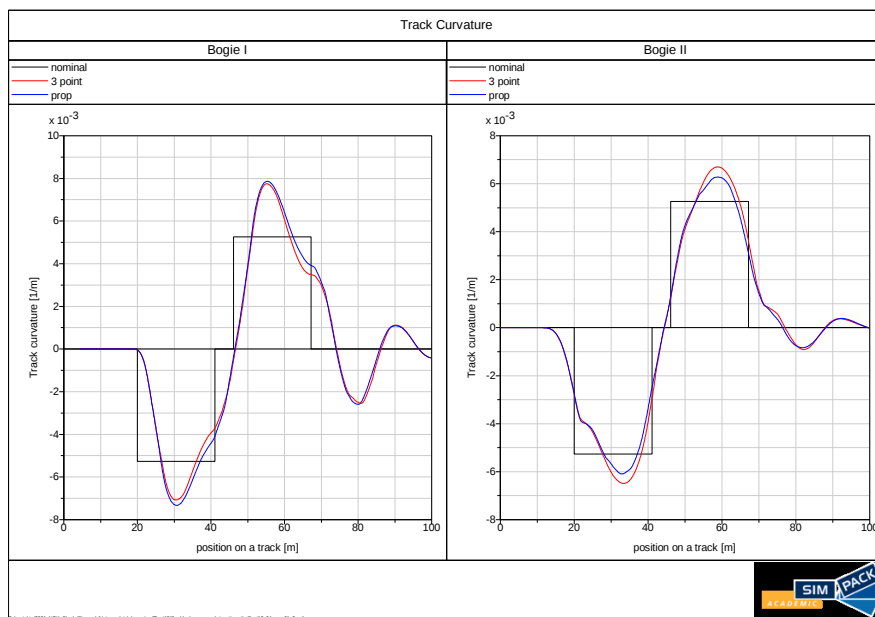


Fig. 33. Simulace jízdy S-obloukem, $v_{test} = 40,0 \text{ km/h}$, průběh skutečné a detekované křivosti trati

7.3 AWS vozidlo, ideální detekce křivosti trati

Pro posouzení vlivu chyby detekce křivosti trati na chování vozidla s aktivním natáčením náprav v S-oblouku, byly provedeny simulace jízdy s ideální detekcí křivosti trati. Křivost trati nebyla vypočítávána ze zdvihů tlumičů vrtivých pohybů, ale byla určena přímo ze znalosti trati a polohy vozidla. Výsledky simulací jsou zobrazeny na **Fig. 34** a shrnuty v **Tab. 20**.

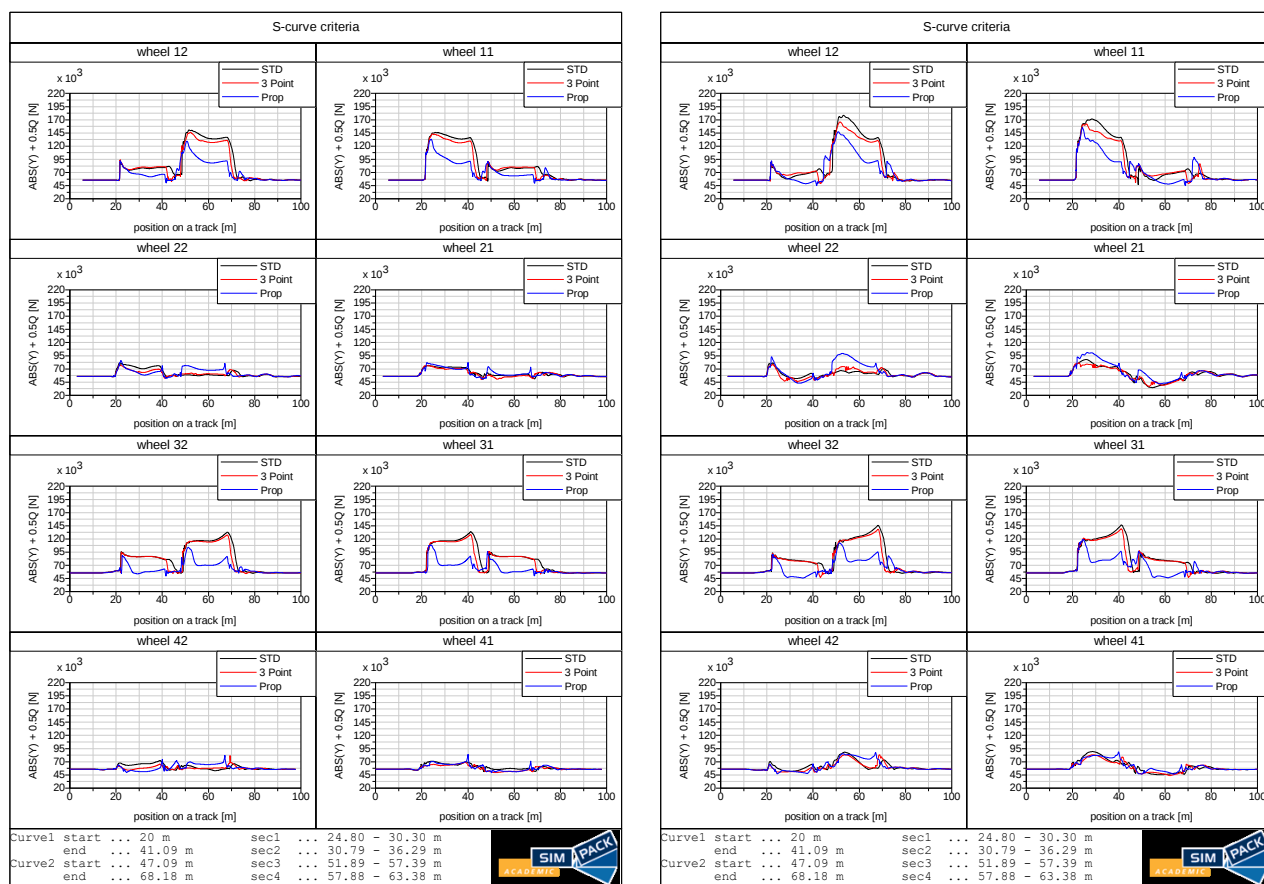


Fig. 34. Simulace jízdy S-obloukem, AWS vozidlo s ideální detekcí křivosti trati
průběh kritéria $|Y| + 0,5Q$, 3 Point – 3polohová regulace natáčení náprav, Prop – proporcionální
regulace natáčení náprav, vlevo $v_{test} = 24,8 \text{ km/h}$, vpravo $v_{test} = 40 \text{ km/h}$

	S-curve criterion Abs(Y)+0.5*Q, v=24.8 km/h						S-curve criterion Abs(Y)+0.5*Q, v=40 km/h				
	value [kN]			decrease [%]			value [kN]			decrease [%]	
	STD	3Point	PROP	3Point	PROP		STD	3Point	PROP	3Point	PROP
Wheel 11	146.2	143.2	133.5	2.1%	8.7%	Wheel 11	171.5	162.2	155.8	5.4%	9.2%
Wheel 12	150.8	145.9	129.4	3.2%	14.2%	Wheel 12	178.3	165.9	147.4	7.0%	17.3%
Wheel 21	76.2	76.2	82.3	0.0%	-8.0%	Wheel 21	87.9	81.4	101.0	7.4%	-14.9%
Wheel 22	80.8	77.8	86.1	3.7%	-6.6%	Wheel 22	81.4	78.4	99.3	3.7%	-22.0%
Wheel 31	133.6	128.4	108.7	3.9%	18.6%	Wheel 31	146.6	139.5	118.9	4.8%	18.9%
Wheel 32	133.0	127.7	104.3	4.0%	21.6%	Wheel 32	145.9	138.3	112.3	5.2%	23.0%
Wheel 41	70.9	68.7	84.3	3.1%	-18.9%	Wheel 41	89.3	83.4	89.1	6.6%	0.2%
Wheel 42	72.3	82.1	82.6	-13.6%	-14.2%	Wheel 42	88.2	83.3	87.9	5.6%	0.3%
Max	150.8	145.9	133.5	3.2%	11.5%	Max	178.3	165.9	155.8	7.0%	12.6%

Tab. 20. Hodnoty $(|Y| + 0,5Q)_{max}$ – AWS vozidlo, ideální detekce křivosti trati

V případě ideální detekce křivosti trati došlo ke snížení hodnoty kritéria chování vozidla ve výhybkách o cca 12 % při proporcionální regulaci natáčení dvojkolí a o 3 až 7 % při třípolohové regulaci. I v případě ideální detekce křivosti trati, je přínos systému aktivního natáčení na kritérium chování vozidla ve výhybce poměrně nízký. Natočení dvojkolí zaostává za radiální polohou, viz **Fig. 35**. Vliv na toto zpoždění má vlastní dynamika aktuátoru a skutečnost, že křivost trati je detekována pro podvozek, nikoli pro dvojkolí. První dvojkolí proto o polovinu rozvoru zaostává, druhé dvojkolí se naopak o polovinu rozvoru předbíhá před křivostí trati ve středu podvozku. Zatímco při jízdě v běžných obloucích s přechodnicemi je tento efekt zanedbatelný, při jízdě S-obloukem, kde jsou oblouky o poloměru 190 m navázány bez přechodnic, má nezanedbatelný vliv.

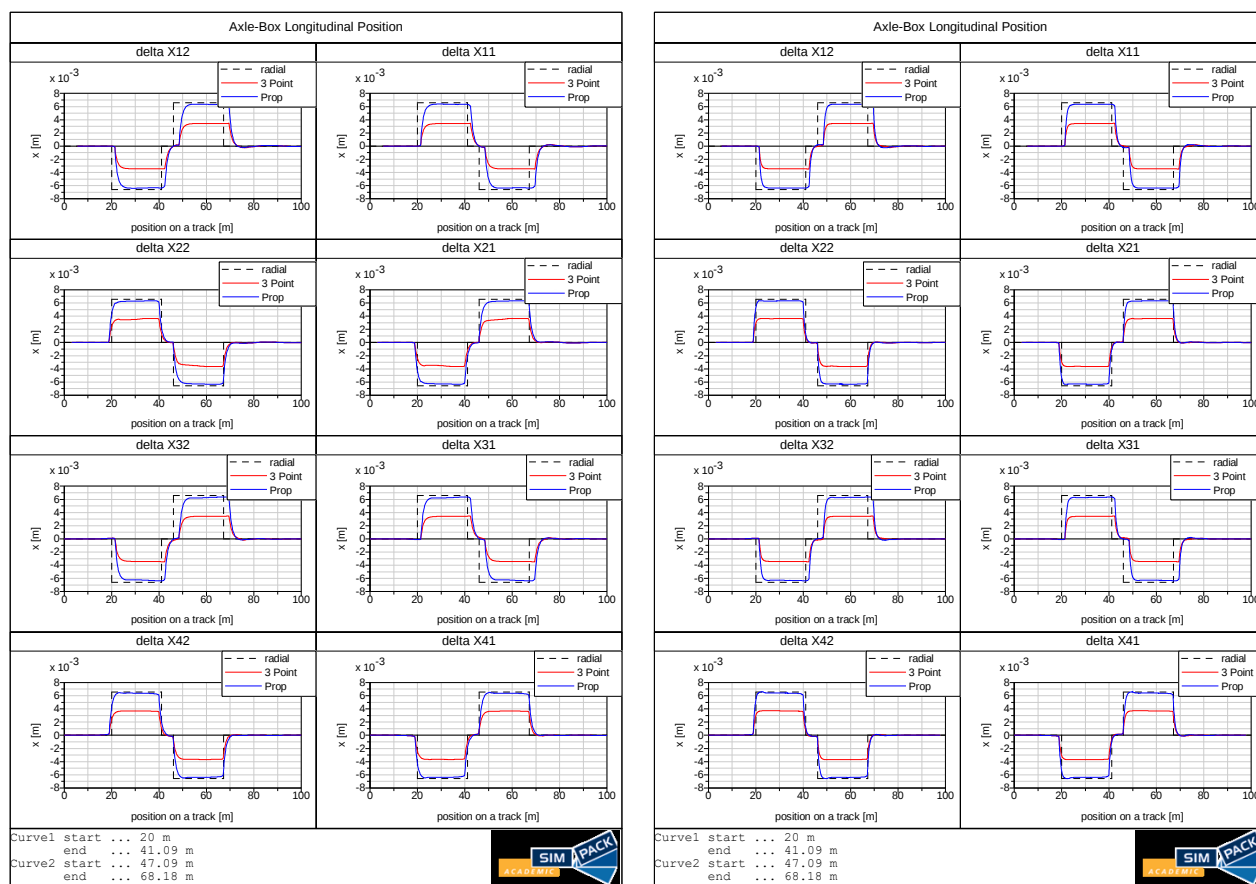


Fig. 35. Simulace jízdy S-obloukem, AWS vozidlo s ideální detekcí křivosti trati
 průběh podélného posunutí ložiskových komor, radial – radiální poloha, 3 Point – 3polohová regulace
 natáčení náprav, Prop – proporcionální regulace natáčení náprav, vlevo $v_{test} = 24,8 \text{ km/h}$, vpravo
 $v_{test} = 40 \text{ km/h}$

7.4 STD vozidlo s deaktivovanými tlumiči vrtivých pohybů podvozku

Další možností, jak zlepšit chování vozidla ve výhybce je deaktivace funkce tlumičů vrtivých pohybů podvozku. Tyto tlumiče jsou důležité pro dosažení stabilního chování při vysokých rychlostech, avšak mohou zvyšovat silové účinky mezi vozidlem a tratí, a to zejména v úsecích, kde se mění křivost koleje, a dochází k natáčení podvozků vzhledem ke skříni vozidla. Tlumiče lze poměrně snadno doplnit řízeným ventilem, který jejich funkci deaktivuje. Tento ventil může být ovládán na základě rychlosti jízdy vozidla. Jízda vozidla krátkou výhybkou probíhá při rychlostech, kdy je vozidlo stabilní i bez použití tlumičů vrtivých pohybů, a proto by bylo možné projíždět tyto výhybky s deaktivovanými tlumiči vrtivých pohybů.

