



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

DIFERENCIÁLY S ŘÍZENÝM DĚLENÍM MOMENTU PRO TĚŽKÁ UŽITKOVÁ VOZIDLA

TORQUE VECTORING DIFFERENTIALS FOR HEAVY COMMERCIAL VEHICLES

DIZERTAČNÍ PRÁCE

DOCTORAL THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. Jan Fojtášek

ŠKOLITEL

SUPERVISOR

doc. Ing. Petr Porteš, Ph.D.

BRNO 2019

ABSTRAKT

Tato práce se zabývá posouzením vlivu regulace stáčivého momentu prostřednictvím aktivního diferenciálu na dynamiku jízdy nákladního vozidla. Jsou zde shrnuty poznatky ohledně možností konstrukčního uspořádání aktivního diferenciálu, regulačních algoritmů i teoretické předpoklady týkající se výsledného vlivu na dynamiku jízdy. Na základě řešeršní části je vypracován vlastní návrh aktivního diferenciálu pro experimentální nákladní vozidlo. Hlavní část práce je věnována analýze vlivu aktivního diferenciálu na ovladatelnost vozu při manévrování a jeho stabilitu včetně limitních jízdních stavů. Za tímto účelem je sestaven kompletní multibody model vozidla s klasickým diferenciálem a výsledky simulací jízdy tohoto vozu experimentálně ověřeny pomocí měření vybraných parametrů dynamiky jízdy při jízdních manévrech reálného nákladního automobilu. Validovaný model je dále rozšířen o aktivní diferenciál včetně regulačního algoritmu. Ověření teoretických předpokladů a vyhodnocení vlivu aktivního diferenciálu na dynamiku jízdy nákladního vozidla je pak provedeno pomocí simulací vybraných manévřů zahrnujících ustálené i přechodové jízdní stavy. Na základě popsanych poznatků je pak vyhodnocen celkový přínos této technologie, jeho realizovatelnost a hlavní výhody a nevýhody.

KLÍČOVÁ SLOVA

Usměrnění točivého momentu, aktivní diferenciál, regulace stáčení, nákladní vozidlo, dynamika jízdy vozidla

ABSTRACT

This work deals with the assessment of the yaw moment control via active differential effects to the heavy commercial vehicle dynamics. Summarized are the findings about design of active differential, control algorithms and theoretical assumptions about overall effects to the vehicle dynamics. According to the described theory the own concept of the active differential for experimental heavy commercial vehicle is proposed. The main part of the work is focused on the effects of the active differential on vehicle manoeuvrability, controllability, stability and limits analysis. For this purpose, multibody dynamic model of the complete vehicle with standard open differential is assembled and results of the selected manoeuvre simulations validated by measurements of the real vehicle characteristics. The validated vehicle model is then extended by the model of the active differential with control algorithm. According to the simulations results the theoretical presumptions are confirmed and the effects of the active differential on vehicle dynamics in steady and transition states are evaluated. Based on the described findings the overall improvement of the vehicle dynamics by this technology, feasibility of the proposed concept and main advantages and disadvantages are evaluated.

KEYWORDS

Torque vectoring, active differential, direct yaw control, heavy commercial vehicle, vehicle dynamics

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

FOJTÁŠEK, Jan. *Diferenciály s řízeným dělením momentu pro těžká užitková vozidla*. Brno, 2019. Dizertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, 136 s. Vedoucí dizertační práce Petr Porteš.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením pana doc. Ing. Petra Porteše, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 7.listopadu 2019

.....

Jan Fojtášek

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu panu doc. Ing. Petru Portešovi, Ph.D. za odborné vedení, podporu během mého doktorského studia na VUT v Brně a vstřícný přístup při zpracování této práce. Dále patří poděkování také kolegovi Ing. Luboru Zháňalovi, Ph.D. za možnost využití jím vyvinutých velmi efektivních nástrojů pro zpracování dat a ochotnou pomoc při řešení této problematiky. Poděkování patří také mé rodině a blízkým za neutuchající podporu během studia.

OBSAH

Úvod.....	9
1 Analýza výchozího stavu	10
2 Pohyb vozidla a základní jízdní stavy	12
2.1 Dvoustopý model.....	12
2.2 Dělení hnacích sil prostřednictvím aktivního diferenciálu.....	14
2.3 Aktivní dělení hnacích sil pomocí brzd.....	15
2.4 Regulace jízdní dynamiky	16
2.5 Navýšení přenositelné boční síly na hnací nápravě.....	20
3 Konstrukce aktivních diferenciálů	22
3.1 Princip funkce aktivního diferenciálu.....	22
3.2 Kinematický popis.....	23
3.3 Dělení hnacího momentu.....	25
3.4 Přehled vybraných konstrukčních variant	27
4 Cíle práce.....	29
4.1 Rešerše.....	29
4.2 Multibody model vozidla.....	29
4.3 Validace multibody modelu.....	30
4.4 Implementace aktivního diferenciálu do modelu vozidla a simulace jízdy.....	30
4.5 Vyhodnocení.....	31
5 Multibody model vozidla	32
5.1 Experimentální vozidlo.....	32
5.2 Popis modelu	34
5.3 Shrnutí	46
6 Validace modelu.....	47
6.1 Měřicí řetězec	47
6.2 Základní úprava měřených dat	53
6.3 Porovnání měřených dat s výsledky simulací.....	59
6.4 Shrnutí	72
7 Koncepční návrh aktivního diferenciálu	73
7.1 Zástavba.....	73
7.2 Kinematické parametry.....	75

7.3	Zatěžovací momenty.....	81
7.4	Základní parametry spojky	86
7.5	Shrnutí	88
8	Implementace aktivního diferenciálu do modelu vozidla	89
8.1	Model mechanismu aktivního diferenciálu	89
8.2	Regulační algoritmus.....	89
8.3	Shrnutí	98
9	Simulace jízdních manévrů s aktivním diferenciálem	99
9.1	Prodloužení lineární oblasti a posun limitu	99
9.2	Dynamická říditelnost.....	105
9.3	Stabilizace vozidla.....	113
9.4	Ohřev spojek.....	116
9.5	Vyhodnocení.....	119
9.6	Shrnutí	119
	Závěr.....	120
	Seznam použitých zkratk a symbolů	126
	Seznam příloh.....	136

ÚVOD

S rostoucími výkony pohonných jednotek a stále více populárními pohony všech kol, zastává hnací ústrojí automobilů velmi důležitou úlohu efektivního přenosu a rozdělení výkonu motoru na jednotlivá kola hnacích náprav. Běžné vozidlové diferenciály jsou levným a ve většině případů stále vyhovujícím řešením. U moderních vozidel s vyspělou dynamikou jízdy se však postupem času vyvinula řešení, která nabízí více možností z hlediska přerozdělení hnacího momentu na jednotlivá kola tzv. aktivní diferenciály. Ty umožňují na základě dynamického jízdního stavu určeného řídicí jednotkou rozdělit hnací moment dle potřeby na jednotlivá kola. Toto aktivní rozdělení hnacího momentu má pak velmi pozitivní dopad na manévrovací schopnosti vozidla v ustálených i přechodových jízdních stavech a celkově dokáže zlepšit odezvu na ovládací pokyny řidiče. Tím dochází ke zlepšení aktivní bezpečnosti, systém je schopen odvrátit limitní jízdní stavy nebo posunout jejich hranici a v závislosti na konfiguraci lze ovlivnit dynamiku jízdy dle přání řidiče od komfortních režimů po sportovní.

Technologie aktivního dělení hnacího momentu byla vyvinuta pro závodní účely a využití v luxusních vozech s vyspělou dynamikou jízdy, kde se její použití osvědčilo a dále se zdokonaluje. Náročnější a doposud neběžně používané je její využití u těžkých užitkových vozidel, která však mnohdy svou konstrukcí hnacího ústrojí dovolují zástavbu podobných mechanismů v robustním provedení tak, aby byly schopné regulovat a přenášet i mnohonásobně větší síly, než je tomu u lehkých osobních vozidel. Navíc potenciál této technologie je v oblasti nákladních vozidel opodstatněný i vzhledem k rozsahu zatížení, ve kterých jsou tato vozidla provozována. Aktivní dělení hnacího momentu umožňuje jako jedna z mála technologií efektivní regulaci stáčivého momentu a tím přímé ovlivnění nedotáčivosti či přetáčivosti vozidla, což vzhledem k proměnnému zatížení může zajistit konzistentní odezvu vozu na pokyny řidiče a rozšířit lineární oblast ovládání vozu. Ve srovnání s lehkými osobními automobily, má dynamika nákladních vozidel svá další specifika, se kterými musí návrh aktivního diferenciálu počítat. Tato práce si klade za cíl zhodnotit použití aktivních diferenciálů u nákladních vozidel se spalovacím motorem a vytvořit základy teorie této problematiky, která může být dále rozvíjena také pro nastupující nákladní vozidla s elektromotory. Většina vědeckých prací zabývajících se touto problematikou je zaměřena, jak již bylo zmíněno výše, na sportovní automobily, luxusní osobní automobily či elektromobily. I tyto práce však ve většině případů pracují se zjednodušenými modely vozidel, popsány pouze analytickými rovnicemi na základě kterých, je zřejmý pozitivní dopad aktivního dělení momentu na dynamiku jízdy. Tato práce popisuje principy a ověření předpokládaných jevů na dynamickém modelu kompletního vozidla sestaveném v multibody softwaru MSC ADAMS Car. Model vozidla bez aktivního diferenciálu je validován pomocí měření dynamiky jízdy reálného experimentálního vozu na zkušebním polygonu. Dále je doplněn o systém aktivního dělení hnacích momentů a o řídicí algoritmus modelovaný v grafickém programovacím prostředí MATLAB Simulink. Pro výpočet je pak využita metoda kosimulace obou softwarů. Vzájemné propojení obou modelů nabízí efektivní nástroj pro návrh a posouzení řídicího algoritmu aktivního diferenciálu a podrobné zhodnocení výhod a nevýhod celého systému pro dynamiku jízdy nákladního vozu.

1 ANALÝZA VÝCHOZÍHO STAVU

Za účelem potlačení hlavního nedostatku klasických diferenciálů, kterým je v případě prokluzu jednoho kola schopnost přenášet na obě poloosy pouze točivý moment o velikosti momentu přenášeného prokluzujícím kolem, bylo v průběhu 20. století vyvinuto množství konstrukčních řešení. Od jednoduchých uzávěrek, přes diferenciály samosvorné s lamelovou či viskózní spojkou, diferenciály typu Torsen až po diferenciály s elektronicky řízenou svorností. Nedostatkem těchto řešení je však skutečnost, že umožňují přenášet točivý moment pouze z rychleji se otáčející součásti na pomaleji se otáčející součást. Tedy například z klece diferenciálu na poloosu pomaleji se otáčejícího kola. Díky tomu sice dovolují přenést vyšší točivý moment na kolo s lepší přilnavostí, jejich prostřednictvím ovšem není možné přímo regulovat rozdíl podélných sil na hnací nápravě, tím ovlivňovat stáčivý moment působící na vozidlo a mít tak kontrolu nad přetáčivostí či nedotáčivostí vozidla.

Realizace myšlenky přímé regulace stáčivého momentu se poprvé objevila na počátku devadesátých let minulého století [1]. Pomocí přídavného stáčivého momentu generovaného rozdílem brzdných sil mezi pravým a levým kolem, lze účinně stabilizovat vozidlo v limitních jízdních stavech. Z tohoto důvodu se rozmohly systémy elektronické stabilizace vozidla využívající rozdílného brzdění pravého a levého kola (ESP) a staly se významným prvkem aktivní bezpečnosti, který je dnes běžnou součástí moderních vozidel [2]. Protože však při zásahu těchto systémů dochází ke zpomalení vozidla a ztrátám výkonu, jsou vhodné především při zpomalování v zatáčce či v limitních situacích. Za účelem efektivní regulace stáčivého momentu také při ustálené jízdě či akceleraci byly vyvinuty diferenciály pro aktivní dělení hnacího momentu mezi pravé a levé kolo tzv. torque vectoring diferenciály (TVD) [3].

První aktivní diferenciály v produkčních vozidlech byly uvedeny na trh v polovině 90. let minulého století automobilkami Mitsubishi Motors a Honda [4]. Od té doby bylo vyvinuto množství různých konstrukčních uspořádání těchto mechanismů. Většina se skládá ze dvou vícelamelových mokrých spojek, z nichž jedna slouží pro přenesení většího hnacího momentu na pravé kolo a druhá na kolo levé. Další součástí je kuželový či planetový diferenciál a převody, které zajišťují skluz spojek [5]. Z konstrukčního hlediska jsou důležitými prvky mechanismu zejména použitý typ diferenciálu (kuželový či planetový) a vhodně navržené převodové poměry. Tyto dva aspekty totiž nejvíce ovlivňují regulovatelnost celého mechanismu a výkonové ztráty [6]. Další nutnou součástí aktivních diferenciálů je řídicí algoritmus, jehož základními vstupními signály jsou podélné a boční zrychlení, úhel natočení volantu a stáčivá rychlost. Na základě těchto vstupů, jsou pak ovládány spojky aktivního diferenciálu, které vytváří rozdíl podélných sil na pneumatikách hnací nápravy. Regulovanými veličinami jsou stáčivá rychlost a úhel směrové úchyly těžiště vozidla [7]. Další vývoj těchto algoritmů je zaměřen na různé regulační strategie, jako jsou například Internal Model Control (IMC) [8] či Model Predictive Control (MPC) [9], optimalizaci podélných sil na hnací nápravě, vhodné zkombinování se souvisejícími kontrolními algoritmy jako je například systém elektronické stabilizace – ESP [10], omezení ztrátového výkonu celého systému [11] a komfortní interakci s řidičem a potěšení z jízdy (tzv. fun-to-drive) [12].

Se stále se zvyšujícím podílem vozidel s pohonem všech čtyř kol se vedle aktivního dělení hnacího momentu mezi pravé a levé kolo hnací nápravy rozvíjí také hnací ústrojí, která pomocí spojky regulují hnací moment mezi přední a zadní nápravu, jako je například Nissan V-TCS, BMW xDrive nebo Haldex LSC [13]. Ačkoli tyto spojky slouží primárně pro spínání pohonu 4x4 v případě prokluzu jednoho kola hnací nápravy, dokáží částečně regulovat také nedotáčivé chování vozu. Elektronicky ovládané spojky pro regulaci hnacího momentu mezi přední a zadní nápravou používají někteří výrobci hnacích ústrojí také v kombinaci se samosvornými diferenciály (Eaton, GKN TMD, Dana Dynamic Trak) [14].

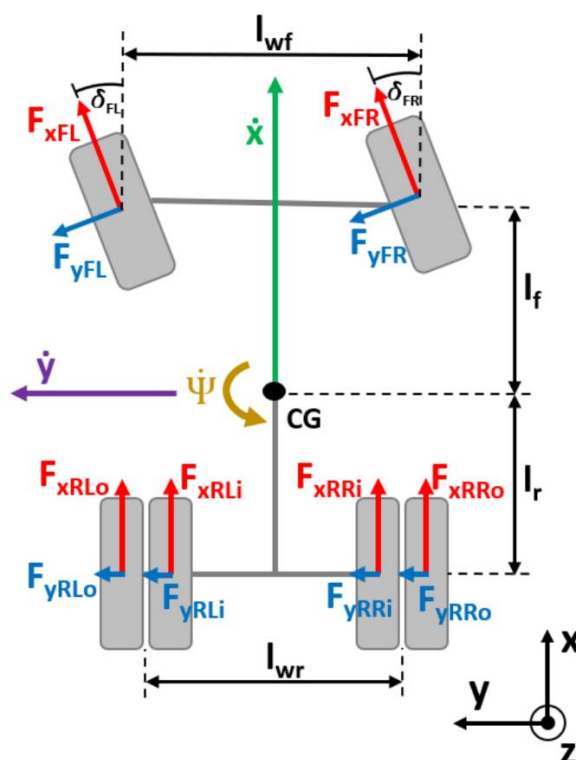
Vzhledem k aktuálnímu rozvoji elektromobility je hlavní vývojová větev v oblasti aktivního dělení hnacích momentů zaměřena především na kontrolní algoritmy pro vozidla hnaná elektromotory. U prvních generací elektromobilů, byl motor umístěn uprostřed hnací nápravy a výkon přenášen prostřednictvím koncového převodu s diferenciálem na poloosy. Vzhledem k úsporám hmotnosti, prostoru, možnostem regulace a rekuperace jsou v poslední době stále více vyvíjeny koncepce elektrických vozidel s elektromotory v kolech (tzv. IWM – In-Wheel electric Motors) [15]. Ačkoli je tato koncepce zatížena také nevýhodami, z nichž hlavní jsou podstatný nárůst neodpružených hmot a vystavení elektromotorů otřesům, které jsou tlumeny pouze pneumatikou, je celý systém z konstrukčního hlediska mnohem jednodušší a nabízí možnost přímé regulace otáček i hnacího momentu bez použití třecích spojek. Zároveň v případě vozidel s pohonem všech čtyř kol umožňuje řízení hnacího momentu na jednotlivých kolech bez přidavných spojek či převodů. V oblasti nákladních vozidel se vzhledem ke konzervativnímu vývoji zaměřenému především na životnost a spolehlivost všech součástí prosadila řešení založená pouze na základě brzdění jednotlivých kol. Tyto systémy mají za úkol především prevenci překlacení vozidla a u nákladních souprav dokáží také odvrátit vzpříčení vlečeného vozidla a nákladního automobilu např. při vybočení zadní nápravy tažného vozidla [16]. U moderních nákladních vozidel jsou tyto funkce běžně integrovány v algoritmu pro kontrolu stability ESC (Electronic Stability Control) v elektronickém systému brzd. Příkladem moderního brzdového systému pro nákladní vozidla je Wabco EBS (Electronic Braking System), který zaštiťuje kompletní elektroniku brzdové soustavy – od protiblokovacího systému ABS, přes zmiňovanou kontrolu stability ESC, automatickou kontrolu trakce ATC (Automatic Traction Control) až po systém automatické přibrzdování vnitřního kola vozidla zatáčejícího v terénu (Turning Brake). V dostupné literatuře se však nevyskytuje žádný výzkum či studie věnující se využití aktivních diferenciálů u těžkých nákladních vozidel. I když je zřejmé, že celý mechanismus by musel být dimenzován na vyšší momenty, než je tomu u lehkých osobních vozidel, zůstává nezodpovězena otázka, zda by vhodně navržený systém aktivního diferenciálu nemohl být použit u nákladního vozu a jaký by mohl mít přínos pro jeho jízdní vlastnosti. Proto se tato dizertační práce bude zabývat možnostmi využití aktivního dělení hnacího momentu u klasických nákladních vozidel se spalovacím motorem. Vzhledem k výše popsanému rozvoji elektromobility v oblasti osobních vozidel, je však možno s určitým časovým odstupem očekávat podobný vývoj také v oblasti užitkových a těžkých nákladních automobilů. Lze však konstatovat, že většina principů popsaných v této práci je obecně aplikovatelná na nákladní vozidlo jak se spalovacím, tak i elektrickým motorem.