Pro posouzení vlivu tlumičů vrtivých pohybů na kritérium chování vozidla na výhybce, byla provedena simulace jízdy s-obloukem pro standardní vozidlo s deaktivovanými tlumiči vrtivých pohybů. Výsledky těchto simulací jsou zobrazeny na **Fig. 36** shrnuty v **Tab. 21**.

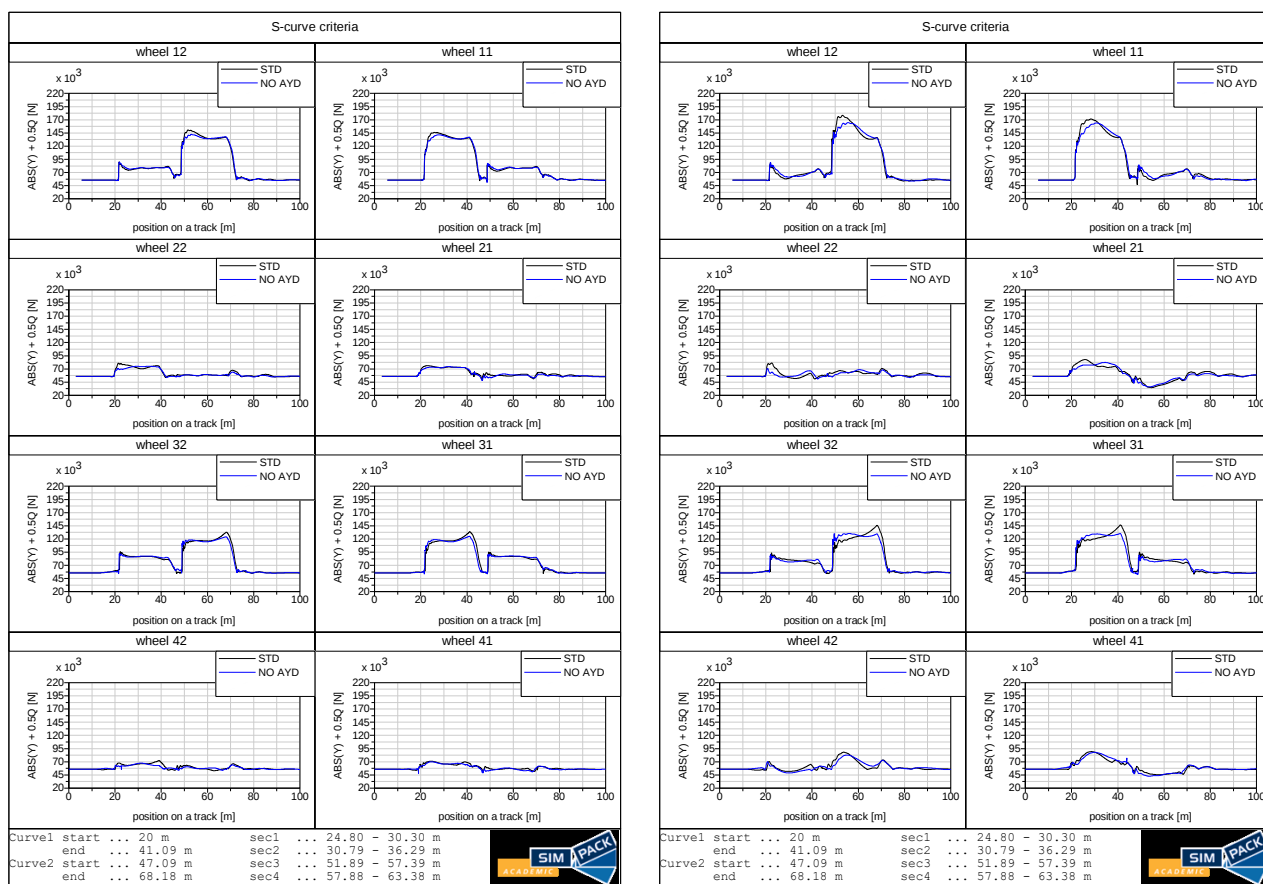


Fig. 36. Simulace jízdy S-obloukem - průběh kritéria $|Y| + 0,5Q$, STD – standardní vozidlo NO AYD – vozidlo s deaktivovanými tlumiči vrtivých pohybů, vlevo $v_{test} = 24,8 \text{ km/h}$, vpravo $v_{test} = 40 \text{ km/h}$

	S-curve criterion $Abs(Y)+0.5*Q$, $v=24.8 \text{ km/h}$				S-curve criterion $Abs(Y)+0.5*Q$, $v=40.0 \text{ km/h}$		
	value [kN]		decrease [%]		value [kN]		decrease [%]
	STD	NO_AYD			STD	NO_AYD	
Wheel 11	146.2	141.6	3.1%	Wheel 11	171.5	164.0	4.4%
Wheel 12	150.8	142.3	5.6%	Wheel 12	178.3	164.8	7.6%
Wheel 21	76.2	74.5	2.2%	Wheel 21	87.9	82.3	6.4%
Wheel 22	80.8	75.0	7.2%	Wheel 22	81.4	70.8	13.0%
Wheel 31	133.6	125.2	6.3%	Wheel 31	146.6	130.7	10.8%
Wheel 32	133.0	124.2	6.6%	Wheel 32	145.9	130.6	10.5%
Wheel 41	70.9	70.0	1.3%	Wheel 41	89.3	87.7	1.8%
Wheel 42	72.3	67.4	6.8%	Wheel 42	88.2	82.6	6.3%
Max	150.8	142.3	5.64%	Max	178.3	164.8	7.57%

Tab. 21. Hodnoty $(|Y| + 0,5Q)_{max}$, STD – standardní vozidlo, NO_AYD – vozidlo s deaktivovanými tlumiči vrtivých pohybů

Deaktivací tlumičů vrtivých pohybů došlo ke snížení kritéria chování vozidla ve výhybkách o cca 6-7 %.

7.5 AWS vozidlo s deaktivovanými tlumiči vrtivých pohybů podvozku

Obdobně jako pro standardní vozidlo, byl vliv deaktivace tlumičů vrtivých pohybů na chování vozidla ve výhybkách posuzován i pro vozidlo s aktivním natáčením náprav. Výsledky simulací jsou zobrazeny na **Fig. 37** a **Fig. 38** a shrnuty v **Tab. 22**.

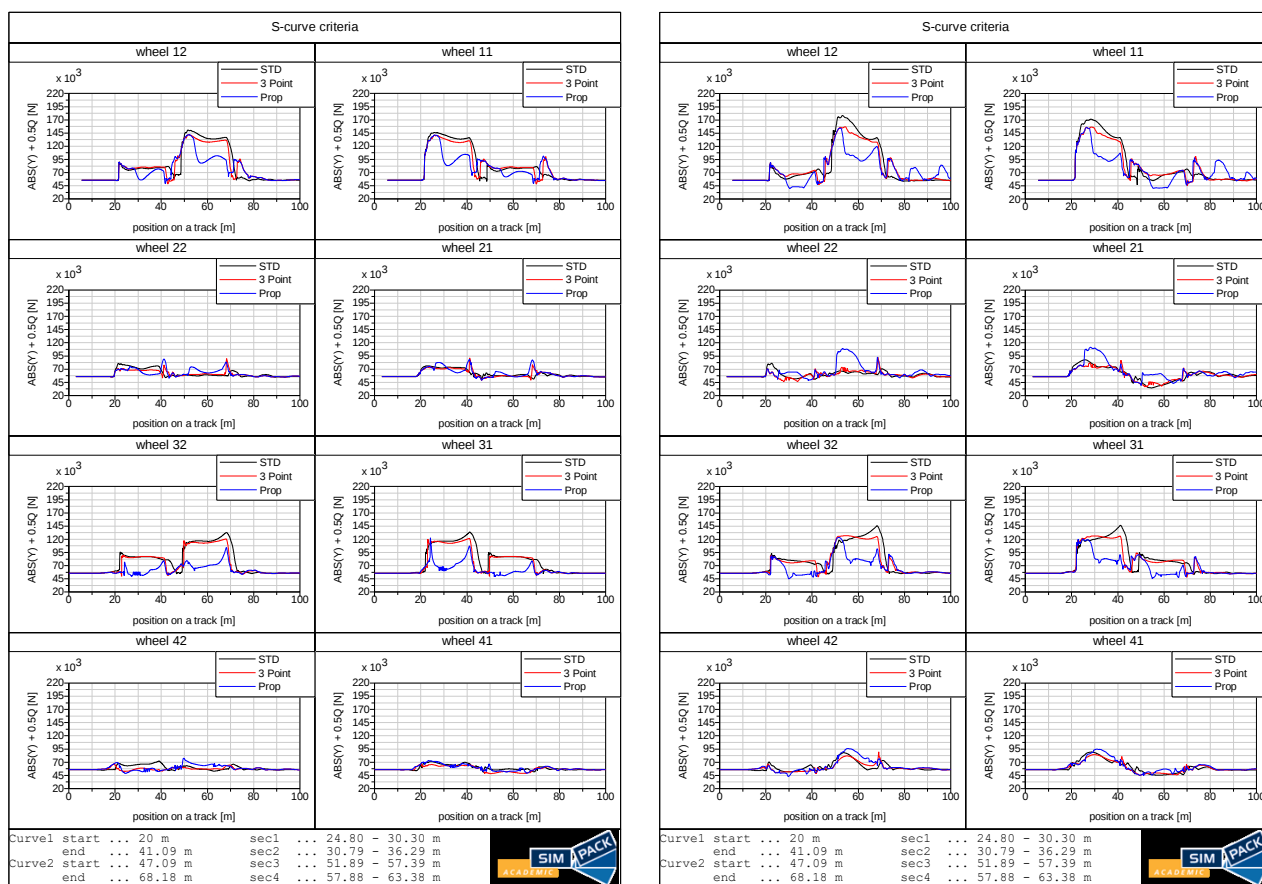


Fig. 37. Simulace jízdy S-obloukem - průběh kritéria $|Y|+0,5Q$, STD – standardní vozidlo, 3point / Prop– AWS vozidlo s deaktivovanými tlumiči vrtivých pohybů, vlevo $v_{test} = 24,8 \text{ km/h}$, vpravo $v_{test} = 40 \text{ km/h}$

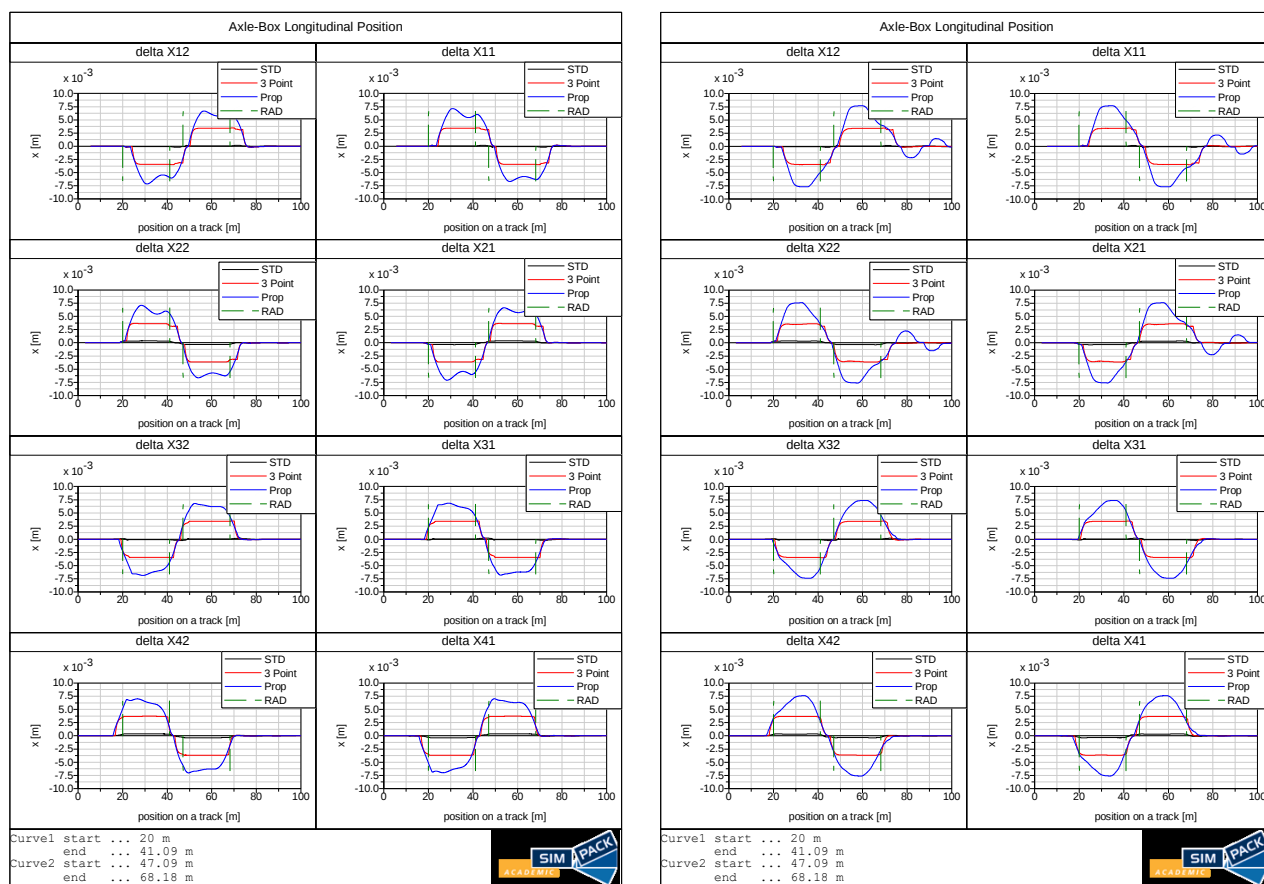


Fig. 38. Simulace jízdy S-obloukem - průběh podélného posunutí ložiskových komor
 STD – standardní vozidlo, 3point / Prop– AWS vozidlo s deaktivovanými tlumiči vrtivých pohybů,
 RAD – radiální poloha dvojkolí, vlevo $v_{test} = 24,8 \text{ km/h}$, vpravo $v_{test} = 40 \text{ km/h}$

	S-curve criterion Abs(Y)+0.5*Q, v=24.8 km/h						S-curve criterion Abs(Y)+0.5*Q, v=40 km/h				
	value [kN]			decrease [%]			value [kN]			decrease [%]	
	STD	3Point	PROP	3Point	PROP		STD	3Point	PROP	3Point	PROP
Wheel 11	146.2	141.1	141.2	3.5%	3.4%	Wheel 11	171.5	156.5	156.0	8.7%	9.0%
Wheel 12	150.8	142.1	141.7	5.8%	6.0%	Wheel 12	178.3	157.1	154.5	11.9%	13.3%
Wheel 21	76.2	91.3	88.3	-19.8%	-15.9%	Wheel 21	87.9	87.4	111.7	0.6%	-27.1%
Wheel 22	80.8	89.9	89.2	-11.3%	-10.4%	Wheel 22	81.4	93.2	109.0	-14.5%	-33.9%
Wheel 31	133.6	121.6	123.0	9.0%	7.9%	Wheel 31	146.6	126.6	120.9	13.6%	17.5%
Wheel 32	133.0	120.6	104.4	9.3%	21.5%	Wheel 32	145.9	127.2	123.6	12.8%	15.3%
Wheel 41	70.9	67.2	73.1	5.2%	-3.1%	Wheel 41	89.3	84.3	94.8	5.6%	-6.2%
Wheel 42	72.3	66.2	77.4	8.4%	-7.1%	Wheel 42	88.2	89.4	96.1	-1.4%	-9.0%
Max	150.8	142.1	141.7	5.8%	6.0%	Max	178.3	157.1	156.0	11.9%	12.5%

Tab. 22. Hodnoty $(|Y| + 0,5Q)_{max}$, STD – standardní vozidlo, 3point / Prop– AWS vozidlo s deaktivovanými tlumiči vrtivých pohybů, vlevo $v_{test} = 24,8 \text{ km/h}$, vpravo $v_{test} = 40 \text{ km/h}$

Kombinace aktivního natáčení dvojkolí a deaktivace tlumičů vrtivých pohybů přinesla snížení kritéria chování vozidla ve výhybce o 12 % při rychlosti 40 km/h a o 6 % při rychlosti 24,8 km/h. Jedná se o nezanedbatelné zlepšení chování vozidla. Pozornost je ovšem třeba věnovat i dalším efektům, které se sice na vyhodnocení kritéria chování vozidla ve výhybkách neprojeví, ale z hlediska provozu vozidla nejsou žádoucí. Jedná se zejména o odezvu systému aktivního natáčení pro průjezd vozidla výhybkou. U proporcionálního způsobu řízení natáčení dvojkolí tak došlo na prvním podvozku k natočení dvojkolí v přímé trati následující za výhybkou, viz **Fig. 38**. Reálný přínos deaktivace tlumičů vrtivých pohybů bude záviset na jejich charakteristice. Ve zjednodušeném modelu vozidla, na kterém byly simulace prováděny, byla použita linearizovaná charakteristika tlumičů vrtivých pohybů (**Fig. 39**). Zlom skutečné charakteristiky tlumiče je při rychlosti 0,05 m/s. Při simulaci průjezdu S-obloukem rychlostí 40 km/h byla maximální rychlost změny délky tlumičů

vertivých pohybů 0,09 m/s, při 24,8 km/h pak 0,047 m/s. Tlumič s linearizovanou charakteristikou tak při rychlosti 40 km/h vyvozuje větší síly než tlumič se skutečnou nelineární charakteristikou. Lze předpokládat, že skutečný vliv tlumiče vertivých pohybů na velikost na kritéria chování vozidla ve výhybkách bude menší než vliv tlumiče s linearizovanou charakteristikou. Tedy i přínos jejich deaktivace bude pravděpodobně nižší, než ukazují výše uvedené výsledky simulací.

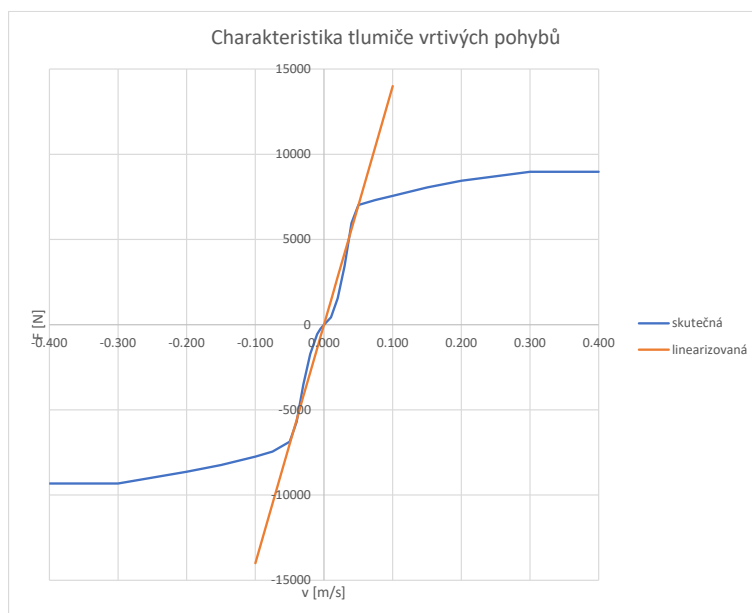


Fig. 39. Charakteristiky tlumičů vrtivých pohybů

7.6 Systém aktivního natáčení dvojkolí v S-oblouku – shrnutí

Systém aktivního natáčení dvojkolí vykazuje minimální snížení až mírné zvýšení hodnoty kritéria chování vozidla ve výhybkách, a to jak při proporcionálním, tak i při třípolohové regulaci natáčení dvojkolí. Je to způsobeno především časovým zpožděním natočení dvojkolí za žádanou radiální polohou. Toto zpoždění je způsobeno chybou detekce křivosti trati v S-oblouku a dále vlastní dynamikou aktuátoru. Provedené simulace ukázaly, že i v případě ideální detekce křivosti trati nedošlo k zásadnímu snížení kritéria chování vozidla ve výhybkách. Systém aktivního natáčení dvojkolí může významněji přispět ke snížení kritéria chování vozidla ve výhybkách, ale pouze za předpokladu, že bude maximálně kompenzováno zpoždění natočení náprav vzhledem k žádané radiální poloze [19].

Nejlépeších výsledků by bylo možné dosáhnout, pokud systém aktivního natáčení dvojkolí obdrží informaci o blížícím se průjezdu výhybkou s předstihem. V tom případě bude možné zahájit natáčení dvojkolí ještě před samotným vjezdem do prvního a zejména do druhého oblouku koleje a vykompenzovat tak zpoždění systému. Simulace zaměřené na optimalizaci průběhu natáčení náprav při průjezdu výhybkou prováděny nebyly. Stejně tak nebyla řešena otázka způsobu včasné a dostatečně přesné predikce vjezdu do výhybky.

Simulace jízdy vozidla s deaktivovanými tlumiči vrtivých pohybů ukázaly přínos tohoto řešení na snížení hodnoty kritéria chování vozidla ve výhybkách. Na základě provedených simulací lze očekávat snížení přibližně 5 % u standardního a 5 – 10 % u vozidla s aktivním natáčením dvojkolí. Tyto hodnoty by bylo třeba zpřesnit použitím podrobnějšího simulačního modelu, případně provedením zkoušek.

Na základě provedených simulací lze předpokládat, že aktivní natáčení dvojkolí doplněné deaktivací tlumičů vrtivých pohybů by nemělo vést ke zvýšení hodnoty kritéria chování vozidla ve výhybkách. Pokud by systém aktivního natáčení dvojkolí vedl k nezanedbatelnému navýšení hodnoty kritéria chování ve výhybkách, bylo by nutné ho v rychlostech 40 km/h a nižších, tedy při rychlostech kterými lze projíždět krátké výhybky, deaktivovat.

8 Využití hydraulických vazeb ve vedení dvojkolí

Nahrazení ojnic vedení dvojkolí vhodně propojenými hydraulickými válci umožní oddělení podélné a úhlové tuhosti spojení dvojkolí a rámu podvozku. Lze tak dosáhnout požadované podélné tuhosti nezbytné pro přenos tažných a brzdných sil, při současně nízké tuhosti úhlové. Výhodou takového systému je možnost podstatného snížení velikosti vodících sil v obloucích, viz kapitola 4.2, avšak bez nutnosti použití aktivních prvků ve vedení dvojkolí. Hydraulické propojení ložiskových komor je možné v závislosti na rychlosti jízdy škrtit, nebo zcela uzamknout a zajistit tak potřebnou stabilitu vozidla při vysokých rychlostech. Na obrázcích **Fig. 40** a **Fig. 41** jsou schematicky znázorněny dva způsoby propojení hydraulických válců ve vedení dvojkolí, které byly dále podrobněji zkoumány. V uspořádání HYD1 se obě dvojkolí v podvozku natáčejí nezávisle, zatímco v uspořádání HYD2 jsou obě dvojkolí propojena křížovou vazbou. WS označuje dvojkolí, H hydraulické válce a D hydraulické clonky s proměnným průřezem.