2 POHYB VOZIDLA A ZÁKLADNÍ JÍZDNÍ STAVY

Z hlediska jízdy vozidla mají aktivní diferenciály několik významných vlivů na dynamické jízdní stavy, a to jak z hlediska ovladatelnosti vozidla v ustálených i přechodových jízdních režimech, tak v limitních jízdních stavech, kde umožňují posunutí tohoto limitu a udržení stability vozidla. Tato kapitola obsahuje definici základních pojmů a vysvětlení jízdních stavů spojených s aktivním dělením hnacího momentu. Popsané teoretické předpoklady představují výchozí principy využitě dále pro hodnocení vlivu aktivního dělení hnacích sil na dynamiku jízdy nákladního vozidla.

2.1 DVOUSTOPÝ MODEL

Pro popis pohybu vozidla je v souvislosti s aktivními diferenciály často využíván dvoustopý model (obr. 1). Ten je založen na rovnováze horizontálních sil v rovině vozovky a momentů působících okolo vertikální osy z . Tento model sice nezahrnuje normálové síly na jednotlivých pneumatikách, které přímo ovlivňují maximální přenesitelné horizontální síly, ale je dostatečný pro základní popis pohybu vozidla po vozovce a vysvětlení vlivu aktivního diferenciálu.



Obr. 1 Dvoustopý model těžkého užitkového vozidla s pohonem 4x4 a zadní nápravou vybavenou dvoumontáží

Na obr. 1 je znázorněn dvoustopý model se třemi stupni volnosti. Dva stupně volnosti představují translace ve směru osy x a y , třetím stupněm volnosti je rotace kolem osy z (úhel Ψ). Znázorněný souřadný systém je pevně spojen s vozidlem. Osa x je podélná osa vozidla a směřuje od zadní nápravy k přední, příčná osa y směřuje ve směru řidičovy levé ruky

a osa z míří směrem nahoru. Tato orientace souřadného systému je dále použita v celé této práci. Těžiště vozidla je označeno písmeny CG. Každé kolo je označeno příslušným indexem vycházejícím z anglického názvu FL (Front Left) – přední levé, FR (Front Right) – přední pravé, RLo (Rear Left outer) – zadní levé vnější, RLi (Rear Left inner) – zadní levé vnitřní, RRo (Rear Right outer) – zadní pravé vnější a konečně RRi (Rear Right inner) zadní pravé vnitřní. V seznamu veličin je pak pro zjednodušení index označen obecně A(axle) a S(side).

Silová rovnováha v podélném směru (ve směru osy x):

$$m\ddot{x} - m\dot{\Psi}\dot{y} = F_{xFL} \cos(\delta_{FL}) + F_{xFR} \cos(\delta_{FR}) + F_{xRLo} + F_{xRLi} + F_{xRRo} + F_{xRRi} - F_{yFL} \sin(\delta_{FL}) - F_{yFR} \sin(\delta_{FR}) \quad (1)$$

Silová rovnováha v příčném směru (ve směru osy y):

$$m\ddot{y} + m\dot{\Psi}\dot{x} = F_{yRLo} + F_{yRLi} + F_{yRRo} + F_{yRRi} + F_{xFL} \sin(\delta_{FL}) + F_{xFR} \sin(\delta_{FR}) + F_{yFL} \cos(\delta_{FL}) + F_{yFR} \cos(\delta_{FR}) \quad (2)$$

Momentová rovnováha (kolem osy z):

$$I_z\ddot{\Psi} = l_f[F_{xFL} \sin(\delta_{FL}) + F_{xFR} \sin(\delta_{FR})] + l_f[F_{yFL} \cos(\delta_{FL}) + F_{yFR} \cos(\delta_{FR})] - l_r(F_{yRLo} + F_{yRLi} + F_{yRRo} + F_{yRRi}) + \frac{l_{wf}}{2}[F_{xFR} \cos(\delta_{FR}) - F_{xFL} \cos(\delta_{FL})] + \frac{l_{wr}}{2}[(F_{xRRo} + F_{xRRi}) - (F_{xRLo} + F_{xRLi})] + \frac{l_{wf}}{2}[F_{yFL} \sin(\delta_{FL}) - F_{yFR} \sin(\delta_{FR})] \quad (3)$$

kde: m – hmotnost vozidla

\dot{x} – podélná rychlost vozidla v těžišti

\ddot{x} – derivace podélné rychlosti podle času (v těžišti vozidla)

\dot{y} – boční rychlost vozidla v těžišti

\ddot{y} – derivace boční rychlosti podle času (v těžišti vozidla)

$\dot{\Psi}$ – stáčivá rychlost vozidla (úhlová rychlost kolem osy z)

$\ddot{\Psi}$ – stáčivé zrychlení vozidla (úhlové zrychlení kolem osy z)

F_{xAS} – podélná síla na dané pneumatice, A (axle) obecné označení nápravy (F - front, R - rear), S (side) obecné označení strany vozidla (L - left, R - right)

F_{yAS} – boční síla na dané pneumatice

δ_{AS} – úhel natočení daného kola

I_z – moment setrvačnosti vozidla kolem osy z

l_f – vzdálenost těžiště od přední nápravy ve směru osy x

l_r – vzdálenost těžiště od zadní nápravy ve směru osy x

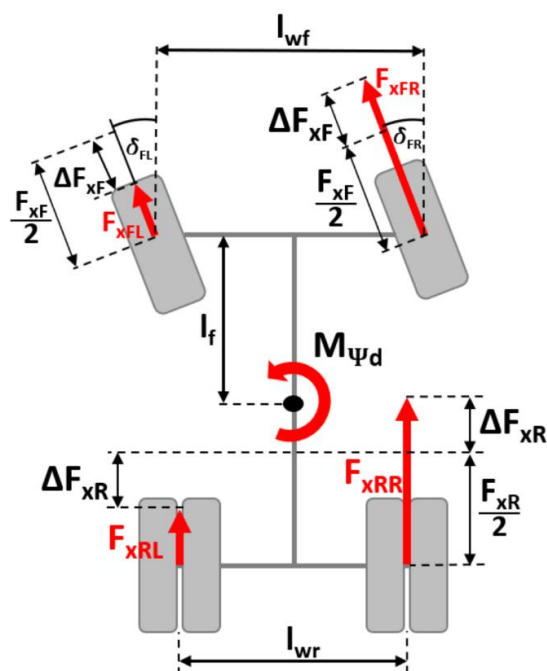
l_{wf} – rozchod kol přední nápravy

l_{wr} – střední rozchod kol zadní nápravy

Silová rovnováha podél osy x popsaná rovnicí (1) obsahuje na levé straně součet síly potřebné pro podélné zrychlení vozidla a síly od složky dostředivého zrychlení v ose x , na pravé straně rovnice je pak součet všech sil na pneumatikách promítnutých do osy x . Podobně je tomu u rovnice (2) vyjadřující rovnováhu v ose y . Zde je opět na levé straně součet síly potřebné pro dosažení bočního zrychlení a síly od složky dostředivého zrychlení v ose y , na straně pravé je pak součet všech složek sil v ose y . Momentová rovnováha kolem osy z k těžišti vozidla je pak vyjádřena rovnicí (3). Zde je na levé straně celkový stáčivý moment, který je dán součinem celkového momentu setrvačnosti vozidla k ose z a stáčivého zrychlení vozidla $\ddot{\Psi}$ a na straně pravé je součet všech momentů od sil na pneumatikách vyjádřených k těžišti vozidla.

2.2 DĚLENÍ HNACÍCH SIL PROSTŘEDNICTVÍM AKTIVNÍHO DIFERENCIÁLU

Pomocí aktivního dělení hnacích sil, je pak možné efektivně ovlivnit právě momentovou rovnováhu vyjádřenou rovnicí (3) a tím účinně regulovat zatáčivost vozu. Pro zadní dvoumontáž pneumatik, je dále podélná síla vyjádřena součtem sil vnější a vnitřní pneumatiky. Na obr. 2 je uvedeno základní schéma funkce aktivního diferenciálu. V případě klasického diferenciálu je celkový moment přivedený na nápravu rozdělen v poměru 1:1 mezi pravé a levé kolo. Proto je možné uvažovat, že i celková podélná síla na zadní nápravě F_{xR} , je u klasického diferenciálu rozdělena rovnoměrně mezi obě kola náprav. Aktivní diferenciál umožňuje vytvořit rozdíl hnacích momentů mezi pravým a levým kolem a tím rozdělit podélné síly na pneumatiky v určitém poměru. Je-li tedy na pravé kolo přivedena podélná síla vyšší o hodnotu ΔF_x , pak na levém kole je podélná síla o stejnou hodnotu nižší.



Obr. 2 Základní schéma funkce aktivního diferenciálu

Přídavný stáčivý moment vytvořený rozdílem podélných sil na přední a zadní nápravě, pak může být vyjádřen následujícím vztahem:

$$M_{\Psi d} = \Delta F_{xF} \cdot \frac{l_{wf}}{2} [\cos(\delta_{FL}) + \cos(\delta_{FR})] + \Delta F_{xR} \cdot l_{wr} \quad (4)$$

kde: $M_{\Psi d}$ – přídavný stáčivý moment vytvořený rozdíly hnacích sil

ΔF_{xF} – rozdíl hnací síly na jednom kole přední nápravy

ΔF_{xR} – rozdíl hnací síly na jednom kole zadní nápravy

2.3 AKTIVNÍ DĚLENÍ HNACÍCH SIL POMOCÍ BRZD

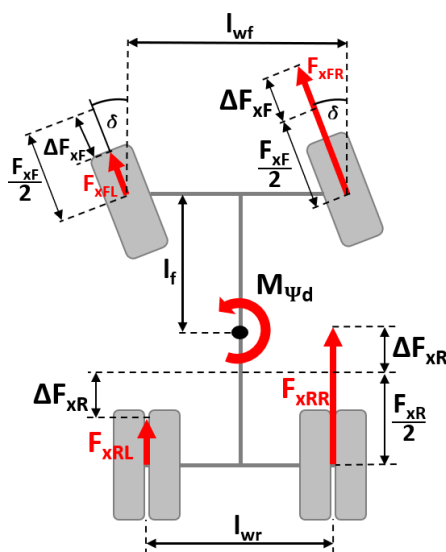
Velmi často používanou alternativou aktivních diferenciálů, je přímá regulace podélných sil pomocí brzdění jednotlivých kol. Kromě systémů ESP, které slouží primárně ke stabilizaci vozidla v případě překročení limitu stáčivé rychlosti při daném manévru, je u moderních vozidel využíván systém brzdění jednotlivých kol k regulaci jízdní dynamiky. Především tedy ke korekci přetáčivého či nedotáčivého chování a u moderních nákladních vozidel určených pro pohyb v terénu také k vytvoření rozdílu hnacích sil mezi pravým a levým kolem za účelem stáčení vozidla v případě, že přední pneumatiky nejsou schopny přenést potřebnou boční sílu. Na obr. 3 je znázorněna funkce systému aktivního dělení hnacích sil pomocí brzd. Přídavný stáčivý moment pak pomáhá korigovat směr pohybu vozidla dle řidičova natočení volantu. Pro názornost je v tomto případě uvažován stejný úhel natočení předních kol (skutečný rozdíl úhlů je nízký, proto je jej možné zanedbat). Velikost přídavného stáčivého momentu může být vyjádřena následovně:

$$M_{\Psi d} = \Delta F_{xbF} \cdot \frac{l_{wf}}{2} \cdot \cos(\delta) - \Delta F_{xbF} \cdot l_f \cdot \sin(\delta) + \Delta F_{xbR} \cdot \frac{l_{wr}}{2} \quad (5)$$

kde: ΔF_{xbF} – rozdíl hnací síly mezi koly přední nápravy vytvořený brzděním jednoho kola

δ – střední úhel natočení předních kol

ΔF_{xbR} – rozdíl hnací síly mezi koly zadní nápravy vytvořený brzděním jednoho kola



Obr. 3 Základní schéma aktivního dělení hnacích sil prostřednictvím brzd

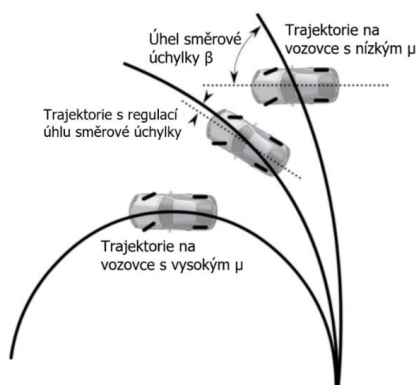
V rovnici (5) se na rozdíl od rovnice (4) vyskytuje složka sinus rozdílu hnací síly, o kterou je snížen celkový přídatný stáčivý moment. Vzhledem k malým úhlům natočení předních kol, je však tato složka také velmi nízká. Využití brzd k regulaci podélných sil skýtá ve srovnání s aktivními diferenciály výhody v podobě jednoduchosti konstrukčního řešení a nulové přidané hmotnosti. Jedná se však o systémy, které jsou použitelné především v malých rychlostech do 20 km/h, kdy skluz mezi brzdovými plochami není příliš velký. V případě použití těchto systémů u nákladních vozidel při vyšších rychlostech by docházelo k nadměrnému zahřívání brzd, což vede ke ztrátě účinnosti a vysokému opotřebení brzdového obložení. Další nevýhodou je také maření výkonu motoru a s tím spojená zvýšená spotřeba a emise. Hlavní rozdíl ve srovnání s aktivním diferenciálem spočívá v tom, že výkon přivedený od motoru není v případě regulace pomocí brzd ve skutečnosti rozdělen mezi pravé a levé kolo v potřebném poměru, ale jednoduše na kole s požadovaným nižším hnacím momentem je část výkonu zmařena prostřednictvím dané brzdy.

2.4 REGULACE JÍZDNÍ DYNAMIKY

Dynamický stav vozidla v průběhu manévru je popsán celou řadou veličin. V následujících podkapitolách jsou vysvětleny ty nejdůležitější z hlediska ovladatelnosti a stability vozidla v ustálených i přechodových jízdních stavech.

2.4.1 ÚHEL SMĚROVÉ ÚCHYLKY

Jednou z hlavních funkcí aktivních diferenciálů je udržet požadovanou stopu a zamezit smyku vozidla. Na obr. 4 je schematicky znázorněna funkce systému regulace jízdní dynamiky. Křivka v dolní části obrázku znázorňuje stopu, po které se pohybuje vozidlo reagující na skokové natočení volantu na suché vozovce s vysokým koeficientem tření μ . V tomto případě přenáší pneumatiky dostatečnou boční sílu a vozidlo se pohybuje po řidičem očekávané trajektorii. V případě nízkého koeficientu přilnavosti či vyšší rychlosti se vozidlo při stejném natočení volantu pohybuje po trajektorii s větším rádiusem. Funkce elektronického systému pro kontrolu stability tedy spočívá v udržování požadované rychlosti stáčení. Pokud však vnější podmínky nedovolují udržovat vozidlo v požadované stopě, například při jízdě na vozovce se sníženým koeficientem tření, systém koriguje rychlost stáčení tak, aby se dle možností přiblížil rychlosti stáčení co nejlépe odpovídající trajektorii vozidla (prostřední křivka) [7].



Obr. 4 Regulace stáčení [7]

Kromě rychlosti stáčení zde popisuje dynamický stav vozidla další veličina, kterou je úhel směrové úchylky (obr. 4). Ten může být vyjádřen pro každé kolo, střední hodnota úhlů směrové úchylky jednotlivých kol na nápravě je úhel směrové úchylky dané nápravy. Úhel směrové úchylky těžiště vozidla je pak dán vztahem:

$$\beta = \arctan \frac{\dot{y}}{\dot{x}} \quad (6)$$

kde: β – úhel směrové úchylky těžiště vozidla

Jak je zřejmé z rovnice (6), čím větší je úhel směrové úchylky, tím větší je složka boční rychlosti \dot{y} . Proto tato hodnota a její průběh během manévru dobře vystihuje směrovou stabilitu vozidla a jeho ovladatelnost.