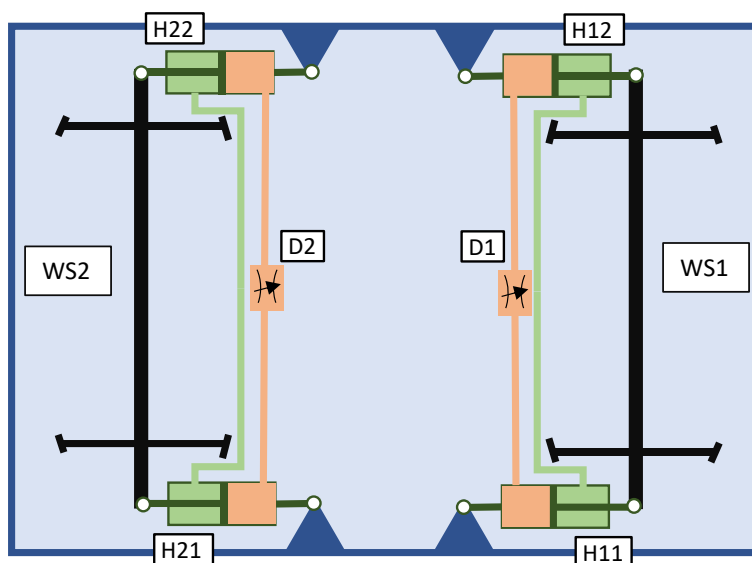


Fig. 40. Schematické znázornění hydraulického propojení ložiskových komor HYD1

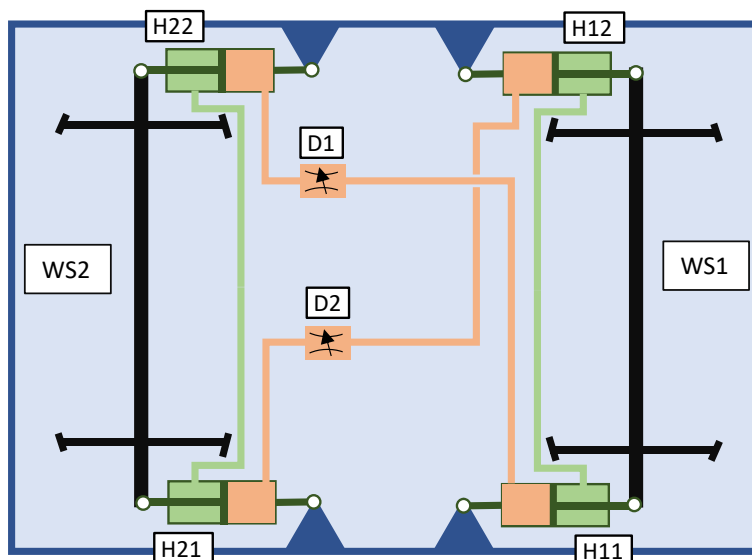


Fig. 41. Schematické znázornění hydraulického propojení ložiskových komor HYD2

Obdobně jako systém řídicí struktura systému aktivního natáčení dvojkolí, byl systém hydraulického propojení ložiskových komor modelován v prostředí Matlab – Simulink. Simulace jízdy vozidla pak byla

realizována propojením modelu vozidla mechanické části vozidla vytvořeného v software Simpack 2021 a modelu hydraulické části [20], **Fig. 42, Fig. 43.**

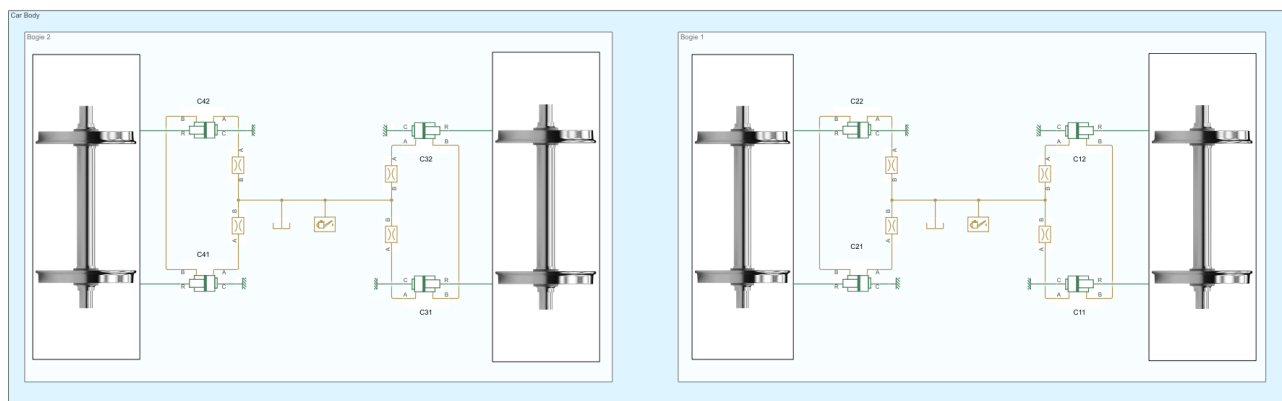


Fig. 42. Blok hydraulické části vozidla v spořádání HYD1 [20]

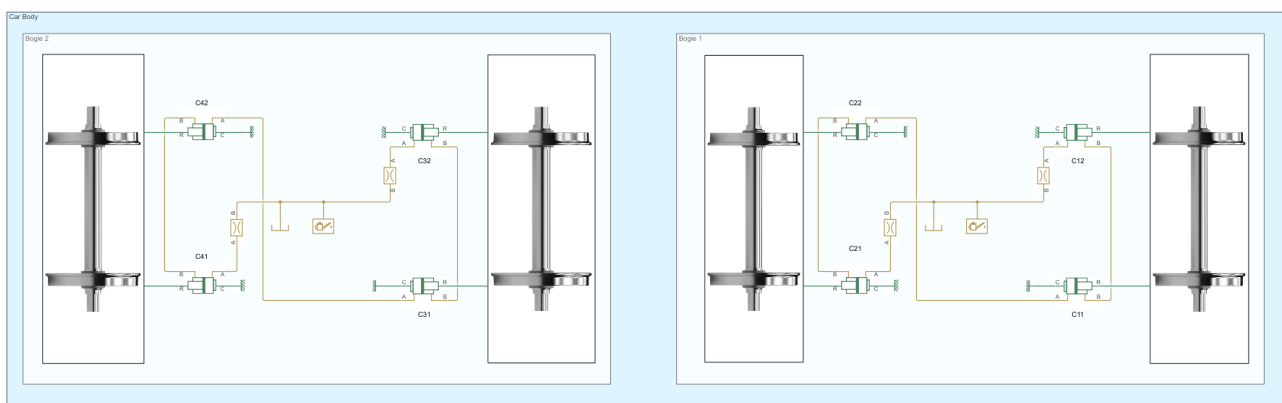


Fig. 43. Blok hydraulické části vozidla v uspořádání HYD2 [20]

8.1 Simulace jízdy vozidla s hydraulickými vazbami

Pro posouzení přínosu hydraulických vazeb ve vedení dvojkolí byly provedeny dva typy simulací:

- jízda po reálné trati s nerovnostmi (Letohrad – Lichkov),
- průjezd S-obloukem.

8.1.1 Jízda po reálné trati

Simulace jízdy vozidla po trati Letohrad – Lichkov byla provedena pro obě konfigurace vozidla HYD1 a HYD2 a výsledky byly porovnány s vozidlem ve standardním uspořádání (STD). Rychlost jízdy vozidla byla konstantní 80 km/h a součinitel tření v kontaktech kolo-kolejnice 0,4. Sledovanými veličinami byly velikosti vodicích sil a indexu opotřebení na jednotlivých kolech.

Průběhy velikosti vodicích sil a indexů opotřebení jsou zobrazeny na **Fig. 44 až Fig. 51.**

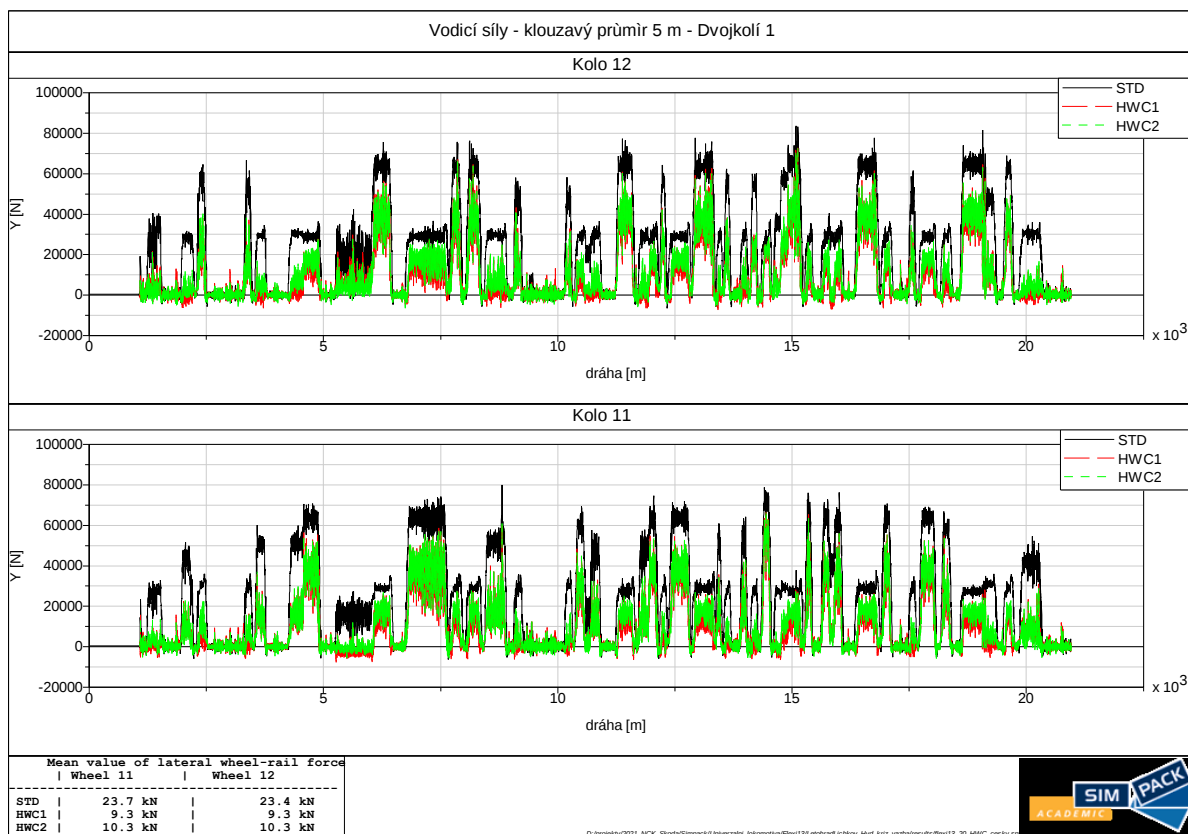


Fig. 44. Simulace jízdy vozidla s hydraulickými vazbami ve vedení dvojkolí po trati Letohrad – Lichkov, průběh vodících sil, dvojkolí 1

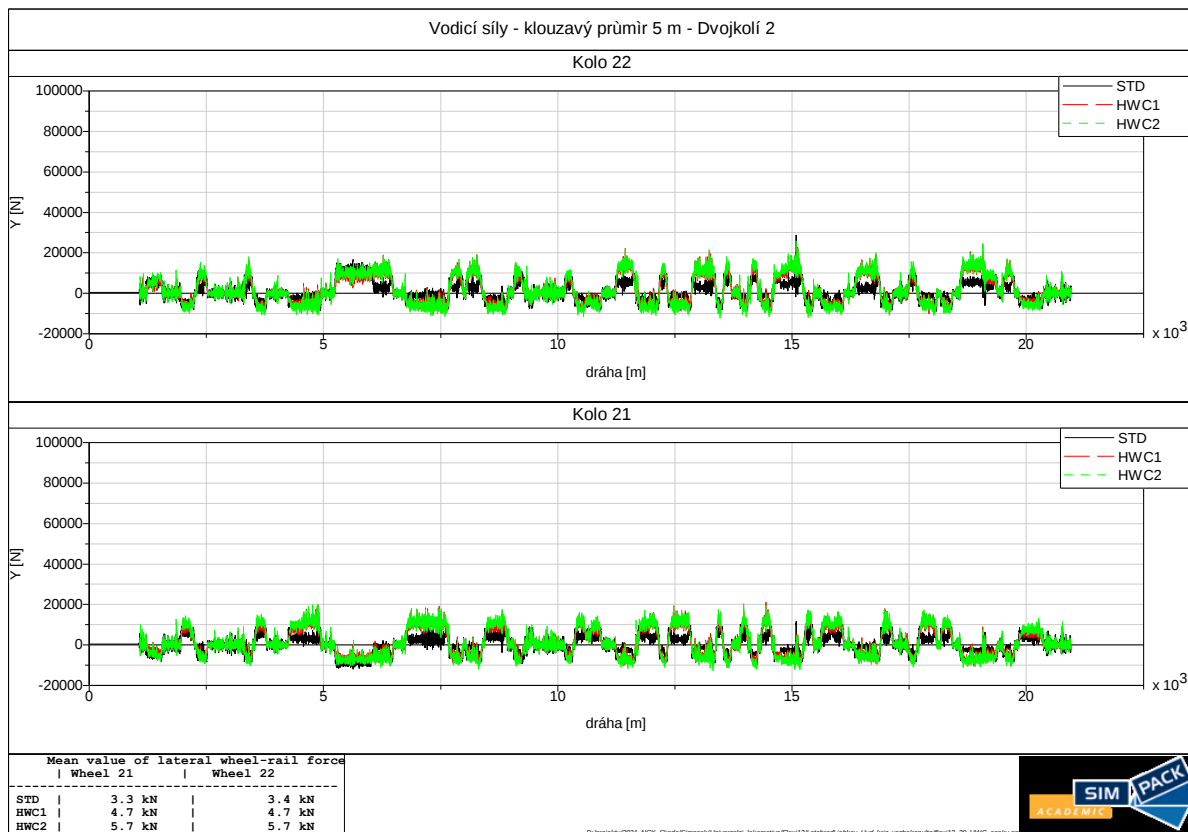


Fig. 45. Simulace jízdy vozidla s hydraulickými vazbami ve vedení dvojkolí po trati Letohrad – Lichkov, průběh vodících sil, dvojkolí 2