2.4.2 STATICKÁ ŘIDITELNOST

Soubor vlastností popisujících chování vozidla v zatáčce v ustáleném stavu je tzv. statická říditelnost. Ta popisuje reakci vozu na natočení volantu při ustálené jízdě v kruhu o konstantním poloměru s postupným zvyšováním rychlosti. Sklon vozu k přetáčivému či nedotáčivému chování pak charakterizuje faktor stability, který může být vyjádřen vztahem [7]:

$$K = \frac{m_f}{C_{\alpha f}} - \frac{m_r}{C_{\alpha r}} \quad (7)$$

kde: K – faktor stability

m_f – hmotnost připadající na přední nápravu

$C_{\alpha f}$ – směrová tuhost přední nápravy

m_r – hmotnost připadající na zadní nápravu

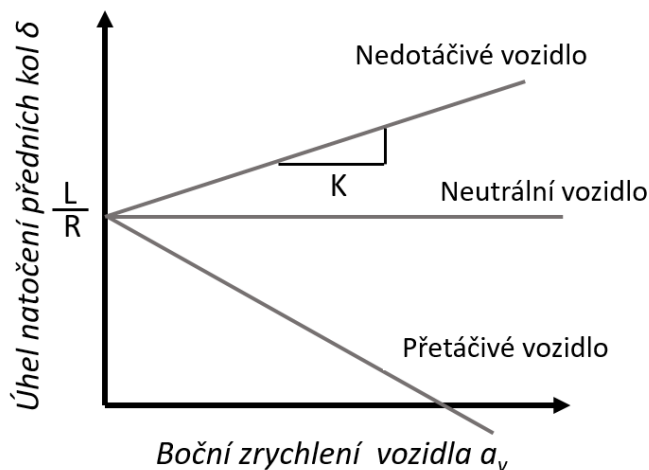
$C_{\alpha r}$ – směrová tuhost zadní nápravy

Vozidlo je pak:

- Neutrální, pokud $K = 0$
- Přetáčivé, pokud $K < 0$
- Nedotáčivé, pokud $K > 0$

Pro posouzení celkové zatáčivosti vozidla se používá závislost středního úhlu natočení předních kol a bočního zrychlení sestavená pomocí jízdy v kruhu o konstantním poloměru s velmi malým podélným zrychlením či postupným (schodovitým) navyšováním rychlosti. Dosaženému bočnímu zrychlení těžiště vozidla pak odpovídá v ustáleném stavu konkrétní úhel natočení volantu. Na obr. 5 je znázorněna charakteristika zatáčivosti pro jednotlivé varianty vozidel. Pokud v průběhu kruhového testu nemusí být kompenzován úhel natočení volantu pro udržení trajektorie, pak se jedná o neutrální vozidlo. Pokud však řidič se zvyšujícím se bočním zrychlením natáčí volant směrem do středu kruhu, je vozidlo nedotáčivé. V opačném případě,

kdy dojde ke kompenzaci úhlu natočení volantu směrem z kruhu, chová se vozidlo přetáčivě [17].



Obr. 5 Závislost úhlu natočení volantu na rychlosti vozidla při jízdě v kruhu [17]

Pro střední úhel natočení předních kol v závislosti na bočním zrychlení pak platí následující vztah [7]:

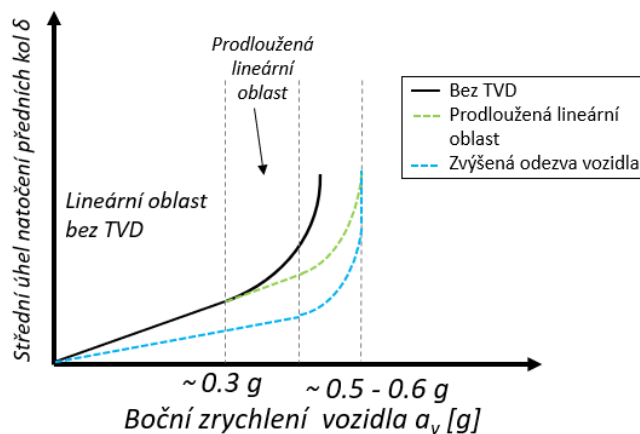
$$\delta = \frac{L}{R} + K \cdot a_y \quad (8)$$

kde: L – rozvor náprav
 R – poloměr zatáčky
 a_y – boční zrychlení vozidla

2.4.3 PRODLOUŽENÍ LINEÁRNÍ OBLASTI A POSUN LIMITU

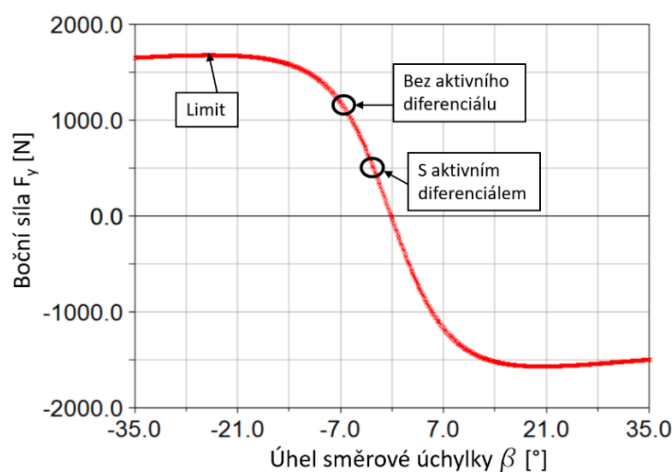
Většina sériově vyráběných vozidel (osobních i nákladních) je navrhována tak, aby byly při běžných provozních podmínkách nedotáčivé, protože nedotáčivý smyk je i nezkušený řidič schopen ve většině případů zvládnout lépe, než je tomu při smyku přetáčivém. Z tohoto důvodu je dále uvažována charakteristika nedotáčivého vozidla. Jak již bylo popsáno v předchozí kapitole, charakteristika zatáčivosti má při nízkých bočních zrychleních lineární charakter. Při bočním zrychlení vyšším než 0,3g (nákladní vozidla) dochází k nelineární odezvě až do dosažení limitu bočního zrychlení. Na obr. 6 jsou pomocí čárkovaných křivek vyznačeny potenciální zlepšení charakteristiky dosažitelné pomocí aktivního dělení hnacích sil. Zelenou křivkou je vyznačen průběh charakteristiky se zachováním statické říditelnosti stejné s vozidlem bez TVD (černá křivka). Změna spočívá v prodloužení lineární oblasti této charakteristiky, tedy lineární odezvy vozidla na natočení volantu. Další významnou změnou je možnost dosažení potenciálně vyšších zrychlení daná navýšením přenesitelné boční síly jednotlivými nápravami. Modrá křivka pak naznačuje další potenciální změnu charakteristiky, kterou je zvýšení odezvy vozidla na natočení volantu. Ačkoli u této varianty dojde k přibližně

stejnému prodloužení lineární oblasti a posunutí limitu bočního zrychlení, jako je tomu u zelené varianty, může být regulace nedotáčivosti velmi přínosná z pohledu pocitu řidiče a jeho kontrolou nad vozidlem.



Obr. 6 Potenciální změna charakteristiky zatáčivosti vozidla při použití aktivního diferenciálu [12]

Popisované navýšení limitu bočního zrychlení je v první řadě dáno přídavným stáčivým momentem vytvořeným rozdílem podélných sil na kolech hnací nápravy. Názorně může být tato skutečnost popsána na nedotáčivém vozidle s pohonem zadní nápravy, která je vybavená systémem aktivního dělení hnacího momentu. Při zatáčení vozidla generuje aktivní diferenciál rozdíl hnacích sil mezi pravým a levým kolem, tím se pomocí podélných sil na zadní nápravě vytváří přídavný stáčivý moment, který tím pádem není nutné vytvářet pomocí bočních sil na přední řízené nápravě. Přední pneumatiky proto při stejném bočním zrychlení mohou mít menší úhel natočení, respektive menší úhel směrové úchylky, což znamená také větší rezervu vzhledem k limitu boční síly. Teoretický rozdíl pracovní oblasti přední pneumatiky pro vozidlo s aktivním diferenciálem a bez něj znázorněný na charakteristice boční síly v závislosti na úhlu směrové úchylky je uveden na obr. 7.

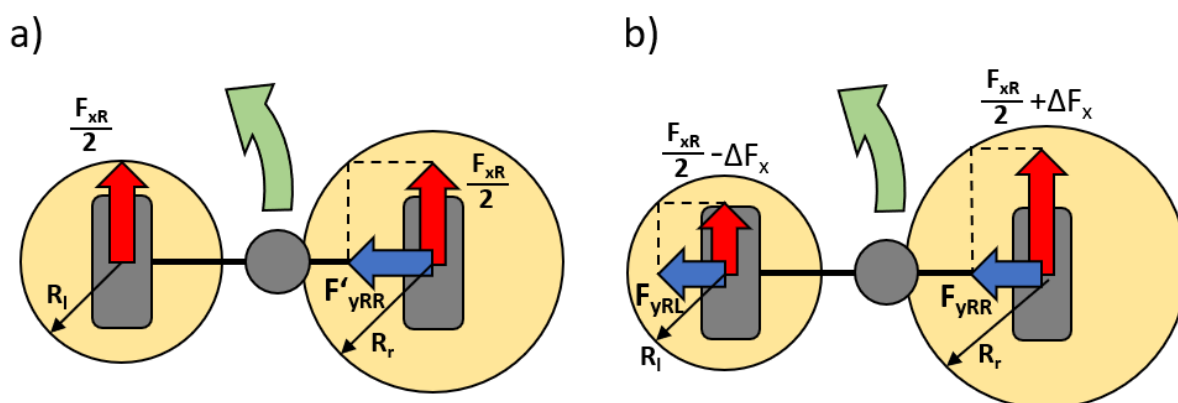


Obr. 7 Příklad charakteristiky boční síly pneumatiky v závislosti na úhlu směrové úchylky a teoretické porovnání pracovní oblasti přední pneumatiky u vozidla s aktivním diferenciálem a bez něj

Vzhledem k této skutečnosti pak mohou i při vyšších bočních zrychleních pracovat přední pneumatiky v lineární oblasti a zároveň může být navýšeno limitní boční zrychlení, při kterém se vozidlo dostává do oblasti nedotáčivého smyku.

2.5 NAVÝŠENÍ PŘENOSITELNÉ BOČNÍ SÍLY NA HNACÍ NÁPRAVĚ

Při manévrování vozidla ve vyšších rychlostech, dochází vlivem působení bočního zrychlení ke změně svislého zatížení jednotlivých kol, a tudíž ke změnám maximálních třecích sil mezi kolem a vozovkou. Tato skutečnost má za následek, že odlehčená kola jsou schopna přenést pouze menší sílu, která je rovna třecí síle omezené aktuální normálovou silou, kterou působí kolo na jízdní povrch a součinitelem přilnavosti. V případě klasického diferenciálu, který rozděluje hnací moment v poměru 1:1, je tedy v limitní situaci využito maximum třecí síly mezi odlehčeným kolem a vozovkou pro přenos hnací síly. To má za následek při překročení této limitní situace prokluz kola a tím ztrátu přenosu výkonu pro pohyb vozidla. Zároveň při tomto jízdním stavu, není odlehčené kolo schopno přenášet žádnou boční sílu (obr. 8a).



Obr. 8 Vliv aktivního dělení točivého momentu na přenos bočních sil na hnací nápravě:
a) bez aktivního diferenciálu, b) s aktivním diferenciálem [1]

Rozdíl bočních sil, které je hnací náprava schopna přenést, pak může být vyjádřen následovně [1]:

$$\Delta F_{yR} = F_{yRL} + F_{yRR} - F'_{yRR} \quad (9)$$

$$\Delta F_{yR} = \sqrt{\left(R_l^2 - \left(\frac{F_{xR}}{2} - \Delta F_x\right)^2\right)} + \sqrt{\left(R_r^2 - \left(\frac{F_{xR}}{2} + \Delta F_x\right)^2\right)} - \sqrt{\left(R_r^2 - \left(\frac{F_{xR}}{2}\right)^2\right)} \quad (10)$$

kde: ΔF_{yR} – rozdíl bočních sil, které jsou schopné přenést kola v případě a) a b)

F_{yRL} – boční síla přenášena pravým kolem (s aktivním diferenciálem)

F_{yRR} – boční síla přenášena levým kolem (s aktivním diferenciálem)

F'_{yRR} – boční síla přenášena pravým kolem (bez aktivního diferenciálu)

R_l – výsledná přenositelná vodorovná síla na levém kole

R_r – výsledná přenositelná vodorovná síla na pravém kole

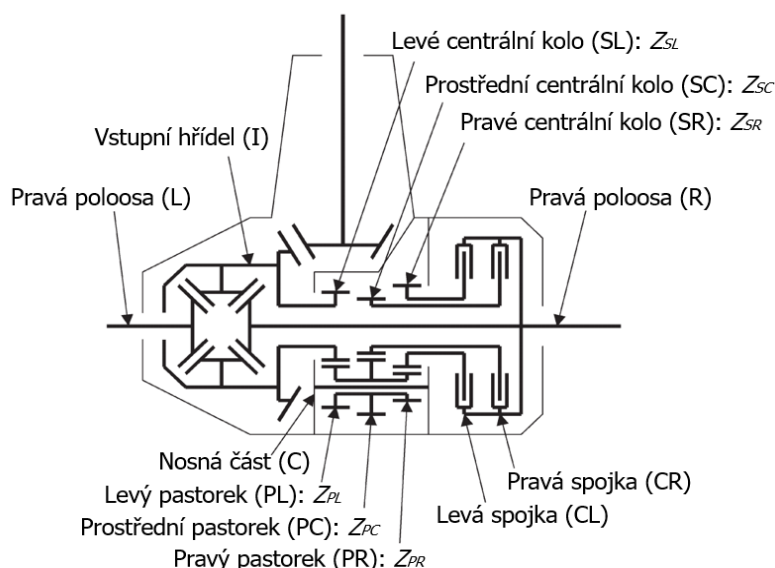
V případě použití diferenciálu s aktivním dělením momentu, je možné snížit hnací sílu na odlehčeném kole a přidat ji na kole více zatíženém, které má možnost přenést větší hodnotu celkové síly na vozovku. Grafický popis této situace pro levotočivou zatáčku znázorňuje obr. 8. Maximum třecí síly je zjednodušeně znázorněno Kammovými kružnicemi o poloměrech R_l a R_r . Pro případ a) nastává na levém odlehčeném kole situace, kdy je hnací síla $F_{xR}/2$ přivedená na kolo rovna maximální třecí síle. Boční sílu může v tomto případě přenášet pouze pravé kolo (F'_{yRR}). Pro případ b) s aktivním dělením točivého momentu však může být snížena hnací síla na levém kole a o stejnou hodnotu navýšena síla na kole pravém. Boční sílu v tomto případě může přenášet i kolo levé, čímž je docíleno navýšení celkové boční síly, kterou je daná náprava schopna přenést [1].

3 KONSTRUKCE AKTIVNÍCH DIFERENCIÁLŮ

Od 90. let minulého století, kdy byly představeny první varianty aktivních diferenciálů, byla vyvinuta celá řada konstrukčních provedení, která postupem času zaznamenala různá vylepšení s ohledem na namáhání spojek. Základní typ konstrukce a princip funkce je popsán v následující kapitole.

3.1 PRINCIP FUNKCE AKTIVNÍHO DIFERENCIÁLU

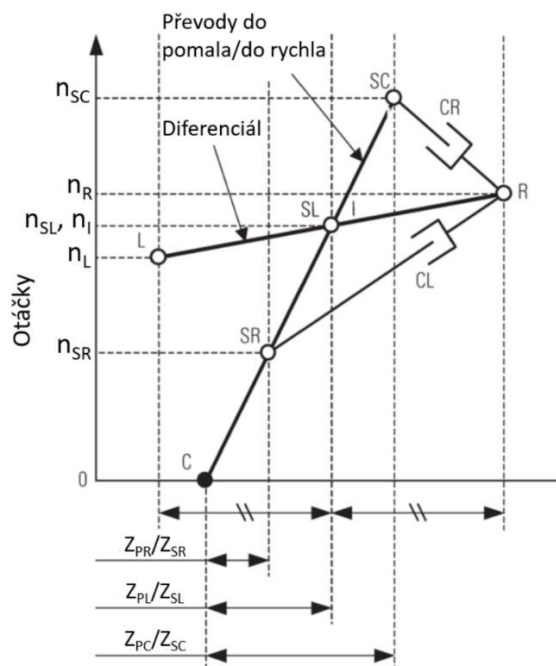
Pro popis konstrukce byl zvolen aktivní diferenciál Mitsubishi AYC (Active Yaw Control), jehož schématické znázornění je na obr. 9. U tohoto systému je použit klasický kuželový diferenciál, na jehož klec (I) je přiveden přes kuželový převod hnací moment, který je při jízdě v přímém směru či při odstavení systému rozdělován klasicky v poměru 1:1 mezi levou a pravou poloosu (L) a (R). Ke kleci diferenciálu je pevně připojeno ozubené levé centrální kolo (SL), které je ve stálém záběru s levým ozubeným kolem (PL) třístupňového pastorku rotačně upevněného na nosné části (C), jež je součástí vnější skříně, v níž je celé ústrojí umístěno. Prostřední ozubené kolo třístupňového pastorku (PC) je ve stálém záběru s prostředním centrálním kolem (SC) a tvoří tak převod, díky němuž se spojovací hřídel vedoucí k pravé spojce (CR) otáčí otáčkami vyššími než klec diferenciálu a je tak při sepnutí spojky (CR), schopna udělovat vyšší otáčky a také točivý moment pravé poloose (R). Vzhledem k tomu, že platí základní pravidlo vozidlového diferenciálu, je tedy průměr otáček levé a pravé poloosy roven otáčkám klece diferenciálu. Levá poloosa se tak otáčí otáčkami nižšími a přenáší také nižší hnací moment. Analogicky jako převod mezi prostředním kolem pastorku (PC) a prostředním centrálním kolem (SC), funguje stálý převod mezi pravým ozubeným kolem pastorku (PR) a pravým centrálním kolem (SR), ten však udává nižší otáčky (oproti kleci diferenciálu) spojovací hřídele spojené s pravým centrálním kolem (SR) a vedoucí k levé spojce (CL).



Obr. 9 Schéma aktivního diferenciálu Mitsubishi AYC [18]

3.2 KINEMATICKÝ POPIS

Mechanismy aktivních diferenciálů se skládají z kombinace několika převodů a spojek. Pochopení funkce a charakteristik těchto ústrojí pouze na základě schématu konstrukčního uspořádání není zcela triviální. Jako základní nástroj pro kinematický popis se využívá rychlostní diagram. Tato metoda původně vznikla za účelem popisu automatických převodovek a slouží ke znázornění otáček jednotlivých komponent v různých provozních režimech těchto komplexních mechanismů.



Obr. 10 Rychlostní diagram aktivního diferenciálu [18]

Na obr. 10 je znázorněn rychlostní diagram, jehož vertikální osu tvoří otáčky a v horizontálním směru jsou vyneseny převodové poměry, které znázorňují směr otáčení jednotlivých komponent. Hlavní část tvoří diferenciál, ten má dva stupně volnosti a je složen ze tří základních znázorněných součástí, kterými jsou vstupní hřídel (I) a k ní ekvidistantně umístěné poloosy (R) a (L). Druhou částí jsou převody do pomala a do rychla. Tato část se skládá z pěti znázorňovaných součástí a má jeden stupeň volnosti. Nerotující uložení (C) má nulové otáčky. Vůči němu rotuje levé centrální kolo stejnými otáčkami jako klec diferenciálu (I), pravé centrální kolo (SR) rotuje nižšími otáčkami než klec diferenciálu a prostřední centrální kolo (SC) rotuje vyššími otáčkami než klec diferenciálu. Znázorněna je situace, kdy vozidlo projíždí levotočivou zatáčkou. Urychlováno je pravé kolo a zpomalováno kolo levé. Moment je přenášen z rychleji rotující součásti (SC) na pomaleji rotující součást (R) a je přenášen pravou spojkou (CR).

3.2.1 MAXIMÁLNÍ PŘEVODOVÝ POMĚR A ZTRÁTOVÁ ENERGIE

Nedílnou součástí aktivních diferenciálů jsou převody do pomala a do rychla, díky nimž vzniká skluz na ovládacích spojkách. Jedním z klíčových parametrů při návrhu tohoto systému jsou

vhodné převodové poměry mezi klecí diferenciálu a hřídelí k levé spojce (i_{cl}) respektive klecí diferenciálu a hřídelí k pravé spojce (i_{cr}). Od těchto převodových poměrů se odvíjí velikost parametru S_{max} , který představuje skluz poloos vůči klecí diferenciálu v situaci, kdy je skluz na jedné ze spojek nulový. Parametr S_{max} je znázorněn v rychlostním diagramu na obr. 11 spolu s parametrem S , který představuje aktuální skluz poloosy vůči klecí diferenciálu. Vztahy pro výpočet těchto parametrů jsou uvedeny v rovnicích (11) a (12):

$$S = \frac{n_R - n_I}{n_I} \quad (11)$$

$$S_{max} = \frac{n_{SC} - n_I}{n_I} \quad (12)$$

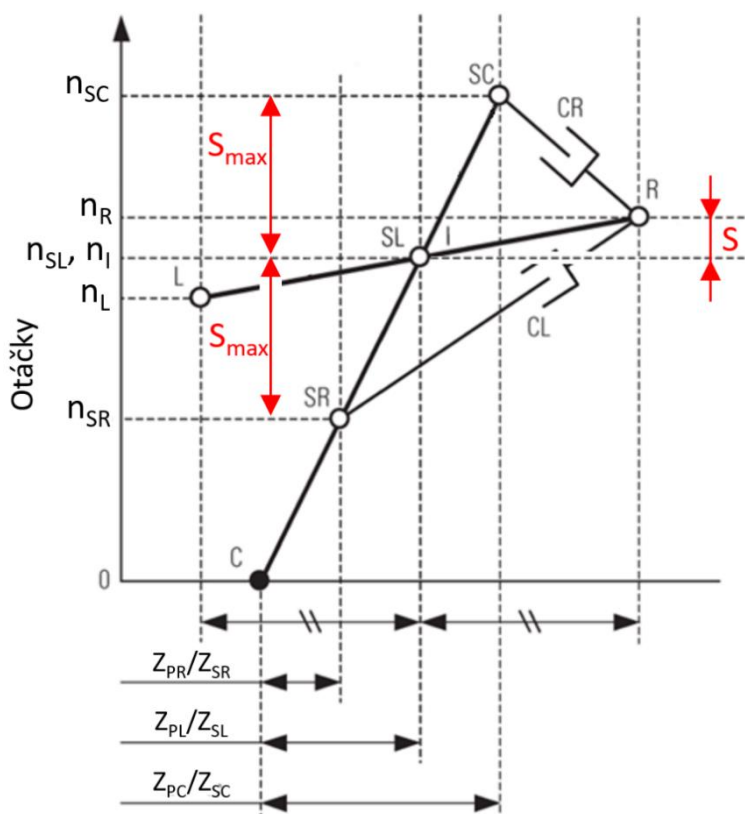
kde: S – skluz pravé poloosy vůči klecí diferenciálu

n_R – otáčky pravé poloosy

n_I – otáčky klece diferenciálu

S_{max} – skluz prostředního centrálního kola vůči klecí diferenciálu

n_{SC} – otáčky prostředního centrálního kola



Obr. 11 Rychlostní diagram aktivního diferenciálu s vyznačeným maximálním skluzem (S_{max}) a skluzem pravé poloosy vůči klecí diferenciálu (S)

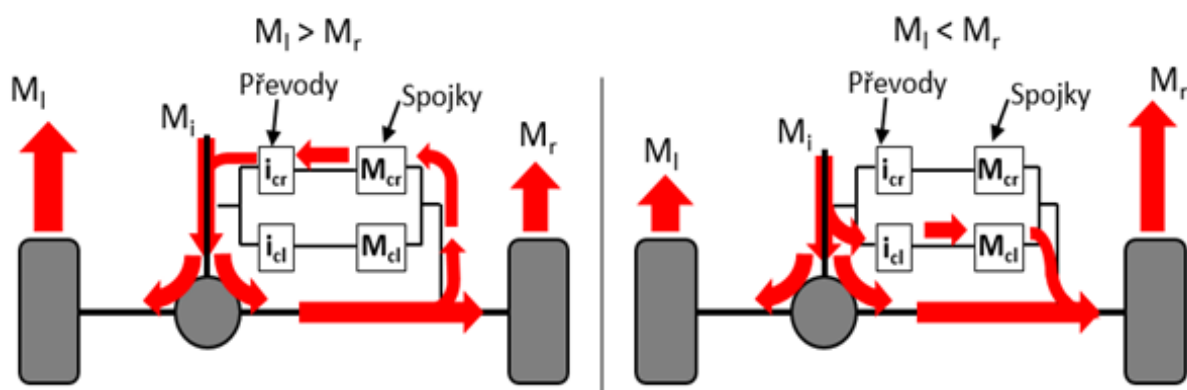
Mezní hodnota těchto parametrů je dána maximálním rozdílem otáček levého a pravého kola, při kterém má být dělení hnacího momentu aktivní. V literatuře je nejčastěji používanou kinematickou podmínkou, při základním návrhu aktivního diferenciálu pro osobní vozidlo, rozdíl otáček levého a pravého kola, který může při průjezdu zatáčkou za běžných podmínek dosáhnout maximálně 20 % otáček klece diferenciálu [19]. Pro nalezení optimálních převodových poměrů je však třeba zohlednit také parametry vozidla, tedy rozchod kol, rozdíl dynamického poloměru pravého a levého kola v průběhu zatáčení, požadovanou velikost rozdílu hnacích momentů mezi pravým a levým kolem a v neposlední řadě také skluzovou charakteristiku pneumatik [6]. Výsledné převodové poměry, pak ovlivňují klíčovou vlastnost celého systému, kterou je ztrátová energie. Teoretická hodnota ztrátové energie generované skluzem spojky, která přenáší moment M_{CR} , pak může být vyjádřena pomocí následujícího vztahu [6]:

$$E_Z = (S_{max} - S) \cdot M_{CR} \quad (13)$$

kde: E_Z – teoretická ztrátová energie aktivního diferenciálu

3.3 DĚLENÍ HNACÍHO MOMENTU

Pravá spojka (CR) je spínána v případě, pokud je žádoucí urychlení levého kola, tedy například v případě nedotáčivého chování vozidla v pravotočivé zatáčce, levá spojka (CL) pak spíná v případě potřeby urychlení kola pravého. Obě spojky (CL) i (CR) nepřenášejí točivý moment nikdy současně, protože by tím docházelo k nežádoucímu namáhání celého ústrojí, které by nemělo žádný pozitivní vliv na jízdu vozidla. Největší přínos tohoto konstrukčního celku ovšem spočívá nejenom v jeho schopnosti spolu s elektronickou řídicí jednotkou vytvořit programovatelný rozdíl otáček, ale především rozdíl točivých momentů mezi pravým a levým hnacím kolem, čímž je umožněno na základě vyhodnocení jízdního stavu vozidla řídicí jednotkou vhodně a v krátkém čase regulovat rychlost stáčení. To vede k nezanedbatelnému navýšení celkové ovladatelnosti vozidla a stability jízdy.



Obr. 12 Schéma rozdělení točivého momentu [19]

Na obr. 12 je znázorněn způsob rozdělení točivého momentu při aktivaci levé a pravé spojky. Pro případ, kdy je aktivována pravá spojka a větší moment je přiváděn na levé kolo, lze vyjádřit velikost momentů na jednotlivých kolech v závislosti na momentu přenášeném pravou spojkou M_{cr} následovně [19]:

$$M_l = \frac{1}{2} \left(M_i + \frac{M_{cr}}{i_{cr}} \right) \quad (14)$$

$$M_r = \frac{1}{2} \left(M_i + \frac{M_{cr}}{i_{cr}} \right) - M_{cr} \quad (15)$$

$$\Delta M = M_l - M_r = M_{cr} \quad (16)$$

kde: M_i – točivý moment na vstupní hřídeli

M_l – točivý moment na levém kole

M_r – točivý moment na pravém kole

M_{cr} – točivý moment přenášený pravou spojkou

ΔM – rozdíl točivých momentů na pravém a levém kole

i_{cr} – celkový převodový poměr zapojený při sepnutí pravé spojky

Pro případ, kdy je aktivována levá spojka a větší moment je přiváděn na pravé kolo platí:

$$M_l = \frac{1}{2} \left(M_i - \frac{M_{cl}}{i_{cl}} \right) \quad (17)$$

$$M_r = \frac{1}{2} \left(M_i + \frac{M_{cl}}{i_{cl}} \right) + M_{cl} \quad (18)$$

$$\Delta M = M_r - M_l = M_{cl} \quad (19)$$

kde: M_{cl} – točivý moment přenášený levou spojkou

i_{cl} – celkový převodový poměr zapojený při sepnutí levé spojky

3.4 PŘEHLED VYBRANÝCH KONSTRUKČNÍCH VARIANT

Pro účely této práce jsou v tab. 1 a tab. 2 shrnuty známé konstrukční varianty rozdělené do dvou kategorií. Některá z používaných ústrojí mají vlastnost, že jejich přídavné převody se spojkami, jsou symetricky umístěny vůči diferenciálu. Takováto ústrojí jsou zařazena do kategorie symetrické. Dalšími kritérii pro posouzení charakteru konstrukčního uspořádání jsou způsoby napojení spojek a převodů. U variant, kde je použito přímého napojení ovládací spojky alespoň na jednu z poloos, nedochází k žádnému násobení momentu přenášeného spojkou a ten bez posílení působí na poloosu. Proto je takovéto provedení označeno jako neposílené. Naopak řešení, kde je moment přenášený spojkou přiváděn na poloosu přes redukční převod, může být označeno jako posílené, jelikož dochází k určitému snížení namáhání spojky, která tak může být dimenzována na nižší točivé momenty, než je tomu u kategorie neposílené. Další charakteristickou vlastností těchto ústrojí je také umístění samotných převodů. Ty mohou působit buď mezi klecí diferenciálu a jednou z poloos či přímo mezi poloosami, což zpravidla vyžaduje použití planetového diferenciálu. Systémy, u kterých je spojka s převody situována mezi klecí diferenciálu a levou či pravou poloosu, jsou zařazeny jako ústrojí klec – hřídel. Do kategorie hřídel – hřídel patří ta provedení, u nichž je převod se spojkou napojen přímo mezi dvě poloosy. Všechny způsoby konstrukčního provedení diferenciálů s možností elektronicky řízeného rozdělení točivého momentu uvedené v této kapitole, pracují na základě dvou třecích lamelových spojek, které určují nejenom poměr otáček pravého a levého kola, ale také dosahují volitelného rozdílu momentů na vnějším a vnitřním kole vozidla projíždějícího zatáčkou. To vede k získání kontroly nad stáčivým momentem působícím na vozidlo.

Tab. 1 Shrnutí základních konstrukčních variant nesymetricky uspořádaných aktivních diferenciálů [20]

Nesymetrické			
Neposílené		Posílené	
Klec - hřídel	Hřídel - hřídel	Klec - hřídel	Hřídel - hřídel
Mitsubishi AYC	Mitsubishi S-AYC	Honda ATTS (Cage to shaft)	Honda ATTS (Shaft to shaft)
Volkswagen		Ricardo	

Tab. 2 Shrnutí základních konstrukčních variant symetricky uspořádaných aktivních diferenciálů [20]

Symetrické	
Neposílené	Posílené
Klec - hřídel	Hřídel - hřídel
Magna MDT II	ZF
	Audi

4 CÍLE PRÁCE

Hlavním cílem práce je analýza vlivu diferenciálu s řízeným dělením momentu na dynamiku jízdy nákladního vozidla a popis mezních situací, kterým může vhodně navržený systém aktivního dělení točivého momentu předcházet, případně posunovat jejich hranici. Tento systém se v dnešní době stále častěji vyskytuje jako součást hnacího ústrojí moderních osobních automobilů a vozidel kategorie SUV, v praxi však není využíván u nákladních vozidel. Z tohoto důvodu je práce zaměřena především na zodpovězení otázek souvisejících s využitím této technologie u těžkých nákladních vozidel. Dále vzhledem k faktu, že v žádné dostupné literatuře není technologie aktivního dělení hnacího momentu pro nákladní vozidla popsána, je dílčím cílem této práce také shrnutí základní teorie nutné pro návrh tohoto systému pro nákladní vozidla a souvislostí týkajících se vlivu aktivního dělení hnacího momentu na dynamiku jízdy nákladního vozu. Za tímto účelem byly vytyčeny následující dílčí cíle:

- a) Návrh vhodné koncepce a základních parametrů diferenciálu s aktivním dělením momentu pro vybrané nákladní vozidlo na základě existujících konstrukčních provedení hnacích ústrojí s tímto systémem (viz kapitola 4.1),
- b) vytvoření detailního multibody modelu nákladního automobilu vhodného pro simulaci jízdy celého vozidla a implementace modelu aktivního diferenciálu s řídicím algoritmem (viz kapitola 4.2),
- c) validace virtuálního prototypu vozidla s klasickým diferenciálem měřením vybraných parametrů dynamiky jízdy experimentálního vozidla (viz kapitola 4.3),
- d) analýza jízdních stavů v nichž má tato technologie vliv na stabilitu jízdy, zatáčivost vozu, účinnost přenosu hnacích sil od motoru na vozovku a další vlastnosti za pomoci simulací jízdy celého vozidla (viz kapitola 4.4),
- e) vyhodnocení realizovatelnosti navrhovaného systému u nákladních vozidel a jeho hlavních výhod a nevýhod (viz kapitola 4.5).

4.1 REŠERŠE

Nutným předpokladem pro vhodný koncepční návrh je rešerše existujících konstrukčních řešení aktivních diferenciálů a popis principu přenosu hnacího momentu mezi převody a spojkami. Dále pak přizpůsobení vybrané konstrukční varianty hnacímu ústrojí experimentálního vozidla jak z hlediska prostorového uspořádání celého mechanismu, tak z hlediska vhodného dimenzování pro přenos potřebných hnacích momentů dle specifikace vozidla.

4.2 MULTIBODY MODEL VOZIDLA

Pro detailní analýzu vlivu aktivního diferenciálu na dynamiku jízdy, ověření navrhovaných kinematických parametrů upraveného hnacího ústrojí i výpočet jeho silového namáhání společně se stanovením ztrátového výkonu při různých manévrech je jedním z cílů této práce vytvoření kompletního multibody modelu nákladního vozidla, pomocí kterého je možné na poměrně detailní úrovni simulovat jízdu a popsat tak kompletní dynamické jízdní stavy pro širokou škálu manévrů. Jelikož nedílnou součástí aktivních diferenciálů je jejich elektronika s řídicím algoritmem, je tento model také možné využít pro návrh kontrolního algoritmu a

vzájemným propojením tak simulovat kompletní systém, tedy vozidlo vybavené aktivním diferenciálem, který je řízený podobným kontrolním algoritmem, jaký by mohl být použitý na skutečném vozidle.