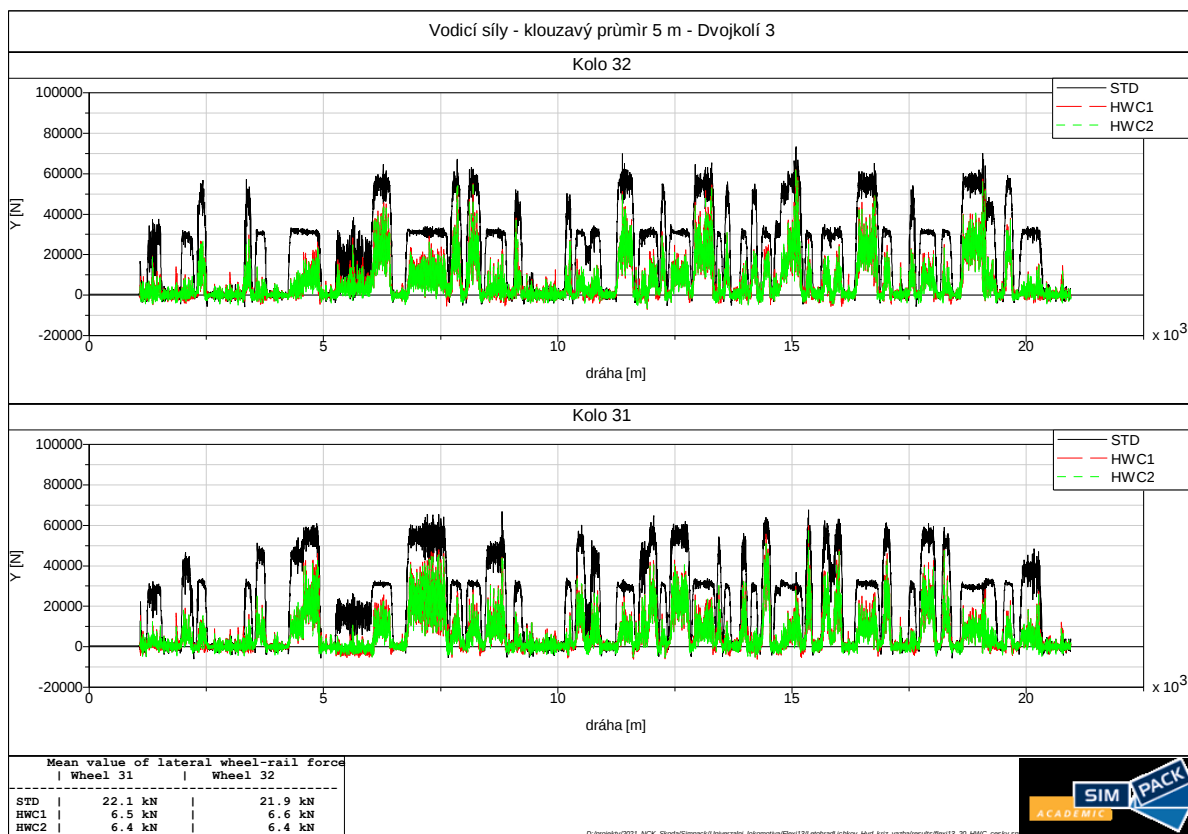


Fig. 46. Simulace jízdy vozidla s hydraulickými vazbami ve vedení dvojkolí po trati Letohrad – Lichkov, průběh vodících sil, dvojkolí 3

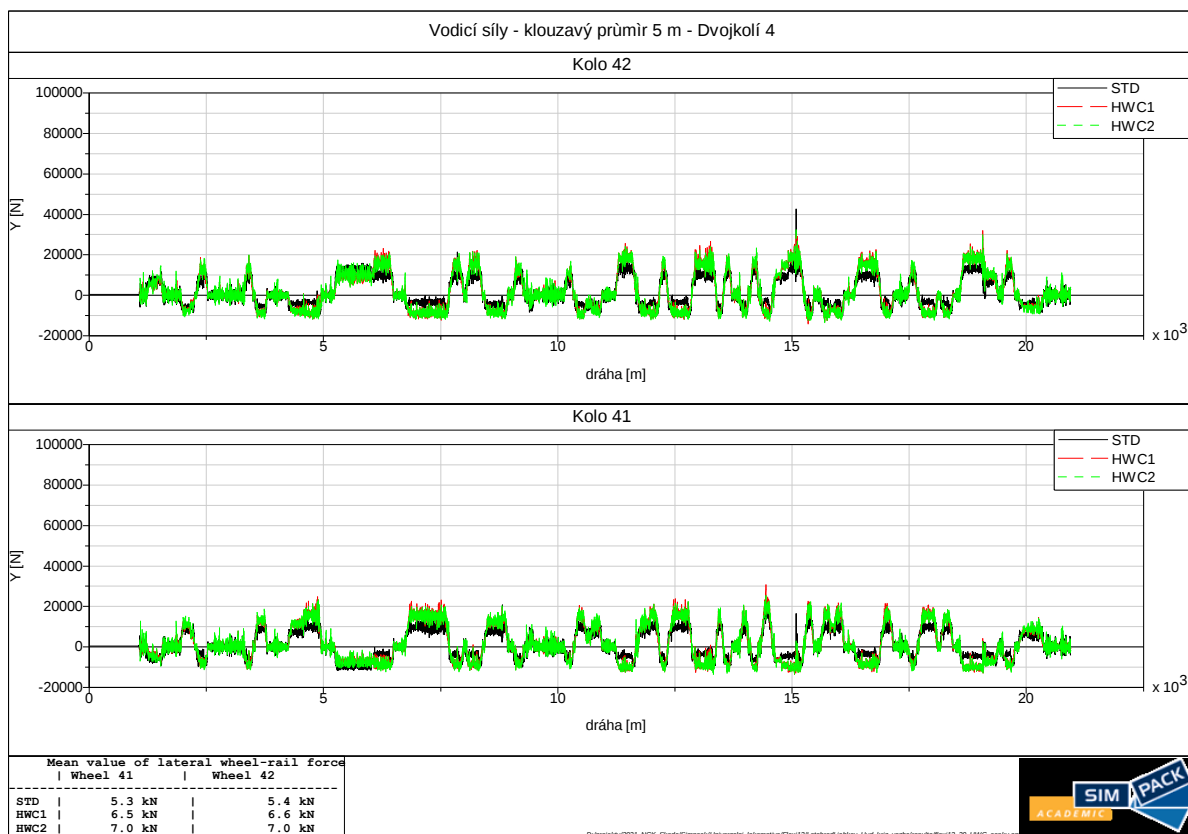


Fig. 47. Simulace jízdy vozidla s hydraulickými vazbami ve vedení dvojkolí po trati Letohrad – Lichkov, průběh vodících sil, dvojkolí 4

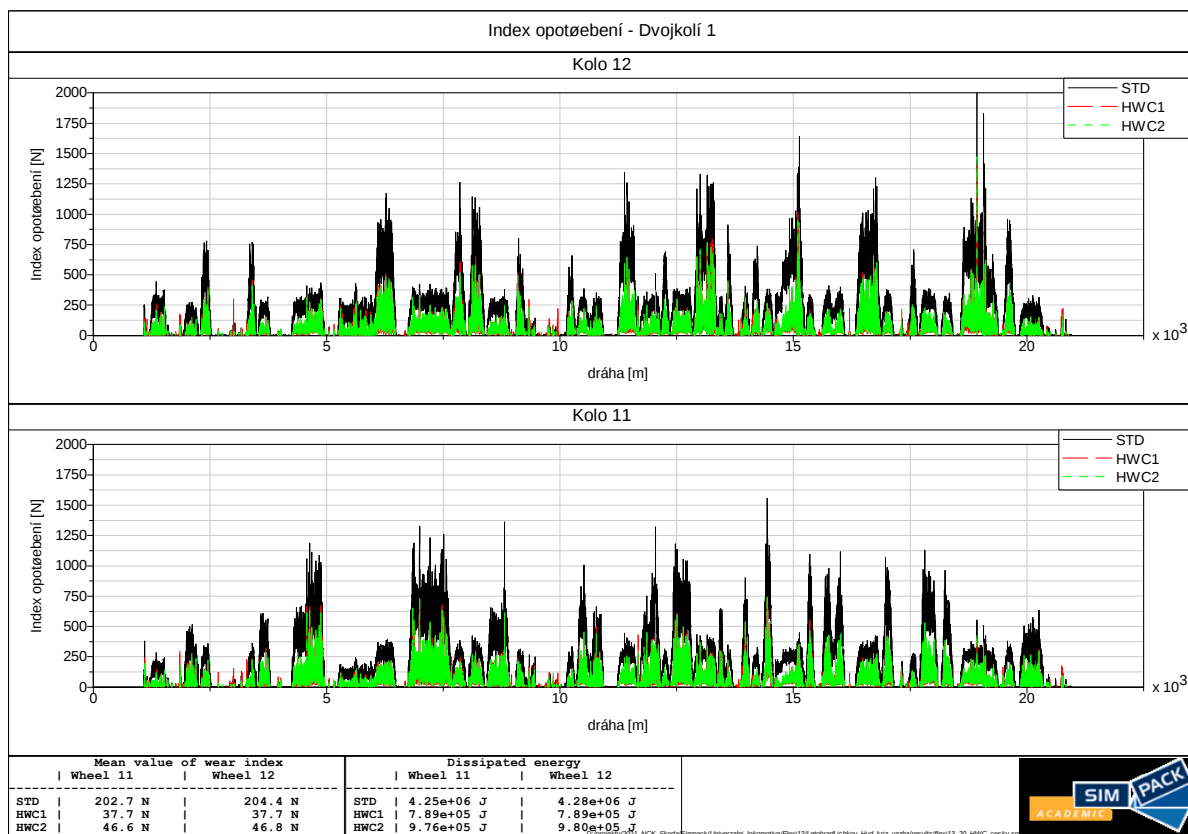


Fig. 48. Simulace jízdy vozidla s hydraulickými vazbami ve vedení dvojkolí po trati Letohrad – Lichkov, průběh indexu opotřebení, dvojkolí 1