4.3 VALIDACE MULTIBODY MODELU

Další dílčí cíl se odvíjí od nutnosti ověření výsledků simulace. Model sestavený na základě měřených a vypočtených parametrů, který je však omezen vhodnou mírou detailnosti je nutné validovat pomocí měření dynamiky jízdy reálného vozidla. Vzhledem k tomu, že nákladní vozidlo s aktivním diferenciálem nebylo doposud vyrobeno, je možné validační měření provést pouze na vozidle bez aktivního diferenciálu.

4.3.1 MĚŘENÍ DYNAMIKY JÍZDY

Základním úkolem při přípravě měření je volba měřených parametrů dynamiky jízdy a zpracování plánu měření. Na základě zvolených parametrů jízdy je sestaven měřicí řetězec. Ten se skládá ze snímačů vhodných pro daný typ vozidla, dat ze systému CAN bus (Controller Area Network – síť snímačů a řídicích jednotek, kterými je vozidlo vybaveno), měřicích ústreden a kabeláže. Plán měření se sestavuje s ohledem na ustálené i přechodové jízdní stavy, které mají dostatečnou vypovídající hodnotu ohledně vlastností klíčových agregátů. Pro dosažení potřebných jízdních stavů jsou voleny vhodné manévry, pomocí nichž je možné zmapovat potřebné vlastnosti vozidla. Samozřejmostí u nákladního vozidla je provedení jízdních manévrů jak bez nákladu, tak i při plném zatížení.

4.3.2 ÚPRAVA MODELU A VYHODNOCENÍ

Na základě srovnání dat získaných měřeními a výsledků simulace je možné v první fázi korigovat vstupní parametry pro dosažení nejlepší možné shody měření a simulace. Obvyklou druhou fází validačního procesu je přímé srovnání dat a vyjádření souladu výsledků simulace s měřeními. Ve třetí fázi pak přichází na řadu analýza odlišností a popis možných příčin rozdílů spolu s vyhodnocením zvolené míry detailnosti modelu, tedy jestli použitá zjednodušení výrazně nezkreslují výsledky simulace a zdali tyto výsledky dostatečně vystihují sledované závislosti.

4.4 IMPLEMENTACE AKTIVNÍHO DIFERENCIÁLU DO MODELU VOZIDLA A SIMULACE JÍZDY

Ačkoli cílem práce není výroba reálného prototypu, je pro vyhodnocení realizovatelnosti nezbytné vytvořit návrh tohoto systému na konkrétní vozidlo. Z tohoto návrhu jsou dále také čerpány parametry pro provádění simulace.

4.4.1 SESTAVENÍ A LADĚNÍ KONTROLNÍHO ALGORITMU

Rozhodující vliv na vhodné rozdělení hnacích sil pomocí aktivního diferenciálu má použitý kontrolní algoritmus. Ten může být otestován pomocí sestaveného virtuálního vozidla a odladěn vzhledem k manévřům, při kterých má vhodné rozložení hnacích sil pozitivní vliv na

chování vozu, tedy regulaci přetáčivosti a nedotáčivosti, efektivnější využití hnacího výkonu případně posunutí limitů mezních jízdních stavů směrem k vyšším zrychlením.

4.4.2 SIMULACE DYNAMIKY JÍZDY VOZIDLA S AKTIVNÍM DIFERENCIÁLEM

Aktivní diferenciál může mít výrazný vliv na celou řadu dynamických jízdních stavů, je proto nutné podobně jako při sestavování měření vybrat vhodné manévry pro jejich popis a vysvětlení při kterých stavech má vhodně navržený a regulovaný aktivní diferenciál vliv na dynamiku jízdy ve srovnání s vozidlem vybaveným jen klasickým diferenciálem.

4.5 VYHODNOCENÍ

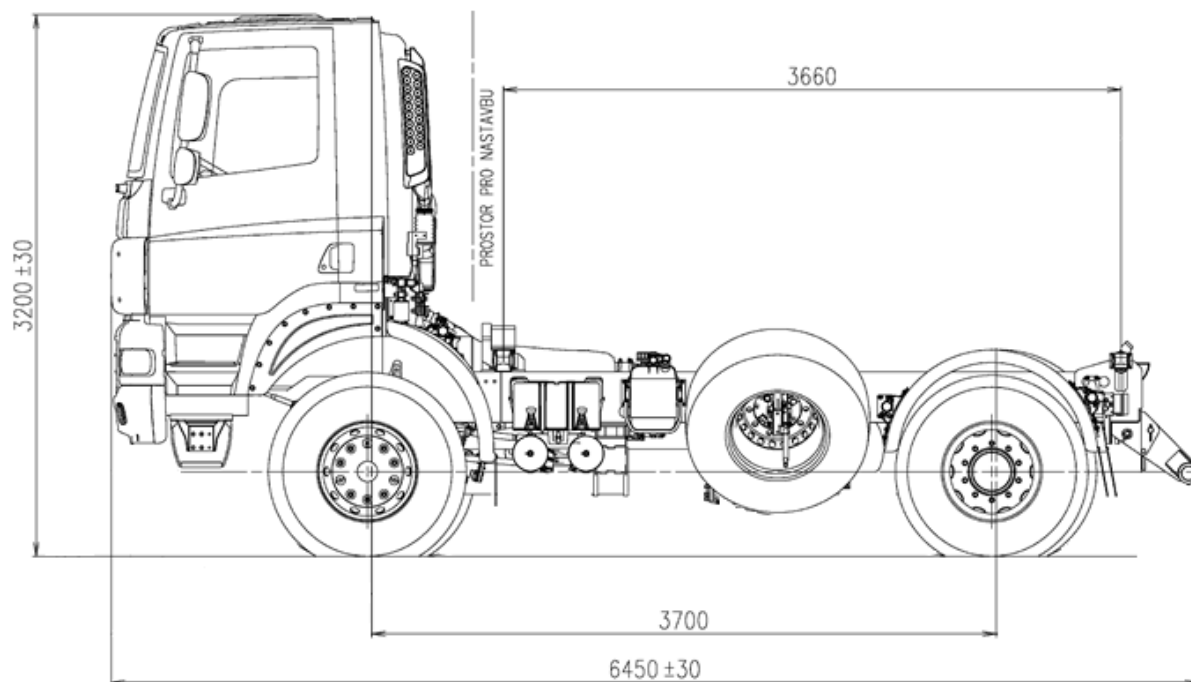
Hlavním cílem celé práce je zodpovězení otázek souvisejících s využitím aktivních diferenciálů u nákladních vozidel z hlediska realizovatelnosti systému a z hlediska přínosů pro dynamiku jízdy. Z výsledků simulací jízdy je možné vyhodnotit hlavní výhody a nevýhody navrhovaného systému od ztrátového výkonu až po ovladatelnost vozidla.

5 MULTIBODY MODEL VOZIDLA

Pro základní analýzu a popis vlivu aktivního dělení točivého momentu na jízdu je možné využít zjednodušený dvoustupňový model se sedmi stupni volnosti. Jehož tři stupně volnosti tvoří podélná, příčná a stáčivá rychlost vozidla a další čtyři stupně volnosti doplňují úhlové rychlosti kol. Pomocí takto zjednodušeného modelu však není možné popsat všechny jízdní stavy, ve kterých má aktivní diferenciál vliv na jízdu vozidla. Pro podrobnou analýzu je tedy v práci využito detailních simulací jízdy celého vozidla v multibody softwaru MSC ADAMS Car.

5.1 EXPERIMENTÁLNÍ VOZIDLO

Zvoleným nákladním vozidlem pro zhodnocení vlivu aktivního diferenciálu je Tatra T158 Phoenix v provedení 4x4 s odpojitelným pohonem přední nápravy. Jedná se o „tatrováckou“ koncepci podvozku s centrální nosnou rourou a kyvnými polonápravami. Základní schéma a rozměry prázdného modelovaného vozidla jsou uvedeny na obr. 13.



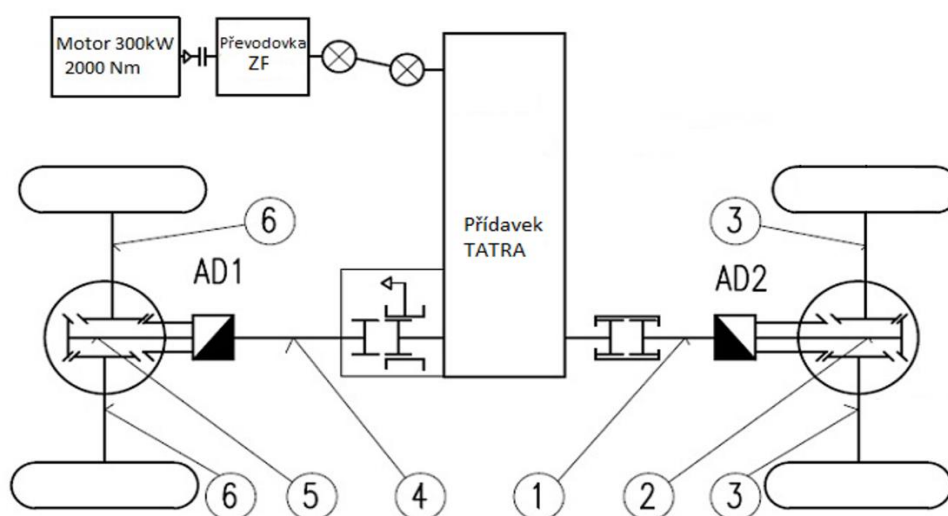
Obr. 13 Základní rozměry modelovaného experimentálního vozidla Tatra T158 Phoenix [21]

Na přední nápravě jsou použity silniční pneumatiky o rozměru 385/65 R22,5, na zadní nápravě s dvoumontáží jsou obuty také silniční pneumatiky 315/80 R22,5. Odpružení obou náprav je realizováno pneumatickými vaky s automatickou regulací výšky vozidla. Na zadní nápravě je použito tzv. lehké kombinované provedení, kdy je uvnitř pneumatického vaku umístěna ještě vinutá pružina. Obě dvě nápravy jsou vybaveny stabilizátory v podobě příčně umístěných zkrutných tyčí. Mechanismus řízení vozidla je realizován pomocí monobloku řízení s integrovaným posilovačem, který přenáší pohyb od volantu na dvouramennou páku řízení, od které jsou prostřednictvím táhel natáčena přední řízená kola.

Provedení tohoto typu je určeno pro použití v náročných terénních podmínkách, pro přepravu nákladů jak po zpevněném, tak i po nezpevněném povrchu se sníženou adhezí. Unikátní koncepce nezávislého zavěšení polonáprav umožňuje vyšší rychlost při průjezdu nerovným terénem a zároveň zajišťuje vysokou schopnost prostupnosti přes různé členité nezpevněné povrchy. Tato vozidla jsou určena pro obtížné aplikace, jako je stavebnictví, těžářství, lesnictví, zemědělství, údržba komunikací a v neposlední řadě také záchranné složky. Ve všech těchto odvětvích je potřebná vysoká užitná hmotnost a také rychlost přepravy, které mají vliv na produktivitu jmenovaných odvětví a v případě použití u záchranných složek mohou na schopnostech těchto vozidel záviset i hodnoty, kterými jsou lidské zdraví, ochrana materiálních škod či životního prostředí.

5.1.1 HNACÍ ÚSTROJÍ EXPERIMENTÁLNÍHO VOZIDLA

Vozidlo pohání vznětový spalovací motor Paccar MX o maximálním výkonu 300 kW a maximálním kroutícím momentu 2000 Nm. Maximální hodnota kroutícího momentu je dosahována v rozsahu otáček od 1000 min^{-1} až po 1400 min^{-1} . Zjednodušené schéma hnacího ústrojí je na obr. 14. Pohonná jednotka pohání přes vozidlovou spojku manuální převodovku k řazení převodových stupňů. Tato převodovka je prostřednictvím hřídelí připojena k sestupnému přídávku, kde dochází k dalšímu převodování hnacích sil. Vozidlo je vybaveno páteřovým rámem, ke kterému je sestupný přídavek připevněn. Hnací moment je od sestupného převodu trvale přiváděn k zadní hnací nápravě. Přední náhon je odpojitelný. Jak je zřejmé ze schématu na obr. 14, hnací moment k zadní nápravě je přenášen od sestupného převodu spojovací hřídelí (1) na čelní osový diferenciál zadní nápravy (AD2). Odtud se pak hnací síla přenáší prostřednictvím dvou spojovacích hřídelí přes rozvodovku na kyvně uložené polonápravy (3). Kola jsou na kyvně polonápravy umístěny přímo bez koncového převodu. V případě připojení přední nápravy, je hnací moment přenášen přes spojovací hřídel (4) na osový čelní diferenciál přední nápravy (AD1). Dále stejným způsobem jako u nápravy zadní rozveden pomocí spojovacích hřídelí (5) do rozvodovky a odtud na kyvně uložené přední poloosy (6).



Obr. 14 Schéma hnacího traktu experimentálního vozidla

5.2 POPIS MODELU

Prostřednictvím multibody metody analýzy mechanismů je možné provádět statické, kinematické i dynamické simulace jednotlivých agregátů i jízdy celého vozidla a analyzovat tak výsledné vlastnosti pomocí virtuálního prototypu. Software MSC ADAMS Car je celosvětově nejrozšířenějším specializovaným řešením v oblasti propojení multibody systému a teorie dynamiky vozidel.



Obr. 15 Kompletní model vozidla Tatra T158 4x4.2 v prostředí MSC ADAMS Car

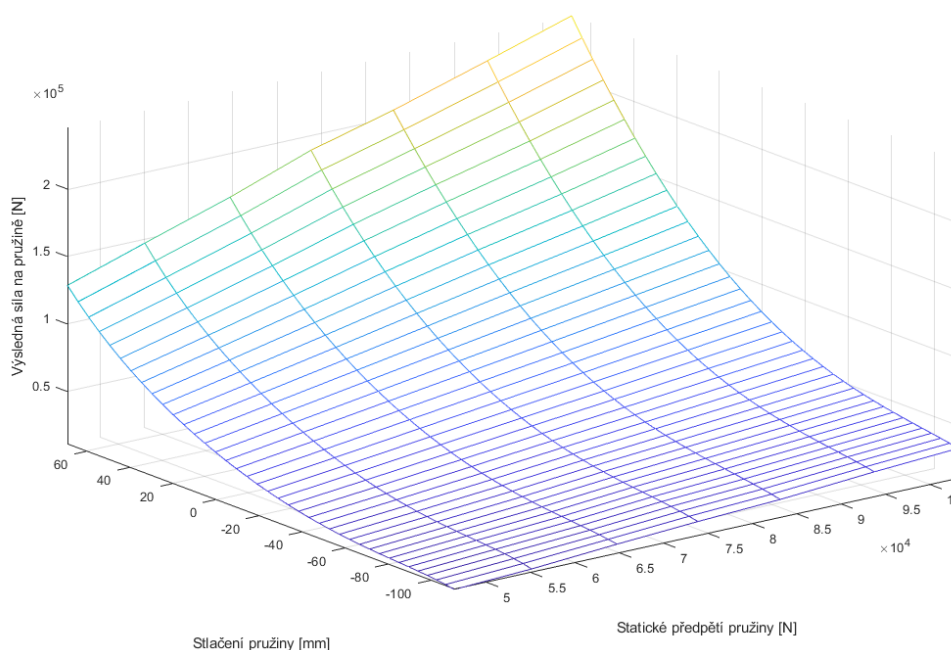
Na obr. 15 je grafická reprezentace kompletního modelu vozidla, který je složen z následujících deseti podsestav: Přední a zadní náprava, řízení, přední a zadní kola, hnací ústrojí s motorem, nosný rám s kabinou a nástavbou s nákladem, brzdy, přední a zadní stabilizátor.

5.2.1 PŘEDNÍ A ZADNÍ NÁPRAVA

Modely přední i zadní nápravy jsou složeny z dokonale tuhých těles spojených vzájemně kombinací ideálních (tuhých) vazeb, které jsou doplněny silovými prvky. Pomocí tuhých těles jsou modelovány kyvné polonápravy, těhlice, náboje kol i hnací poloosy.

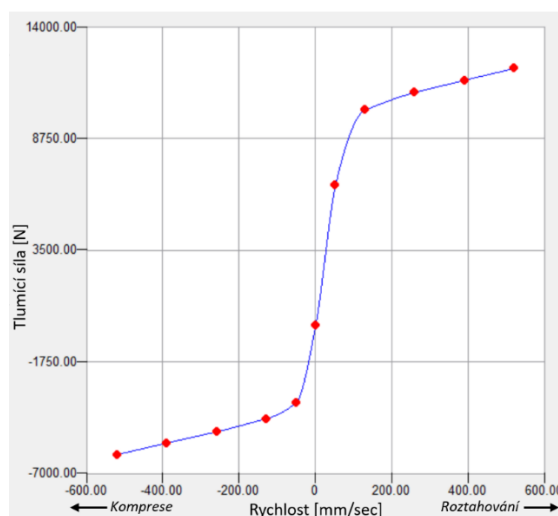
Silové prvky představují pneumatické vaky, vinuté pružiny, tlumiče a stabilizátory. Hlavním důvodem pro použití pneumatických vaků u reálného vozidla je možnost kompenzovat výškovou polohu odpružených hmot v celém rozsahu zatížení v jakém je vozidlo provozováno pomocí dohušťování vaků. Statické předpětí pneumatického vaku a jeho tuhost se tedy mění se zatížením. Tato skutečnost je zohledněna v modelu pomocí funkce dvou proměnných, kdy jednu nezávislou proměnnou představuje stlačení vaku, další proměnnou je pak statické předpětí vaku v modelovací pozici. Na základě těchto dvou proměnných je pak výstupem funkce výsledná síla od pneumatického vaku. Charakteristika předního pneumatického vaku je uvedena na obr. 16. Z uvedené charakteristiky je zřejmé, že změnou statického předpětí

pneumatické pružiny dojde také ke změně její tuhosti při stlačení. Díky tomu má vozidlo zatížené nákladem také zvýšenou klopnou tuhost ve srovnání s vozidlem prázdným.