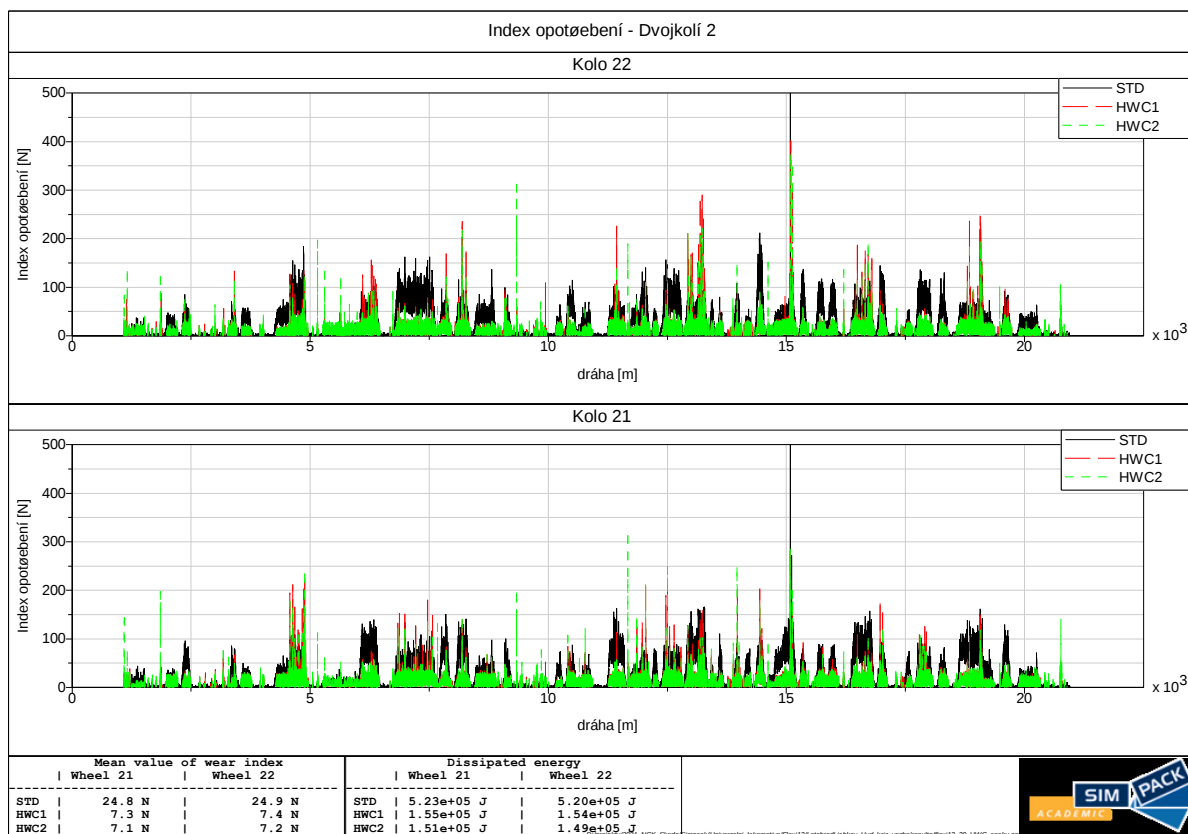


Fig. 49. Simulace jízdy vozidla s hydraulickými vazbami ve vedení dvojkolí po trati Letohrad – Lichkov, průběh indexu opotřebení, dvojkolí 2

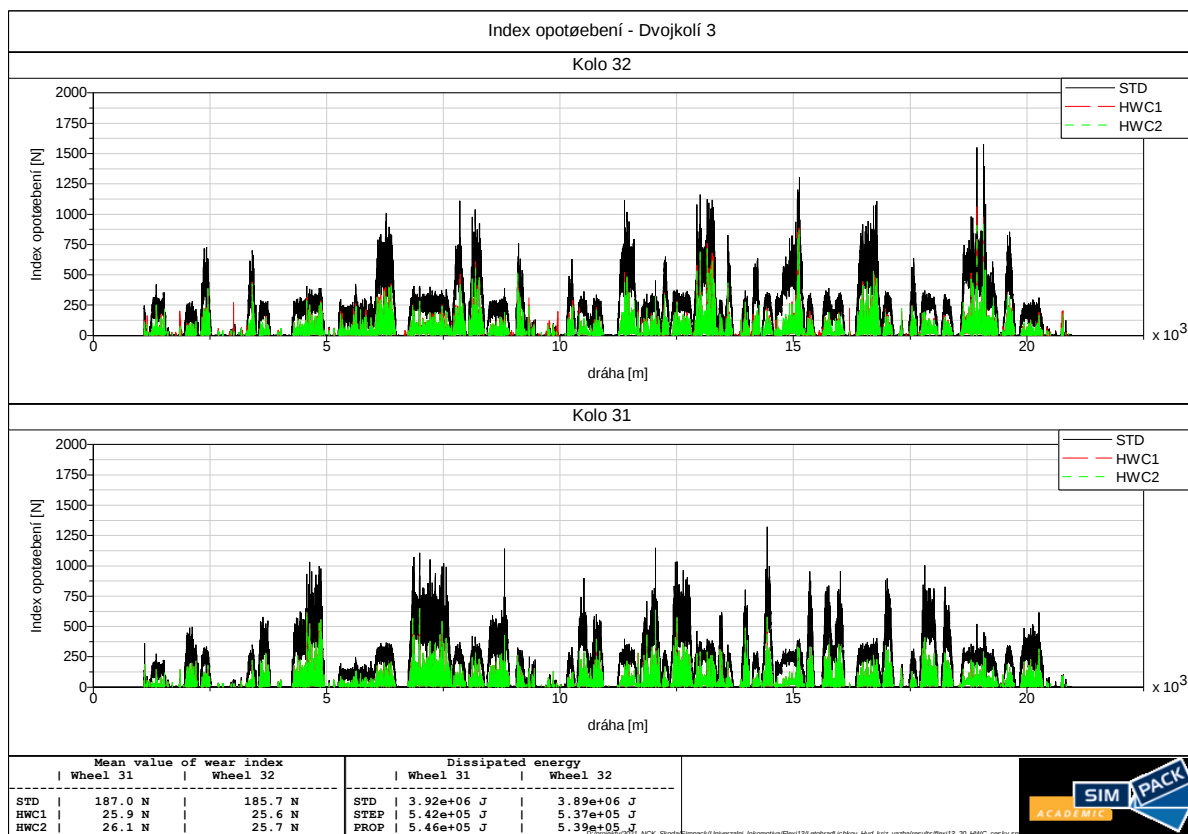


Fig. 50. Simulace jízdy vozidla s hydraulickými vazbami ve vedení dvojkolí po trati Letohrad – Lichkov, průběh indexu opotřebení, dvojkolí 3

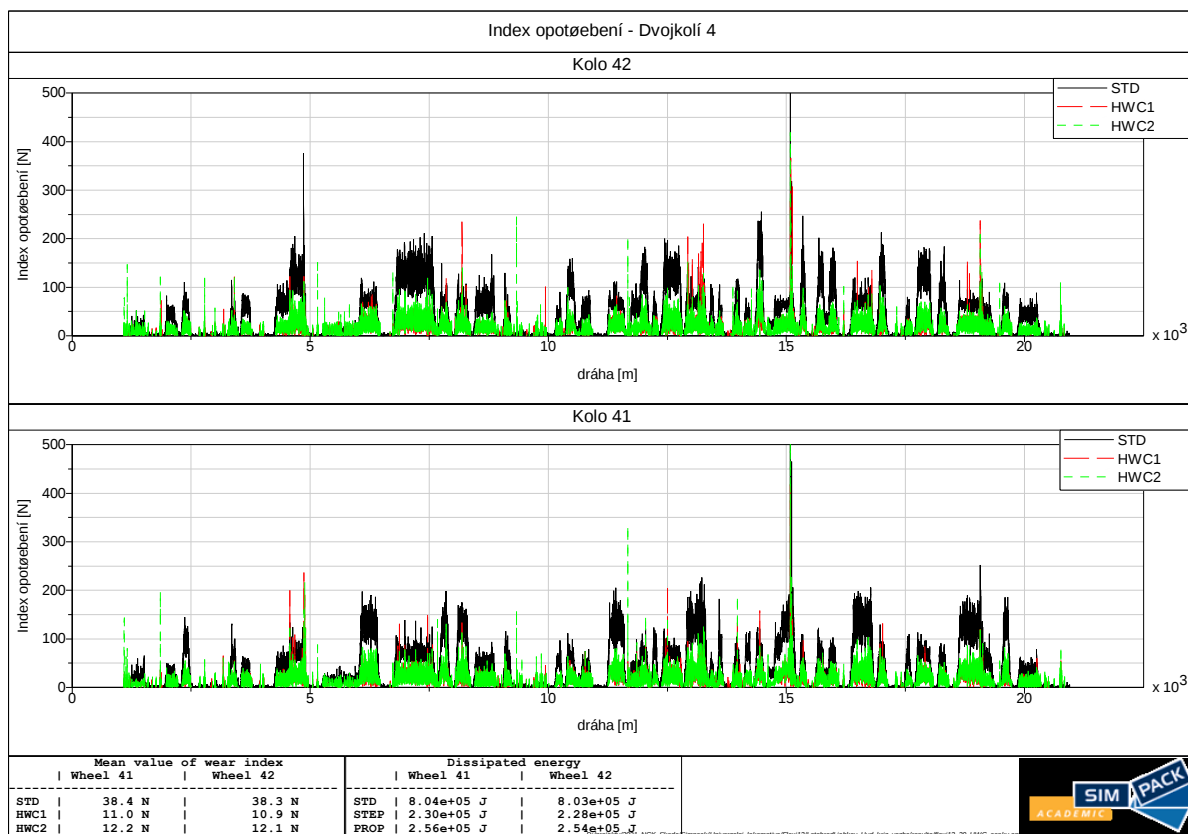


Fig. 51. Simulace jízdy vozidla s hydraulickými vazbami ve vedení dvojkolí po trati Letohrad – Lichkov, průběh indexu opotřebení, dvojkolí 4

Z průběhů vodicích sil byly vypočteny střední hodnoty na jednotlivých kolech. Oba systémy hydraulických vazeb byly porovnány s hodnotami standardního vozidla (**Tab. 23**). Přínos obou způsobů hydraulických vazeb mezi dvojkolmi snížení velikosti vodicích sil na nabíhajících dvojkolích je obdobný. Na prvním podvozku dává nepatrně lepší výsledky systém HWC1 tedy bez křížové vazby mezi dvojkolmi. Na druhém, tj. zadním podvozku ve směru jízdy, jsou výsledky obou způsobů prakticky totožné. Přínos obou způsobů hydraulických vazeb na snížení vodicích sil je srovnatelný se systémy aktivního natáčení dvojkolí. Střední hodnota vodicích sil na nabíhajících dvojkolích byla u HWC1 i HWC2 nižší než u systému aktivního natáčení dvojkolí s třípolohovou regulací. Systém aktivního natáčení dvojkolí s proporcionální regulací vykazoval lepší výsledky než hydraulické vazby, a to zejména na prvním podvozku.

	Střední hodnota vodicích sil				
	hodnota [kN]			pokles [%]	
	STD	HWC1	HWC2	HWC1	HWC2
Kolo 11	23.7	9.3	10.3	60.8%	56.5%
Kolo 12	23.4	9.3	10.3	60.3%	56.0%
Kolo 21	3.3	4.7	5.7	-42.4%	-72.7%
Kolo 22	3.4	4.7	5.7	-38.2%	-67.6%
Kolo 31	22.1	6.5	6.4	70.6%	71.0%
Kolo 32	21.9	6.6	6.4	69.9%	70.8%
Kolo 41	5.3	6.5	7.0	-22.6%	-32.1%
Kolo 42	5.4	6.6	7.0	-22.2%	-29.6%

Tab. 23. Simulace jízdy vozidla s hydraulickými vazbami ve vedení dvojkolí po trati Letohrad – Lichkov, střední hodnoty vodicích sil

Z hlediska střední hodnoty indexu opotřebení a energie disipované v kontaktech kolo kolejnice je situace obdobná jako z hlediska velikosti vodicích sil. Oba způsoby vykazují významný přínos. Tento přínos je srovnatelný s přínosem aktivního natáčení dvojkolí a proporcionální regulací a je vyšší než u systému aktivního natáčení dvojkolí s třípolohovou regulací. Nepatrně lepší výsledky má způsob HWC1 bez křížové vazby mezi dvojkolmi.