Obr. 16 Charakteristika předního pneumatického vaku

Dalším silovým prvkem na přední i zadní nápravě jsou tlumiče, popsané pomocí funkce jedné proměnné. Nezávislou proměnnou je rychlost stlačování, výstupem pak výsledná tlumící síla. Charakteristika předních tlumičů je uvedena na obr. 17. Z této charakteristiky je zřejmé, že tlumiče mají v oblasti nízkých rychlostí přibližně od -0.1 m/s do 0.1 m/s vyšší koeficient tlumení, než je tomu v rychlostech vyšších. Díky tomu jsou při nízkých rychlostech tlumičů utlumeny pohyby karoserie dané vlivem podélného a bočního zrychlení. Vyšších rychlostí pak tlumiče dosahují při přejezdu nerovností, na kterých je vzhledem ke kontaktu kola s vozovkou výhodnější nižší koeficient tlumení.

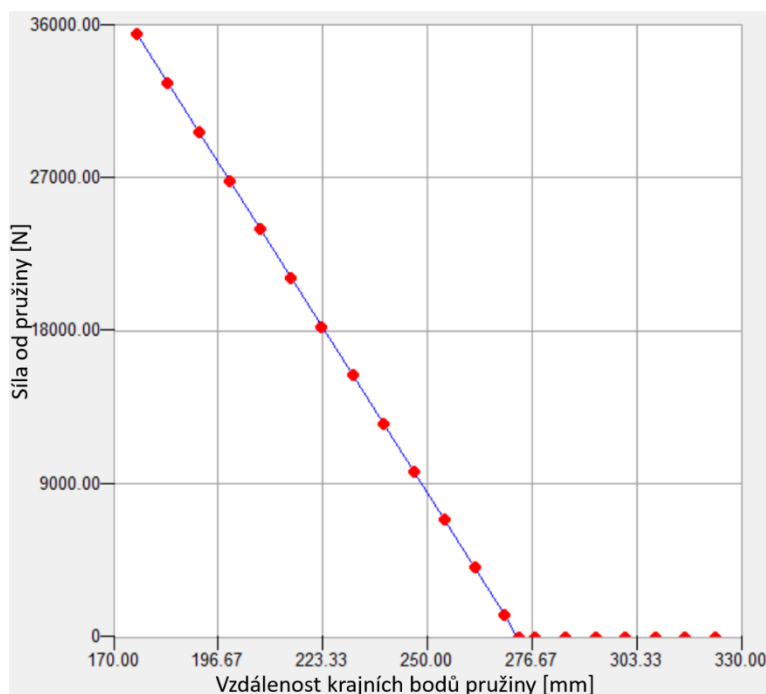


Obr. 17 F-v charakteristika tlumiče

Další základní vlastností uvedené charakteristiky tlumiče jsou také výrazně vyšší síly při roztahování tlumiče, než je tomu při jeho kompresi. Vhodnost této charakteristiky je dána především nárůstem síly pneumatického vaku při stlačování, který tím pomáhá utlumit pohyb neodpružených hmot společně s tlumičem. Na rozdíl od roztahování tlumiče, kdy síla od pneumatického vaku ještě urychluje daný pohyb neodpružených hmot.

Doplňujícím silovým prvkem u zadní nápravy jsou vinuté pružiny, umístěné v pneumatických vacích. Síla od této pružiny má sice lineární charakter, ale vzhledem k tomu, že v reálném vozidle se vinutá pružina dotýká rámu až od určitého zdvihu kola, je modelována jako nelineární. Charakteristika této pružiny je uvedena obr. 18, kde jsou patrné dvě lineární oblasti:

- Do zdvihu 276 mm je tuhost pružiny 360 N/mm,
- Při zdvihu vyšším než 276 mm je tuhost pružiny nulová.



Obr. 18 Charakteristika pružiny na zadní nápravě

Doplňujícími podsestavami obou náprav jsou stabilizátory. Model předního i zadního stabilizátoru je proveden jako lineární zkrutná pružina, připojená pomocí tuhých těles a tuhých vazeb ke kyvným poloosám nápravy a rámu vozidla.

Součástí podstavy přední i zadní nápravy jsou také hnací hřídele s jednoduchým diferenciálem a rozvodovkou. Diferenciál je modelován zjednodušeně jako tři závislé rotační vazby (pomocí prvku *coupler*). Platí kinematická podmínka, že průměr otáček dvou výstupních vazeb je roven otáčkám vazby vstupní. Zároveň je moment na vstupní hřídeli rozdělen v poměru 1:1 na výstupní hřídele. Nejedná se tedy o detailní model diferenciálu s kontakty mezi ozubenými koly. Převod do pomalu mezi výstupními hřídeli z diferenciálu a hnacími poloosami

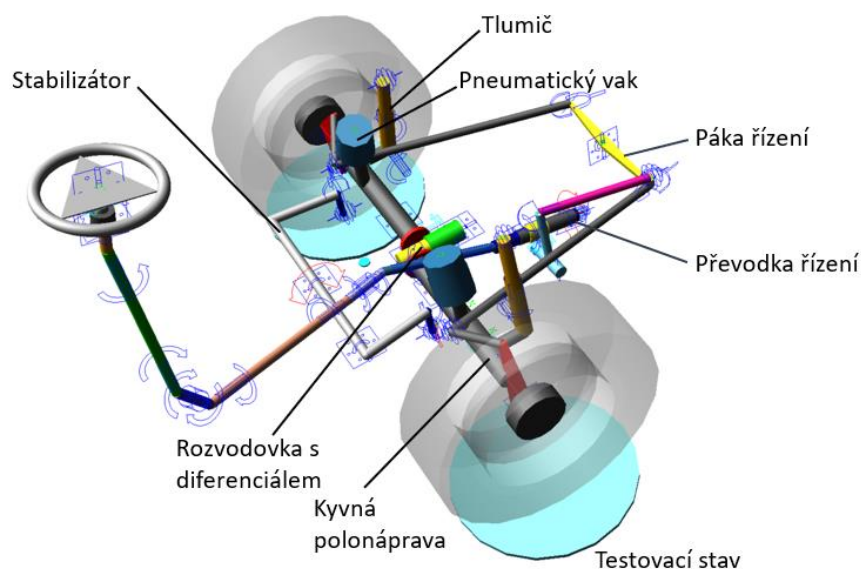
je taktéž definován pomocí prvku *coupler* a jedná se tak o dvě vzájemně závislé rotační vazby, pomocí kterých jsou zredukovány otáčky a znásobený moment.

5.2.2 ŘÍZENÍ

Mechanismus řízení je modelován také pomocí tuhých těles vzájemně propojených ideálními vazbami. Na volant je dle typu simulace aplikován ovládací rotační pohyb či moment, který je přenášen pomocí spojovacích tyčí na model převodky řízení. Zde je momentem od volantu zatížen zkrutný člen, který je modelován jako torzní pružina umístěná na poslední spojovací hřídel řízení. V závislosti na zkroutení této pružiny je pak aplikována pomocná síla na posuvný člen převodky řízení. Na tomto posuvném členu může být v případě potřeby aplikována také ovládací síla či pohyb mechanismu řízení. Od posuvného členu řízení se pohyb převádí opět na rotační na výstup převodky řízení, ze které je pomocí táhla přenášen na dvouramennou páku řízení rotačně připevněnou k centrální nosné rouři. Ta je následně propojena pomocí táhel s těhlicemi přední nápravy.

5.2.3 SUSPENSION TESTRIG

Modely přední i zadní nápravy byly před simulací celkového modelu vozidla simulovány samostatně, pomocí předdefinovaného modelu testovacího zařízení tzv. SUSPENSION TESTRIG [22]. Tento model umožňuje quasi-staticky i dynamicky simulovat zdvihy kol či natočení volantu. Pomocí tohoto dílčího modelu bylo možné zkontrolovat výsledné parametry sestavených náprav včetně kinematiky, silového přenosu mechanismu řízení i stabilizátorů.



Obr. 19 Grafická reprezentace modelu přední nápravy se stabilizátorem a řízením v sestavě s modelem testovacího stavu náprav (*Suspension testrig*)

Na obr. 19 je popsána grafická reprezentace modelu přední nápravy s řízením a stabilizátorem. Modře jsou znázorněny ikony vazeb spojujících jednotlivá tělesa, červeně pak moment od stabilizátoru a moment od posilovače řízení. Simulace modelu nápravy na testovacím zařízení je ve fázi modelování vozidla velmi užitečná z několika hledisek. Především je to ověření

topologie a vhodnosti použitých vazeb a jejich závislostí. Pomocí quasi-statické i dynamické simulace zdvihu jednotlivých kol, klopení nápravy, natočení volantu či zatížení kol libovolnou kombinací sil a momentů v čase je možné ověřit konvergenci modelu, vypočítat kinematické charakteristiky nápravy a silové přenosy.

Úhel odklonu kola

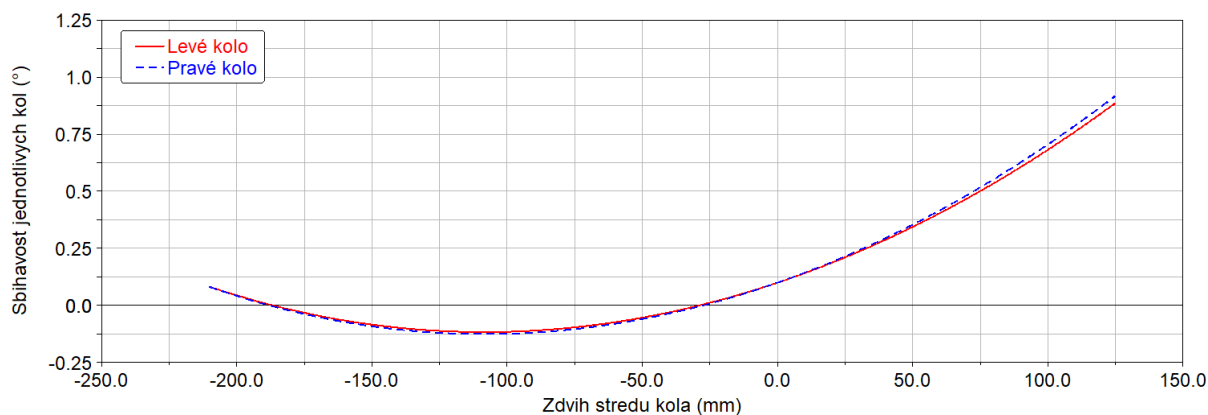
Úhel odklonu kola je sklon střední roviny kola vůči ose Z vozidla. Má kladné znaménko, jestliže se naklání kolo vrchem vně vozidla [23]. Úhel odklonu ovlivňuje především velikost a průběh boční síly mezi pneumatikou a vozovkou a ovlivňuje tak stabilitu vozidla na vozovce. V případě nápravy Tatra odpovídá z důvodu konstrukčního uspořádání tento úhel úhlu, který svírá polonáprava s rovinou vozovky, což z důvodu poměrně vysokého zdvihu způsobuje také velkou změnu tohoto úhlu v průběhu zdvihu (viz. tab. 3). V důsledku vyvěšení kol pak dochází například po dobrzdění k vytvoření bočních sil na pneumatikách, které jsou u stojícího vozidla přenášeny zavěšením na rám jako síly zvedající karoserii. Na tuto skutečnost pak reaguje regulační systém pneumatických vaků snížením tlaku, čímž je karoserie spuštěna dolů. Po odvalení kol však přestanou boční síly působit a karoserie klesne vlivem podhuštěných vaků příliš nízko. Obecně je pro přední nápravu jak na zpevněné vozovce, tak v terénu výhodnější záporný úhel odklonu kola, který přispívá k rychlejšímu nárůstu boční síly při zatačení a tím pozitivně ovlivňuje reakci vozidla na natočení předních kol.

Úhel sbíhavosti

Sbíhavost je úhel mezi podélnou osou vozidla X a střední rovinou kola promítnutý do vozovky. Znaménko úhlu sbíhavosti je kladné, jestliže je přední část kola přikloněna k podélné ose vozidla [23]. Sbíhavost má velký vliv na stabilitu vozidla při jízdě v přímém směru, zatačení i akceleraci. Pro ovladatelnost vozidla je velmi důležitá minimalizace změny sbíhavosti v průběhu zdvihu kola. Na obr. 20 je vynesena průběh úhlu sbíhavosti levého a pravého kola experimentálního vozidla v závislosti na zdvihu středu kola. Kladný zdvih odpovídá pohybu středu kola nahoru vůči karoserii, přičemž zdvih 0 mm je modelovací pozice (polonápravy svírají úhel 180°) tedy jízdní výška, na kterou je vozidlo standardně regulováno pneumatickými vaky. Ačkoli se jedná o simulaci paralelního zdvihu levého a pravého kola, pro určité části zdvihu nejsou úhly sbíhavosti zcela identické. Je patrné, že určité rozdíly nastávají v intervalu zdvihu středu kola -150 mm až -50 mm a poté od 50 mm výš, zatímco ve standardní jízdní výšce, ve které je sbíhavost nastavena na hodnotu $0,1^\circ$ a v oblasti dolního dorazu je úhel sbíhavosti totožný. Rozdílný úhel sbíhavosti pravého a levého kola může mít za následek asymetrické zatížení pravého a levého kola podélnými i bočními silami a může způsobovat vybočování vozidla například při prudším brzdění, i když je volant natočen tak, aby vozidlo směřovalo přímo. Vzhledem k velikosti rozdílu úhlu sbíhavosti, který se pohybuje v řádu desetin stupně, je případná asymetrie zatížení pneumatiky zanedbatelná.

Tyto rozdíly v úhlu sbíhavosti jsou dány asymetrickým uspořádáním nápravy a s ním související rozdílnou délkou pravého a levého táhla řízení. Asymetrie vychází ze skutečnosti,

že polonápravy u podvozku Tatra jsou podélně odsazeny o 51 mm z důvodu nutného zachování prostoru pro ozubení v rozvodovce.



Obr. 20 Sbíhavost levého a pravého kola v závislosti na zdvihu středu kola (simulace paralelního zdvihu předních kol)

Příklon rejdové osy a poloměr rejdu

Příklon rejdové osy je průmět úhlu sevřeného rejdovou osou a svislicí do roviny rovnoběžné s příčnou rovinou vozidla YZ. Související poloměr rejdu je pak vzdálenost mezi průsečíkem rejdové osy s rovinou vozovky a středem styku pneumatiky, promítnutá do roviny rovnoběžné s příčnou rovinou vozidla YZ [23]. Tyto parametry mají výrazný vliv na řízení vozidla. Čím větší je příklon rejdové osy tím více je ovlivněna změna úhlu odklonu kola při zatáčení. Správným nastavením příklonu rejdové osy a poloměru rejdu je možné značně snížit sílu potřebnou pro natáčení kol v malé rychlosti a opotřebení pneumatik.

Záklon rejdové osy a závlek

Záklon rejdové osy je průmět úhlu sevřeného rejdovou osou a svislicí do roviny rovnoběžné s podélnou rovinou vozidla XZ. Související závlek je pak vzdálenost mezi průsečíkem rejdové osy s rovinou vozovky a středem styku pneumatiky, promítnutá do roviny rovnoběžné s podélnou rovinou vozidla XZ [23]. Tyto parametry mají velký vliv na ovladatelnost. Kladný úhel pomáhá po zatáčení vracet kola do přímého směru. Záklon rejdové osy u silničních vozidel se často pohybuje mezi 4° až 6°, aby byla zaručena stabilita při jízdě v přímém směru. Jak je uvedeno v tab. 3, záklon rejdové osy u experimentálního vozidla je poměrně nízký, pouze 2,5°. Důvodem je snížení vratného momentu, a tedy i potřebné ovládací síly na volantu, což značně přispívá k ovladatelnosti vozidla.

Střed klopení

Okamžitý střed klopení je pomyslný bod v příčné svislé rovině vozidla procházející středy obou kol téže nápravy, ve kterém mohou působit příčné síly, aniž by vyvolaly klopení odpružené části vozidla příslušné této nápravě [23]. U podvozku s kyvnými polonápravami se nachází ve středu centrální nosné roury a není tedy možné ho modifikovat nastavením kinematických bodů

jako je tomu u jiných typů zavěšení, kde lze vertikálním posuvem středu klopení přímo ovlivnit změnu úhlu klopení vozidla vlivem změny bočního zrychlení, tzv. gradient úhlu klopení vozidla.

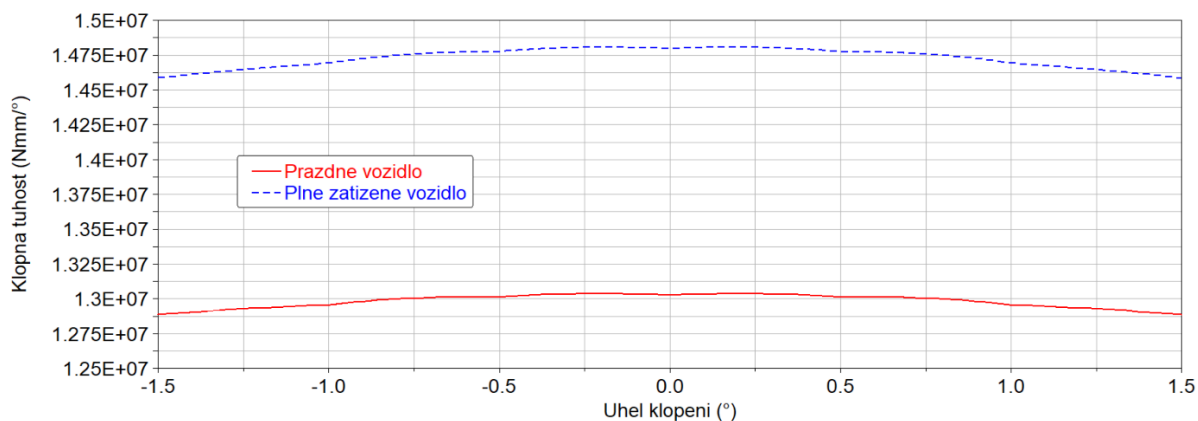
V tab. 3 jsou uvedeny základní kinematické parametry přední nápravy experimentálního vozidla vypočtené pomocí simulace paralelního zdvihu pravého a levého kola od spodního k hornímu dorazu pomocí Suspension testrig. Modelovací pozice nápravy odpovídá jízdní výšce, tedy pozici, kdy je kyvná poloosa ve vodorovné poloze. Zdvih kola byl simulován v rozsahu svislého pohybu středu kola vůči karoserii -210 mm (pohyb dolů – roztažení tlumiče) až +125 mm (pohyb nahoru – stlačení tlumiče). Tento zdvih kola odpovídá přibližně maximálnímu konstrukčnímu rozsahu, kdy v dolní poloze svírá kyvná poloosa úhel -12° s vodorovnou rovinou a v horní poloze svírá poloosa 7° s vodorovnou rovinou.

Tab. 3 Základní kinematické parametry přední nápravy experimentálního vozidla

Úhel odklonu kola ve statické poloze	0°
Max. a min. úhel odklonu v průběhu zdvihu	-12° až 7°
Úhel sbíhavosti kola ve statické poloze	$0,1^\circ$
Max. a min. úhel sbíhavosti kola v průběhu zdvihu	$1,16^\circ$ až $0,29^\circ$
Příklon rejdové osy ve statické poloze	$2,73^\circ$
Záklon rejdové osy ve statické poloze	$2,5^\circ$
Výška středu klopení ve statické poloze	522 mm
Max. a min. výška středu klopení v průběhu zdvihu	727,5 až 410,25 mm
Poloměr rejdu	97,68 mm
Závlek	23,64 mm
Max. a min. závlek v průběhu zdvihu	25,65 až 21,29mm

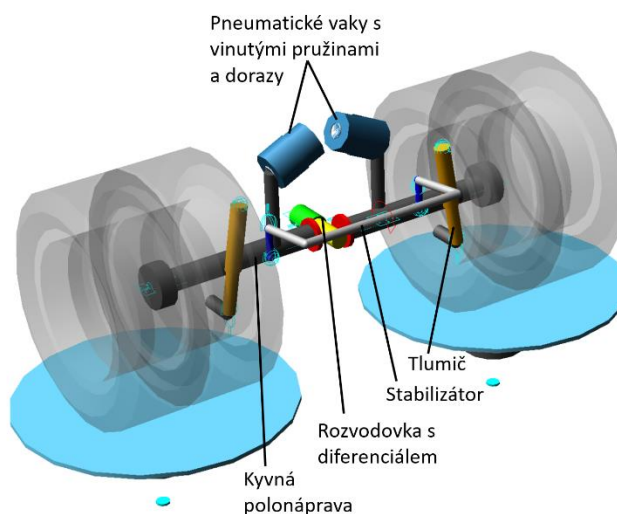
Klopná tuhost zavěšení kol

Klopná tuhost zavěšení kol je poměr změny vratné dvojice sil vyvolané zavěšením kol téže nápravy na odpruženou část vozidla, ke změně úhlu klopení nápravy [23]. U podvozku s pneumatickými vaky se klopná tuhost výrazně mění vlivem změny tlaku ve vacích. Tato skutečnost je pak žádoucí pro kompenzaci klopné tuhosti mezi prázdným a naloženým vozidlem. Na obr. 21 je vyneseno srovnání klopné tuhosti přední nápravy s pneumatickými vaky nahuštěnými jako u prázdného a plně zatíženého vozidla v závislosti na úhlu klopení uvažovaného ve středech kol (není zahrnuta tuhost pneumatik). Jedná se o výslednou klopnou tuhost ze simulace klopení nápravy na zkušební stavu náprav. Je patrné, že plně zatížená náprava má klopnou tuhost vyšší o $1\ 800\ \text{Nm}/^\circ$. Vzhledem k tomu, že naložený náklad výrazně posunuje těžiště odpružených hmot nahoru a narůstá tedy i svislá vzdálenost těžiště od osy klopení odpružených hmot, dochází u naloženého vozidla k nárůstu klopného momentu od odstředivé síly, pro zachování stability vozidla při zatáčení je tedy nárůst klopné tuhosti velmi přínosný.



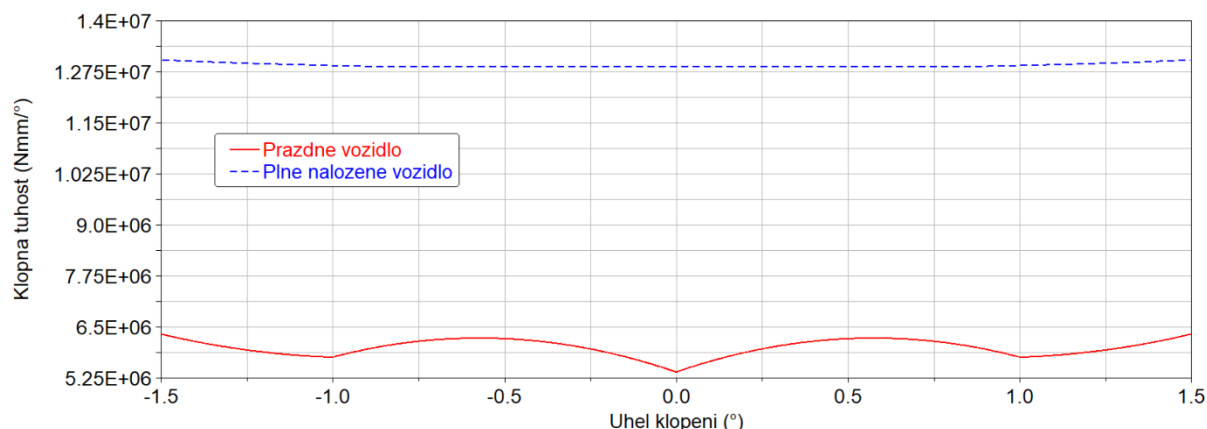
Obr. 21 Srovnání klopné tuhosti přední nápravy prázdného a plně zatíženého vozidla ze simulace klopení pomocí Suspension testrig

Podobně jako u výše popsané přední nápravy byl simulován model nápravy zadní. Vzhledem k tomu, že se jedná o velmi jednoduché zavěšení, nebyl podstatou simulace výpočet kinematických parametrů, ale především ověření topologie modelu, konvergence výpočtu pohybů a ověření tuhosti zavěšení, které je tvořeno kombinací pneumatického vaku a vinuté pružiny. Model zadní nápravy je na obr. 22.



Obr. 22 Model zadní nápravy s dvoumontáží na testovacím stavu náprav

Jak je patrné z obr. 23 klopná tuhost zadní nápravy prázdného vozidla se pohybuje kolem 6000 Nm/°, v případě plně naloženého vozidla se pak tato hodnota pohybuje kolem 12 800 Nm/°. Z porovnání hodnot klopných tuhostí vyplývá, že zadní náprava je při klopení vždy méně tuhá než náprava přední. Vzhledem k tomu, že rozdíl radiálních reakcí na kolech téže nápravy určuje velikost směrové úchytky nápravy při zatáčení vozidla, je vozidlo navrženo tak, aby mělo sklon k nedotáčivosti. Tedy aby při konstantním úhlu natočení volantu byl rozdíl normálových sil na kolech přední nápravy vyšší než na kolech nápravy zadní, tím byl na přední nápravě docílen větší úhel směrové úchytky než na nápravě zadní a vozidlo tak mělo sklon k nedotáčivosti.



Obr. 23 Srovnání klopné tuhosti zadní nápravy prázdného a plně zatíženého vozidla ze simulace klopení pomocí Suspension testrig

Na křivce klopné tuhosti plně naloženého vozidla (obr. 23) je patrné kolísání v průběhu klopení, které je dáno nelineární charakteristikou vaku, tedy závislostí síly vyvozené pneumatickým vakem na jeho stlačení.

5.2.4 MODEL HNACÍHO ÚSTROJÍ

Nedílnou součástí modelu vozidla je také hnací ústrojí. To je reprezentováno dvěma momenty, z nichž jeden působí na blok motoru a reprezentuje reakční moment motoru zachycovaný rámem vozidla a druhý působí na hnací hřídele.

Hodnota tohoto momentu je vypočítávána dle režimu simulace pohonné jednotky s převodovkou:

- a) Hnací moment úměrný hodnotě sešlápnutí plynového pedálu (0 – 100 %)
- b) Motor s manuální převodovkou

Varianta a) je zadána pouze maximálním točivým momentem a maximálním výkonem pohonné jednotky. Velikost momentu motoru je pak přímo úměrná hodnotě sešlápnutí plynového pedálu. Při dosažení maximálního výkonu je pak točivý moment dopočítáván z otáček. Při odstavení plynového pedálu (požadavek 0 %) pak pohonná jednotka působí uživatelem definovaným brzdícím momentem. Tento zjednodušený model motoru je vhodný pro simulace jízdy, které vyžadují plynulou změnu hnacího momentu, u kterých je výhodnější zanedbat přerazování rychlostních stupňů. Příkladem takového manévru je udržování předepsaného bočního zrychlení při jízdě v kruhu, kde vlivem řazení dochází k rozkmitání vozidla a změna bočního zrychlení pak není plynulá, což komplikuje samotný výpočet i vyhodnocení manévru.

Varianta b), tedy motor s manuální převodovkou, slouží k přesné simulaci jízdy s přerazováním rychlostních stupňů. Působící moment je zde vypočítáván z rychlostní charakteristiky motoru, polohy plynového pedálu, polohy spojky a zařazeného rychlostního stupně. Vstupními parametry motoru tedy jsou kromě rychlostní charakteristiky také brzdící moment motoru, jeho maximální a minimální otáčky, otáčky volnoběhu a moment setrvačnosti motoru. Z hlediska převodovky jsou to převodové poměry, které náleží jednotlivým převodovým stupňům a otáčky pro řazení vyššího stupně a podřazování. Spojka je reprezentována svou tuhostí a tlumením,

maximálním přenositelným momentem, časovou konstantou (zpožděním) a hodnotami požadavku sešlápnutí spojkového pedálu, při kterých má být spojka spojena a rozpojena.

Pomocí aktivování jednotlivých vazeb mezi hřídelemi je simulováno také zapojení předního náhonu či aktivace uzávěrek jednotlivých diferenciálů.

5.2.5 BRZDY

Model brzd je točivý moment, působící na přední nápravě mezi těhlicí a nábojem kola, na zadní nápravě mezi kyvnou polonápravou a nábojem kola. Rovnice brzdného momentu je popsána následujícím vztahem:

$$T_b = d_{bd} \cdot T_{bmax} \cdot i_b \cdot (STEP(\omega; 0,0175; 1; -0,0175; -1)) \quad (20)$$

kde: T_b – brzdny moment působící mezi těhlicí a nábojem kola

d_{bd} – požadavek řidiče na sešlápnutí brzdového pedálu (0 - 100 %)

T_{bmax} – maximální brzdny moment

i_b – poměr brzdného účinku zadní/přední náprava

ω - otáčky daného kola vůči těhlici či kyvné polonápravě

Tento brzdny moment je tedy zadán jako přímá úměra požadavku řidiče na sešlápnutí brzdového pedálu (0 – 100 %) a maximálního brzdného momentu. Brzdny moment působící na zadní nápravě je vynásoben konstantou zajišťující vhodný poměr brzdných momentů mezi přední a zadní nápravou. Dále je součástí rovnice funkce STEP, zajišťující směr působení brzdného momentu na základě směru otáčení kola takový, aby vozidlo při zastavení nebylo poháněno vyvozeným momentem v opačném směru. Funkce STEP je aproximací Heavisideovy funkce kubickým polynomem. Funguje tak jako spojitý přepínač směru působení brzdného momentu. Pokud se kolo zastaví a má nulovou úhlovou rychlost, vrátí funkce STEP hodnotu 0, pokud se začne otáčet úhlovou rychlostí -0,0175 rad/s v opačném směru, než je směr pohánějící vozidlo dopředu vrátí funkce STEP hodnotu -1, v případě, že se dané kolo otáčí ve směru, ve kterém pohání vozidlo dopředu úhlovou rychlostí 0,0175 rad/s pak funkce STEP vrátí hodnotu 1. Tím je zajištěna spojitá funkce pro předpis momentu, jehož velikost je nulová při zastavení kola. Obecně je totiž velmi nevhodné předepisovat v multibody modelu nespojitý pohyb či silový účinek například funkcí IF. Pro řešení takovýchto nespojitostí není totiž iterační metoda přizpůsobena.

5.2.6 PNEUMATIKY

Součástí každého multibody modelu vozidla je model pneumatik, reprezentující výpočet přenosu silových účinků mezi pneumatikou a vozovkou. Pro simulace manévrování vozidla na rovné vozovce byl použit model PAC2002, který vychází z modelu pneumatiky od H. B. Pacejky [24]. Pacejkův „Magic Formula“ model díky své výpočtové nenáročnosti a přesnému popisu charakteristik pneumatik představuje v současnosti jeden z nejčastěji používaných modelů pneumatik pro simulace dynamiky vozidel. Tento model nese označení „Magic

Formula“, protože není založen na fyzikálním základu, který by byl použit pro sestavení jednotlivých rovnic. I přesto je však možné pomocí tohoto modelu popsat širokou škálu charakteristik pneumatik. Každá silová charakteristika je popsána 10-20 parametry pomocí kterých jsou dopočteny silové účinky v kontaktu kola s vozovkou, tedy podélná síla F_x , boční síla F_y a vratný moment M_z , které nejlépe odpovídají danému dynamickému stavu pneumatiky. Hlavními vstupními parametry jsou normálové zatížení pneumatiky, podélný skluz pneumatiky, úhel směrové úchyly a odklon kola vůči vozovce. Obecná forma základního vztahu použitého pro aproximaci jednotlivých charakteristik tzv. Magic Formula je uvedena v rovnici (21):

$$y = D \sin(C \operatorname{atan}(Bx - E(Bx - \operatorname{atan}(Bx)))) \quad (21)$$

kde: B, C, D – parametry tvaru výsledné křivky

x – obecná proměnná (podélný skluz, úhel směrové úchyly apod.)