	Střední hodnota indexu opotřebení				
	hodnota [N]			pokles [%]	
	STD	HWC1	HWC2	HWC1	HWC2
Kolo 11	202.4	37.7	46.6	81.4%	77.0%
Kolo 12	204.1	37.7	46.8	81.5%	77.1%
Kolo 21	25	7.3	7.1	70.8%	71.6%
Kolo 22	25.1	7.4	7.2	70.5%	71.3%
Kolo 31	186.9	25.9	26.1	86.1%	86.0%
Kolo 32	185.5	25.6	25.7	86.2%	86.1%
Kolo 41	38.4	11	12.2	71.4%	68.2%
Kolo 42	38.4	10.9	12.1	71.6%	68.5%

Tab. 24. Simulace jízdy vozidla s hydraulickými vazbami ve vedení dvojkolí po trati Letohrad – Lichkov, střední hodnoty indexu opotřebení

	Energie disipovaná v kontaktech kolo - kolejnice				
	hodnota [J]			pokles [%]	
	STD	HWC1	HWC2	HWC1	HWC2
Kolo 11	4.24E+06	7.89E+05	9.76E+05	81.4%	77.0%
Kolo 12	4.28E+06	7.89E+05	9.80E+05	81.6%	77.1%
Kolo 21	5.27E+05	1.55E+05	1.51E+05	70.6%	71.3%
Kolo 22	5.25E+05	1.54E+05	1.49E+05	70.7%	71.6%
Kolo 31	3.92E+06	5.42E+05	5.46E+05	86.2%	86.1%
Kolo 32	3.89E+06	5.37E+05	5.39E+05	86.2%	86.1%
Kolo 41	8.06E+05	2.30E+05	2.56E+05	71.5%	68.2%
Kolo 42	8.05E+05	2.28E+05	2.54E+05	71.7%	68.4%
Dvojkolí 1	8.52E+06	1.58E+06	1.96E+06	81.5%	77.0%
Dvojkolí 2	1.05E+06	3.09E+05	3.00E+05	70.6%	71.5%
Dvojkolí 3	7.81E+06	1.08E+06	1.09E+06	86.2%	86.1%
Dvojkolí 4	1.61E+06	4.58E+05	5.10E+05	71.6%	68.3%
Podvozek I	9.57E+06	1.89E+06	2.26E+06	80.3%	76.4%
Podvozek II	9.42E+06	1.54E+06	1.60E+06	83.7%	83.1%
Vozidlo	1.90E+07	3.42E+06	3.85E+06	82.0%	79.7%

Tab. 25. Simulace jízdy vozidla s hydraulickými vazbami ve vedení dvojkolí po trati Letohrad – Lichkov, energie disipovaná v kontaktech kolo-kolejnice

8.1.2 Průjezd S-obloukem

Výsledky simulací jízdy vozidla s hydraulickými vazbami S-obloukem jsou zobrazeny na **Fig. 52** a shrnuty v **Tab. 26**.

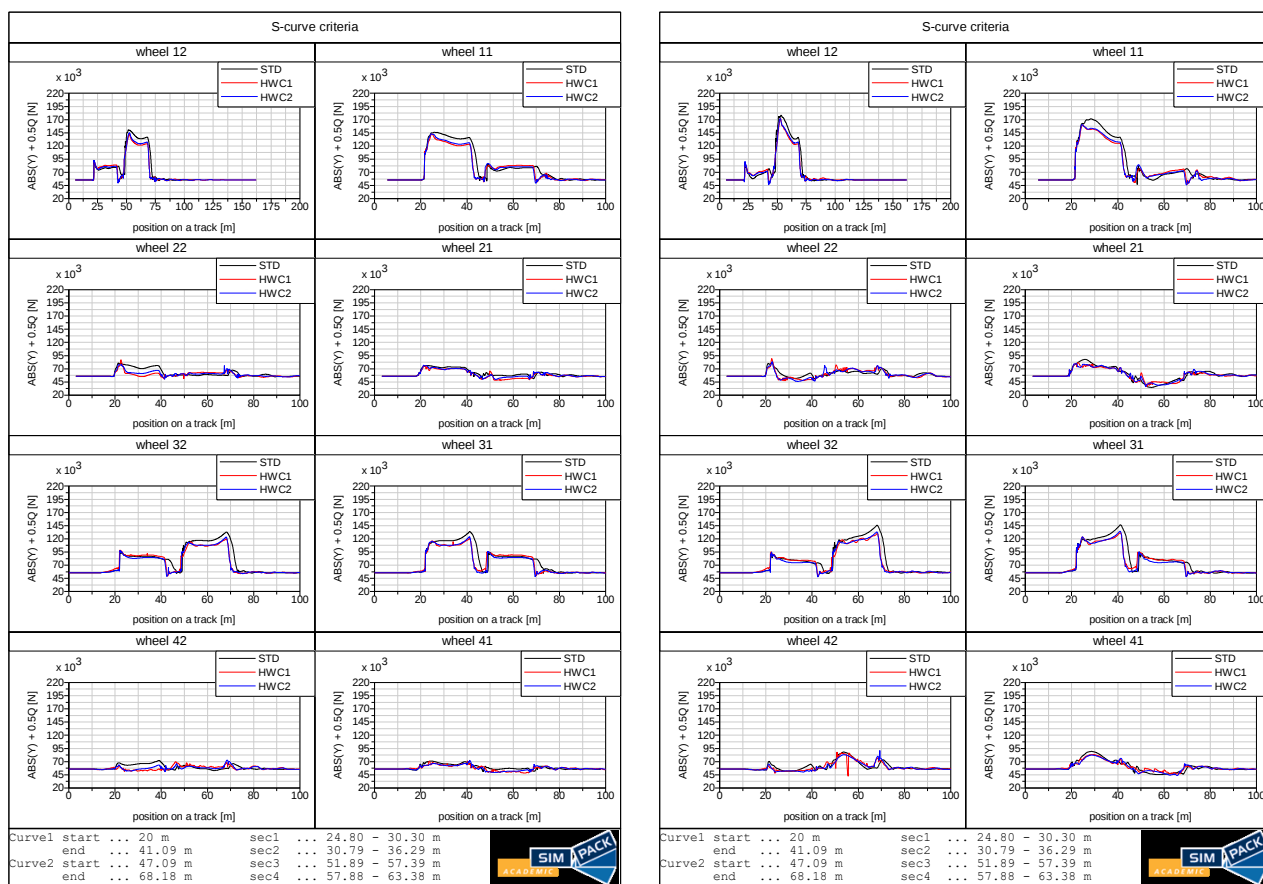


Fig. 52. Simulace jízdy S-obloukem - průběh kritéria $|Y|+0,5Q$, STD – standardní vozidlo, HWC1 / 2 vozidlo s hydraulickými vazbami, vlevo $v_{test} = 24,8$ km/h, vpravo $v_{test} = 40$ km/h

	S-curve criterion Abs(Y)+0.5*Q, v=24.8 km/h						S-curve criterion Abs(Y)+0.5*Q, v=40 km/h				
	value [kN]			decrease [%]			value [kN]			decrease [%]	
	STD	HWC1	HWC2	HWC1	HWC2		STD	HWC1	HWC2	HWC1	HWC2
Wheel 11	146.2	142.7	143.4	2.4%	1.9%	Wheel 11	171.5	159.8	160.6	6.8%	6.4%
Wheel 12	150.8	142.8	144.7	5.3%	4.0%	Wheel 12	178.3	172.3	172.2	3.4%	3.4%
Wheel 21	76.2	75.9	76.7	0.4%	-0.7%	Wheel 21	87.9	81.3	80.0	7.5%	9.0%
Wheel 22	80.8	87.0	78.3	-7.7%	3.1%	Wheel 22	81.4	89.7	83.9	-10.2%	-3.1%
Wheel 31	133.6	120.4	123.9	9.9%	7.3%	Wheel 31	146.6	131.8	134.4	10.1%	8.3%
Wheel 32	133.0	120.0	123.5	9.8%	7.1%	Wheel 32	145.9	129.8	133.1	11.0%	8.8%
Wheel 41	70.9	71.6	72.6	-1.0%	-2.4%	Wheel 41	89.3	83.6	82.4	6.4%	7.7%
Wheel 42	72.3	69.8	73.0	3.5%	-1.0%	Wheel 42	88.2	88.2	91.1	0.0%	-3.3%
Max	150.8	142.8	144.7	5.3%	4.0%	Max	178.3	172.3	172.2	3.4%	3.4%

Tab. 26. Hodnoty $(|Y| + 0,5Q)_{max}$, STD – standardní vozidlo, HWC1 / 2 vozidlo s hydraulickými vazbami, vlevo $v_{test} = 24,8$ km/h, vpravo $v_{test} = 40$ km/h

Požití hydraulických vazeb přineslo snížení hodnoty kritéria chování vozidla ve výhybkách o cca 3 % při rychlosti 40 km/h a o 4-5 % při rychlosti 24,8 km/h.

8.1.3 Průjezd S-obloukem s deaktivovanými tlumiči vrtivých pohybů

Obdobně jako u systému aktivního natáčení dvojkolí byl i pro hydraulické vazby posuzován přínos deaktivace tlumičů vrtivých pohybů na kritérium chování vozidla ve výhybkách. Výsledky simulací jsou zobrazeny na **Fig. 53** a shrnuty v **Tab. 27**.

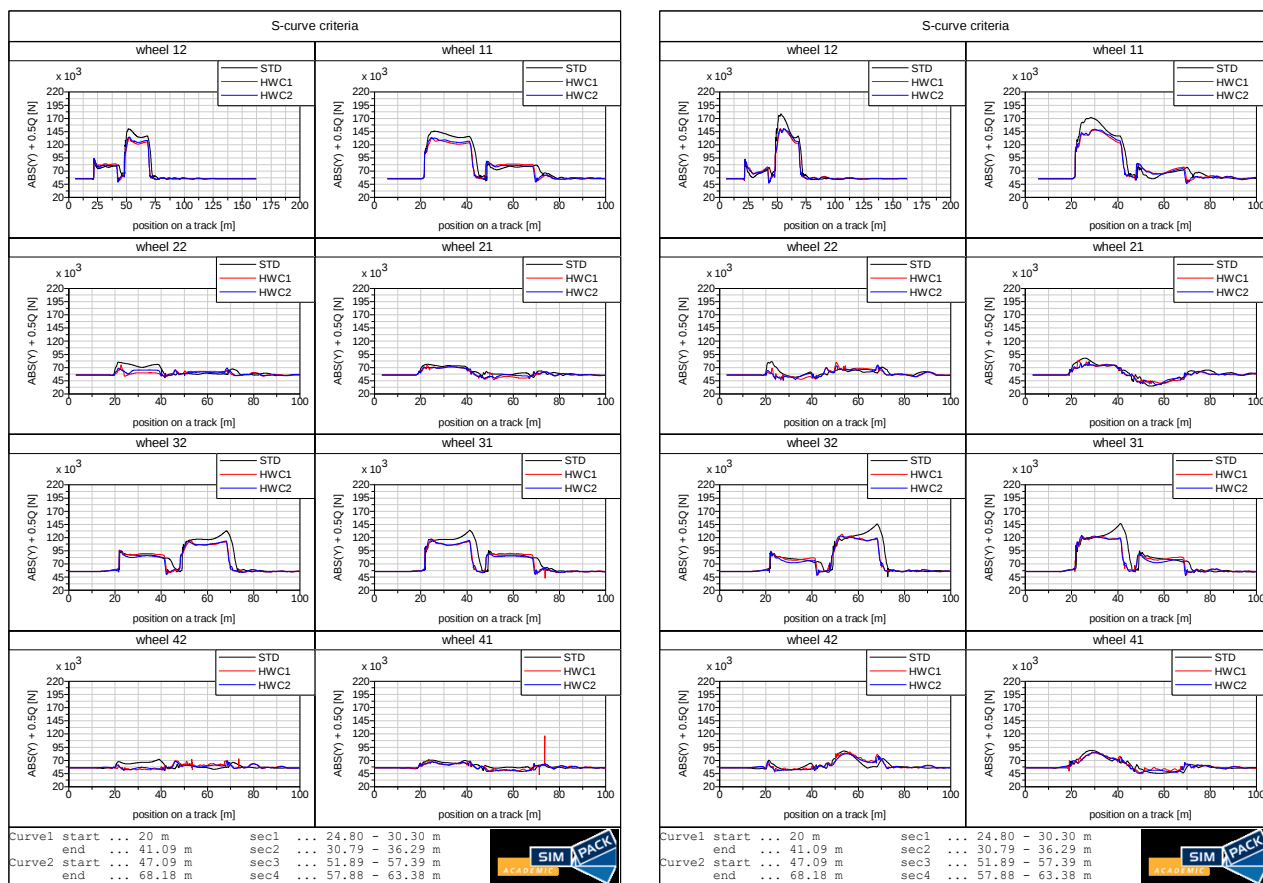


Fig. 53. Simulace jízdy S-obloukem - průběh kritéria $|Y|+0,5Q$, STD – standardní vozidlo, HWC1 / 2 vozidlo s hydraulickými vazbami a deaktivovanými tlumiči vrtivých pohybů, vlevo $v_{test} = 24,8$ km/h, vpravo $v_{test} = 40$ km/h

	S-curve criterion Abs(Y)+0.5*Q, v=24.8 km/h						S-curve criterion Abs(Y)+0.5*Q, v=40 km/h				
	value [kN]			decrease [%]			value [kN]			decrease [%]	
	STD	HWC1	HWC2	HWC1	HWC2		STD	HWC1	HWC2	HWC1	HWC2
Wheel 11	146.2	133.2	133.5	8.9%	8.7%	Wheel 11	171.5	147.9	149.4	13.8%	12.9%
Wheel 12	150.8	134.1	134.8	11.1%	10.6%	Wheel 12	178.3	150.8	150.5	15.4%	15.6%
Wheel 21	76.2	74.3	71.8	2.5%	5.8%	Wheel 21	87.9	83.7	81.4	4.8%	7.4%
Wheel 22	80.8	75.2	69.3	6.9%	14.2%	Wheel 22	81.4	80.0	74.9	1.7%	8.0%
Wheel 31	133.6	117.6	116.9	12.0%	12.5%	Wheel 31	146.6	123.1	124.2	16.0%	15.3%
Wheel 32	133.0	113.8	113.8	14.4%	14.4%	Wheel 32	145.9	126.4	122.9	13.4%	15.8%
Wheel 41	70.9	117.0	68.7	-65.0%	3.1%	Wheel 41	89.3	86.3	84.4	3.4%	5.5%
Wheel 42	72.3	73.3	69.1	-1.4%	4.4%	Wheel 42	88.2	86.2	82.7	2.3%	6.2%
Max	150.8	134.1	134.8	11.1%	10.6%	Max	178.3	150.8	150.5	15.4%	15.6%

Tab. 27. Hodnoty $(|Y| + 0.5Q)_{max}$, STD – standardní vozidlo, HWC1 / 2 vozidlo s hydraulickými vazbami a deaktivovanými tlumiči vrtivých pohybů, vlevo $v_{test} = 24,8 \text{ km/h}$, vpravo $v_{test} = 40 \text{ km/h}$

Pro vozidlo s deaktivovanými tlumiči vrtivých pohybů jsou výsledky obou způsobů propojení hydraulických válců jsou rovnocenné. V porovnání se standardním vozidlem bylo dosaženo zlepšení hodnoty kritéria chování vozidla ve výhybkách o 15 % při rychlosti 40 km/h a o 11 % při rychlosti 24.8 km/h.

9 Shrnutí

- Na základě simulačních výpočtů bylo provedeno porovnání možných způsobů snižování velikosti vodicích sil v oblouku koleje.
- Z porovnávaných možností vykazovaly největší možný přínos aktivní natáčení dvojkolí (AWS) a uvolnění úhlové tuhosti vazby dvojkolí a rámu podvozku (YFS).
- Aktivní natáčení dvojkolí bylo dále podrobněji zkoumáno ve dvou variantách regulace polohy dvojkolí – proporcionální AWS-Prop a třípolohové AWS-Step.
- Uvolnění úhlové tuhosti vazby dvojkolí a rámu podvozku bylo realizováno pomocí hydraulických válců ve vedení dvojkolí a dále zkoumáno ve variantě bez křížové vazby (HWC1) mezi dvojkolími a s křížovou vazbou mezi dvojkolími (HWC2).
- Přínos zkoumaných způsobů snižování velikosti vodicích sil byl posuzován na základě simulace jízdy po 21 km dlouhém úseku trati Letohrad-Lichkov. Při těchto simulacích byly vyhodnocovány velikosti vodicích sil a indexy opotřebení.
- Chování vozidla ve výhybkách bylo hodnoceno pomocí simulace jízdy S-obloukem a vyhodnocení kritéria chování vozidla na výhybkách a výhybkových konstrukcích dle ČSN EN 14363, příloha F. Při simulaci jízdy vozidla S-obloukem byl rovněž posuzován přínos deaktivace tlumičů vrtivých pohybů.

Procentuální přínos systémů na zlepšení nejvýznamnějších ze sledovaných kritérií je shrnut v **Tab. 28**. Celková energie disipovaná v kontaktech kolo kolejnice má přímou souvislost s opotřebením. **Posuzované systémy vykazují přínos v rozsahu 70 až 85 %, což lze považovat za velmi povzbudivý výsledek. Přínos posuzovaných systémů na kritérium chování vozidla na výhybkách je velmi malý. Důležitým poznatkem je, že posuzované systémy toto kritérium zásadním způsobem nezhoršují.** Pravděpodobně tedy nebude nutné systémy aktivního natáčení dvojkolí deaktivovat v rozsahu rychlostí 0 až 40 km/h, tedy při rychlostech kterými vozidla projíždějí krátké výhybky. **Simulace dále ukázaly, že deaktivace tlumičů vrtivých pohybů má příznivý vliv na chování vozidla ve výhybce a vede ke snížení vyhodnocovaného kritéria až o 15 %.**

Procentuální přínos v porovnání se standardním vozidlem				
Parametr	Systém			
	AWS-Prop	AWS-3pos	HYD1	HYD2
Energie disipovaná v kontaktech kolo kolejnice při jízdě na trati Letohrad - Lichkov	84,2 %	70,1 %	82,0 %	79,7 %

Kritérium chování vozidla ve výhybkách průjezd S-obloukem rychlostí 40 km/h	2,9 %	0,8 %	3,4 %	3,4 %
Kritérium chování vozidla ve výhybkách průjezd S-obloukem s deaktivovanými tlumiči vrtivých pohybů rychlostí 40 km/h	12,5 %	11,9 %	15,4 %	15,6 %

Tab. 28. *Přínos posuzovaných systémů*

Dosažené výsledky snížení velikosti vodících sil a indexu opotřebení jsou velmi povzbudivé u všech podrobněji zkoumaných systémů, avšak je nezbytné považovat je za orientační. Pro zpřesnění výsledků, či návrhu systému pro konkrétní vozidlo by bylo nezbytné zejména:

- Zpřesnit simulační model vozidla. Výpočty byly realizovány na zjednodušeném modelu vozidla. Tento model byl sestaven z minimálního možného počtu tuhých těles, má linearizované charakteristiky silových prvků, neobsahuje příčné a svislé dorazy ve vypružení a řadu dalších prvků, které mají vliv na chování vozidla. Všechna tato zjednodušení tak mají vliv i na dosažené výsledky, avšak lze předpokládat, že nikoliv zásadní.
- Zpřesnit model aktuátorů natáčení dvojkolí. Aktuátor byl v modelu vozidla nahrazen idealizovaným zdrojem síly. Vlastní dynamika aktuátoru byla nahrazena přenosovou funkcí 1. řádu. Lze očekávat, že vlastnosti aktuátorů a jejich řízení mohou významně ovlivnit výsledky, a to zejména v situacích, kdy se mění požadavek na polohu aktuátorů, tedy v přechodnicích a S-obloucích.
- Zpřesnit model hydraulické části u vozidla s hydraulickými vazbami ve vedení dvojkolí. Na výsledky simulací může mít vliv řada jevů, které použitý model nedokáže postihnout. Například hydraulický odpor a změna objemu potrubí, změna teploty hydraulické kapaliny, apod.

10 Kontaktní osoba

Ing. Jan Kalivoda, Ph.D.
ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Technická 4, Praha 6
tel.: 224 352 493
jan.kalivoda@fs.cvut.cz

Poděkování

Rád bych poděkoval Ing. Petru Špalkovi ze Škody Transportation a.s. za množství podkladů, rad a námětů, které významným způsobem přispěly k dosažení výsledků popisovaných v této zprávě.

Práce byly realizovány za podpory Technologické agentury České republiky, program Národní centra kompetence, projekt # TN01000026 Národní centrum kompetence Josefa Božka pro pozemní dopravní prostředky.

Reference

- [1] KALIVODA, J., P. BAUER a Z. NOVÁK. Assessment of active wheelset steering system using computer simulations and roller rig tests. *Applied Sciences (Switzerland)*. 2021, **11**(24). Dostupné z: doi:10.3390/app112411727
- [2] FU, Bin, Rocco Libero GIOSSI, Rickard PERSSON, Sebastian STICHEL, Stefano BRUNI a Roger GOODALL. Active suspension in railway vehicles: a literature survey. *Railway Engineering Science*

- [online]. 2020, **28**(1), 3-35 [cit. 2022-11-08]. ISSN 2662-4745. Dostupné z: doi:10.1007/s40534-020-00207-w
- [3] *Liebherr to supply active yaw damper systems for Vectron locomotives* [online]. In: . [cit. 2022-11-08]. Dostupné z: <https://www.liebherr.com/en/usa/latest-news/news-press-releases/detail/liebherr-to-supply-active-yaw-damper-systems-for-vectron-locomotives-news.html>
- [4] KRULICH, Pavel. *Optimalizace dynamických účinků vysokorychlostní elektrické lokomotivy s mezipodvozkovou vazbou*. Praha, 2011. Diplomová práce. ČVUT v Praze, Fakulta strojní. Vedoucí práce Doc. Ing. Josef Kolář, CSc.
- [5] BEK, Jindřich. *Elektrické lokomotivy*. Praha: Nakladatelství dopravy a spojů, 1976.
- [6] Příčná mezipodvozková vazba. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2022-04-26]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/P%C5%99%C3%AD%C4%8Dn%C3%A1_mezipodvozkov%C3%A1_vazba
- [7] MICHÁLEK, Tomáš a Jaromír ZELENKA. Reduction of lateral forces between the railway vehicle and the track in small-radius curves by means of active elements. *Applied and Computational Mechanics*. Pilsen: University of West Bohemia, 2011, **2011**(5), 187-196.
- [8] PEREZ, J. a R. M. GOODALL. Control strategies for active steering of bogie-based railway vehicles. *Control Engineering Practice*. 2002, **10**, 1005-1012.
- [9] FU, Bin, Rocco Libero GIOSSI, Rickard PERSSON, Sebastian STICHEL, Stefano BRUNI a Roger GOODALL. Active suspension in railway vehicles: a literature survey. *Railway Engineering Science* [online]. 2020, **28**(1), 3-35 [cit. 2022-11-14]. ISSN 2662-4745. Dostupné z: doi:10.1007/s40534-020-00207-w
- [10] MEI, T. X. a R. M. GOODALL. Recent Development in Active Steering of Railway Vehicles. *Vehicle System Dynamics*. 2003, **39**(6), 415-436.
- [11] GIOSSI, Rocco Libero, Rickard PERSSON a Sebastian STICHEL. Improved curving performance of an innovative two-axle vehicle: a reasonable feedforward active steering approach. *Vehicle System Dynamics* [online]. 2022, **60**(2), 516-539 [cit. 2022-11-14]. ISSN 0042-3114. Dostupné z: doi:10.1080/00423114.2020.1823005
- [12] FU, Bin a Stefano BRUNI. Fault-tolerant design and evaluation for a railway bogie active steering system. *Vehicle System Dynamics* [online]. 2022, **60**(3), 810-834 [cit. 2022-11-14]. ISSN 0042-3114. Dostupné z: doi:10.1080/00423114.2020.1838563
- [13] ALLOTTA, B., P. D'ADAMIO, M. MALVEZZI, L. PUGI, A. RIDOLFI, A. RINDI a G. VETTORI. An innovative localisation algorithm for railway vehicles. *Vehicle System Dynamics* [online]. 2014, **52**(11), 1443-1469 [cit. 2022-11-14]. ISSN 0042-3114. Dostupné z: doi:10.1080/00423114.2014.943928
- [14] ANDANI, Masood Taheri. *The Application of Doppler LIDAR Technology for Rail Inspection and Track Geometry Assessment*. Blacksburg, Virginia, 2016. Disertační práce. Virginia Polytechnic Institute.
- [15] TIAN, Shiqiao, Xiangping LUO, Lihui REN a Chunyu XIAO. Active radial system of railway vehicles based on secondary suspension rotation angle sensing. *Vehicle System Dynamics* [online]. 2021, **59**(5), 765-784 [cit. 2022-10-31]. ISSN 0042-3114. Dostupné z: doi:10.1080/00423114.2020.1722183
- [16] KALIVODA, Jan. Simulation of Active Wheelset Steering for an Electric Locomotive. *MATEC Web of Conferences* [online]. 2022, **357**, 14 [cit. 2022-11-15]. ISSN 2261-236X. Dostupné z: doi:10.1051/mateconf/202235703004
- [17] KALIVODA, Jan. *Software for active wheelset steering system: [Software splňující podmínky RIV]*. Praha: ČVUT v Praze, 2022.
- [18] ČSN EN 14363:2020. *Železniční aplikace - Zkoušení a schvalování železničních vozidel z hlediska jízdních vlastností - Jízdní chování a stacionární zkoušky*. 2020. ÚTNMZ, 2020.

- [19] MICHÁLEK, Tomáš a Martin KOHOUT. On the problems of lateral force effects of railway vehicles in S-curves. *Vehicle System Dynamics* [online]. 2022, **60**(8), 2739-2757 [cit. 2022-12-05]. ISSN 0042-3114. Dostupné z: doi:10.1080/00423114.2021.1917631
- [20] KALIVODA, Jan. *Loco Wheelset Hydraulic Connection: [Software splňující podmínky RIV]*. Praha: ČVUT v Praze, 2022.