Na obr. 24 je znázorněn způsob vytváření výsledné křivky z rovnice (21) a také význam jednotlivých parametrů:

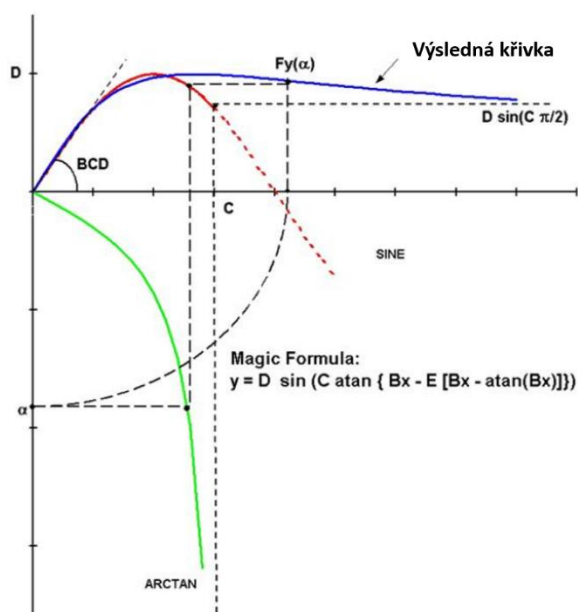
B – protahuje křivku a je označován jako faktor tuhosti

C – definuje část popsanou funkcí sinus, a proto ovlivňuje především tvar výsledné křivky

D – definuje amplitudu výsledné funkce

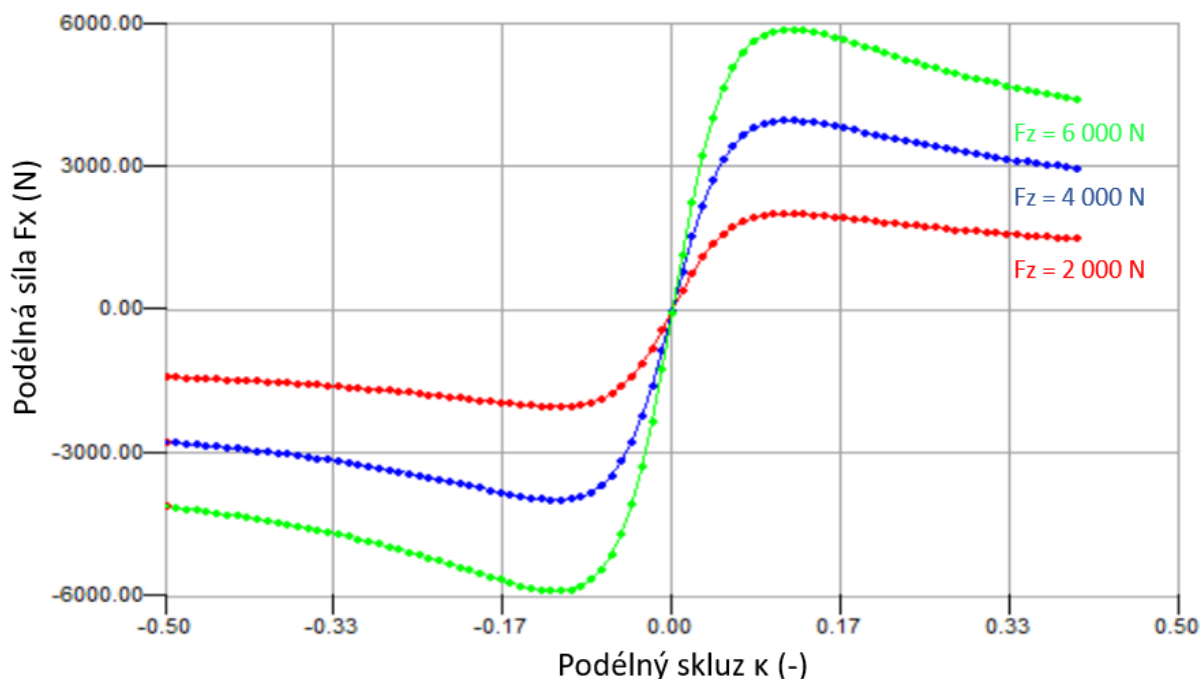
E – ovlivňuje tvar křivky v oblasti amplitudy

BCD – směrnice lineární části křivky



Obr. 24 Magic formula a význam jejích parametrů

Příklad výsledné charakteristiky je znázorněn na obr. 25, kde je vynesena závislost podélné síly na podélném skluzu při normálovém zatížení pneumatiky F_z o velikostech 2 000 N, 4 000 N a 6 000 N. Je patrné, že daná pneumatika dosahuje maxima podélné síly při podélném skluzu do 17 %, při větších skluzech už pak není schopna přenášet vyšší sílu.



Obr. 25 Příklad závislosti podélné síly na podélném skluzu

Podobně jsou tedy definovány další charakteristiky jako je boční síla či vratný moment. Při kombinovaném zatížení je pak boční síla snížena v závislosti na podélném skluzu a obráceně také podélná síla snížena v závislosti na úhlu směrové úchyly.

Tento model má však také své limity. Tím hlavním je simulace jízdy při velmi malých rychlostech <1 km/h a tím nemožnost simulovat například rozjezd vozidla z nulové rychlosti. Toto omezení je dáno výpočtem podélného skluzu pneumatik, který má ve jmenovateli otáčky pneumatiky a daný výraz tím pádem nemá při nulové rychlosti řešení. Dalšími omezeními jsou také přejíždění překážek s poloměrem menším, než je poloměr simulované pneumatiky či buzení od nerovností vyšší než 8 Hz. Tato omezení jsou částečně kompenzována přidávanými funkcionalitami, které rozšiřují použitelnost daného modelu. Kromě základního měření charakteristik je však nutné pro tyto funkcionality provést dodatečná měření.

5.2.7 RÁM VOZIDLA S KABINOU, NÁSTAVBOU A NÁKLADEM

Pro simulaci jízdy celého vozidla, musí být model doplněn o rám s centrální nosnou rourou, kabinou a nástavbou. Tato část je modelována jako jedno dokonale tuhé těleso. Ačkoli deformace rámu může mít poměrně výrazný vliv na rozložení sil mezi jednotlivými pneumatikami, nebyl tento jev vzhledem k tématu a rozsahu práce uvažován. Zjednodušeně bylo také uloženo kabiny, která je v případě reálného vozidla uložena na pružinách s tlumiči.

Pohyby odpružené kabiny mají vliv na rozložení dynamických sil na pneumatikách, který by však z hlediska dynamiky jízdy po rovné vozovce neměl mít zásadní význam, proto je model zjednodušen a kabina modelována jako jedno těleso s centrální nosnou rourou, rámem a nástavbou.

K tuhému rámu je dále v případě simulace naloženého vozidla pevně připojeno druhé těleso představující svými hmotnostními charakteristikami náklad.

5.2.8 MDI SDI TESTRIG

Celkový model vozidla je tedy složen z jednotlivých výše popsaných agregátů, které mají mezi sebou přesně definované společné vazby a sdílené parametry. Dále pro účely simulací jednotlivých manévru je vozidlo doplněno podsestavou testovacího zařízení pro jízdu celého vozidla tzv. MDI SDI TESTRIG [22]. Ten obsahuje těleso vozovky, dodatečné vazby pro výpočet pohybů karoserie, předdefinované manévry, několik úrovní algoritmu řidiče a širokou škálu výpočtů důležitých parametrů dynamiky jízdy.

Algoritmus řidiče

První úroveň řidiče dovoluje simulovat jízdu vozidla pomocí předepsaných hodnot natočení volantu, polohy plynového či brzdového pedálu a řazení v čase. Druhá úroveň řidiče umožňuje zpětnovazební řízení udržující rychlost vozidla či radius zatáčky. Třetí úroveň řidiče slouží k nalezení limitů vozidla či manévrování na určité úrovni pod limitem.

5.3 SHRUTÍ

Sestavený multibody model vozidla představuje efektivní nástroj pro analýzu dynamiky jízdy, pochopení dynamických dějů a ověření teoretických předpokladů, které by v případě testování na reálném vozidle byly časově a finančně velmi náročné. Ačkoli tvorba kompletního multibody modelu je časově náročnější, než je tomu u dvoustupňového modelu se sedmi stupni volnosti, je tento model z hlediska popisu dynamických stavů dostatečně detailní a univerzální. Zároveň v případě zjištění nedostatečné míry detailnosti pro některé analýzy, je možné tento model rozšířit o další prvky podstatné z hlediska prováděné analýzy.

6 VALIDACE MODELU

Důležitou součástí práce je dále validace sestaveného modelu pomocí měření dynamiky jízdy na testovacím vozidle. Za tímto účelem byl sestaven měřicí řetězec pro snímání vybraných dynamických parametrů vozidla za jízdy a byly měřeny vybrané manévry. Naměřená data pak byla využita pro ověření výsledků simulací a zhodnocení vhodnosti zvolené míry detailnosti multibody modelu vzhledem k plánovaným analýzám dynamiky vozidla při manévrování na rovné vozovce a očekávaným výsledkům. Měření bylo provedeno pro prázdné i plně naložené vozidlo, aby mohl být vyhodnocen také vliv rozsahu zatížení, ve kterém je vozidlo běžně provozováno. Na obr. 26 je měření experimentální vozidlo Tatra 158 Phoenix 4x4 Euro 6 při vyhýbacím manévru bez zatížení nákladem.



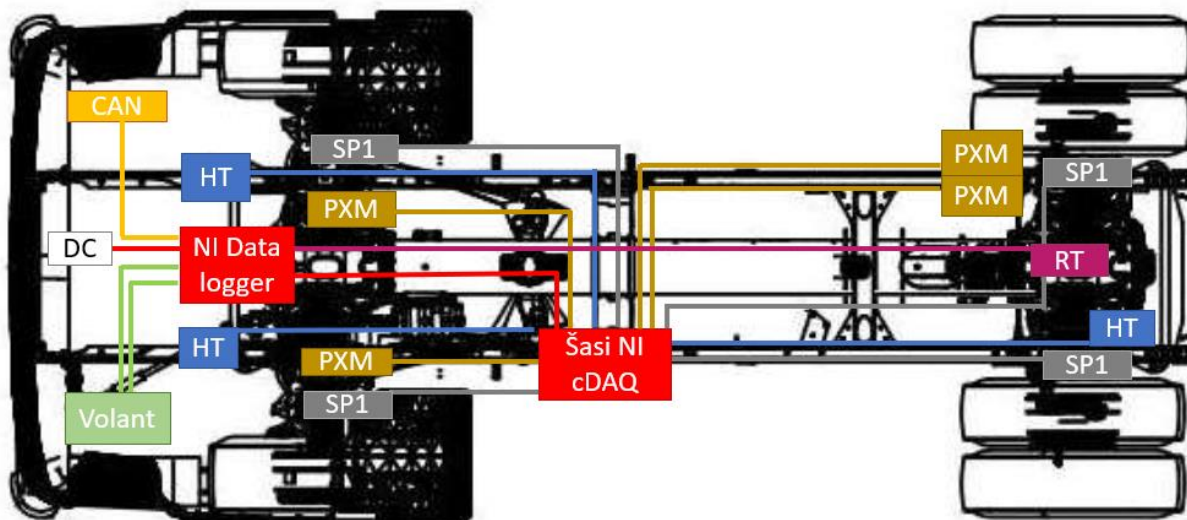
Obr. 26 Vozidlo Tatra 158 Phoenix 4x4 bez nákladu osazené měřicí technikou na testovacím polygonu Tatra v Kopřivnici

6.1 MĚŘICÍ ŘETĚZEC

Měřicí řetězec byl sestaven dle vybraných veličin charakterizujících dynamiku jízdy, pomocí kterých lze popsat jízdní stavy vozidla během prováděných manévrů. Většina snímačů byla na vozidlo instalována pouze za účelem tohoto měření včetně vlastní kabeláže. Pouze signály, které měří elektronický systém vozidla byly připojeny do měřicí ústředny prostřednictvím sběrnice CAN bus.

Na obr. 27 je znázorněno základní schéma měřicího řetězce s popisem jednotlivých prvků v tab. 4. Základním prvkem je měřicí ústředna (označená červeně) National Instruments CompactDAQ umístěná v kabině. Vzhledem k rozměrům vozidla bylo využito přídatné šasi měřicí ústředny (přídavný rám s příslušenstvím) umístěný na nástavbě (obr. 28 vpravo), ve kterém se nacházely potřebné moduly pro zpracování signálů ze snímačů na podvozku vozidla. Toto šasi bylo k hlavní ústředně připojeno prostřednictvím dvou kabelů. Jedním byl USB kabel s opakovačem (repeater) pro přenos zpracovaného signálu a druhým napájecí kabel. Signály z jednotlivých snímačů tak nemusely být připojeny k hlavní ústředně prostřednictvím mnoha

dlouhých kabelů vedoucích až do kabiny. Zároveň mohla však být hlavní ústředna umístěna v odpružené kabině, kde nehrozilo poškození vlivem vibrací či vlhkosti.



Obr. 27 Schéma zapojení měřicí techniky v experimentálním vozidle

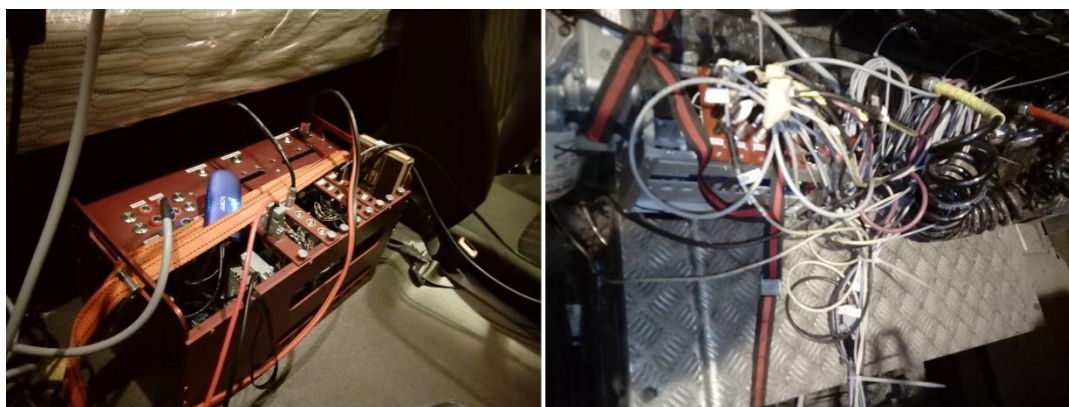
Tab. 4 Tabulka bloků s popisem snímačů

Název	Součást v měřicím řetězci
NI Data logger	Systém pro zpracování a ukládání dat NI CompactDAQ-9139, kontrolér 1,33GHz
Šasi NI cDAQ	Externí šasi pro měření a ukládání dat NI-CompactDAQ-9178
DC	24V zásuvka pro napájení ústředny
CAN	Konektor systému CAN BUS vozidla
RT	Inerciální a GPS systém RT 3002
Volant	Tenzometr LORENZ MESSTECHNIK 102923
	Potenciometr UVM36M
SP1	Lankové potenciometry Celesco SP1
HT	Snímače výšky vozidla HT-250
PXM	Snímače tlaku PXM209

6.1.1 MĚŘICÍ ÚSTŘEDNA

Jak již bylo zmíněno výše, základním stavebním prvkem celého měřicího řetězce je ústředna pro zpracování a ukládání signálů ze snímačů od firmy National Instruments (CompactDAQ 9139 s kontrolérem 1,33 GHz Dual Core), umístěná v kabině vozu. Ta je doplněna externím šasi Compact DAQ 9178. Celý systém je napájen z 24 V palubní zásuvky, která je součástí výbavy vozidla. Měřicí ústředna je vybavena stabilizátorem napětí a záložní baterií, která zaručuje funkčnost měřicího řetězce i v případě několikaminutového výpadku proudu v palubní zásuvce. Část měřicí ústředny umístěná v kabině byla osazena třemi moduly. První sloužil pro zpracování signálu z připojené sběrnice CAN bus vozidla, druhý pro převod analogového

signálu do digitální podoby z potenciometru natočení volantu a třetí pro zpracování analogového signálu z tenzometru, který měří moment na volantu. Další signály od snímačů byly pak zpracovávány prostřednictvím externího šasi na nástavbě vozidla, které bylo osazeno čtyřmi moduly. Jeden měl za úkol převést do digitální podoby signály ze čtyř potenciometrů měřících zdvihy jednotlivých kol, druhý modul pak sloužil pro zpracování signálů ze třech laserových snímačů výšky karoserie vozidla od vozovky a přídavného dvouosého snímače zrychlení, třetí modul sloužil pro připojení signálů ze 4 snímačů tlaků pneumatikých vaků a konečně čtvrtý modul pro zpracování signálů z inerciální GPS umístěné za zadní nápravou na rámu vozidla.



Obr. 28 Měřicí ústředna CompactDAQ umístěná v kabině (vlevo) a externí šasi umístěné na nástavbě vozidla

6.1.2 INERCIÁLNÍ GPS RT3002

Jako jedno z klíčových měřicích zařízení byl použit inerciální GPS systém od firmy Oxford Technical Solutions Ltd. – RT3002. Toto zařízení je vybaveno vlastním procesorem a pamětí, GPS přijímačem a inerciální jednotkou. GPS dokáže bez korekcí určit polohu vozidla s přesností na 0,6 m CEP (circular error probable). V případě využití korekcí ze sítě satelitů TerraStar je možné dosahovat přesnosti až 0,4 m CEP a v případě využití bázevých stanic (diferenciální GPS) je možné tuto hodnotu zpřesnit až na 0,01 m. Inerciální jednotka je pak vybavena servo akcelerometry pro měření zrychlení vozidla ve třech osách a MEMS (Micro Electro Mechanical Systems) vibračními gyroskopy pro měření úhlových rychlostí kolem těchto třech os. Signály z GPS přijímače a inerciální jednotky se vzájemně doplňují a algoritmus pro vyhodnocování výsledných signálů s Kalmannovým filtrem je zpracovává tak, aby bylo dosaženo co nejvyšší přesnosti. V případě krátkodobého výpadku GPS signálu je tak zařízení schopno s velkou přesností interpolovat trajektorii v čase a zachovat tak spojitost výsledných signálů. Vzorkovací frekvence této GPS dosahuje 100 Hz. Důležitým prvkem této GPS je možnost dopočítávat data odpružených hmot v rovině tečné vůči Zemi.



Obr. 29 Inerciální GPS OxTS RT3002 umístěná na rámu vozidla za zadní nápravou

6.1.3 MĚŘICÍ VOLANT

Pro měření přesné polohy a momentu na volantu, byl použit měřicí volant vytvořený na Ústavu automobilního a dopravního inženýrství. Tento volant je osazen potenciometrem UVM36M s nastavitelným rozsahem pomocí tlačítek umístěných na boku tělesa pevné skříňky volantu. Poloha byla snímána se vzorkovací frekvencí 100 Hz, stejně jako točivý moment vyvinutý na volant řidičem. Ten byl snímán pomocí tenzometru Lorenz Messtechnik 102923. Tento tenzometr je schopen měřit točivý moment až 100 Nm s citlivostí 1mV/V \pm 0,1 %.



Obr. 30 Měřicí volant nainstalovaný na vozidle

6.1.4 VOZIDLOVÝ CAN BUS

Vybranými signály z vozidlového CAN bus byly především otáčky jednotlivých kol, které elektronický systém využívá jako vstup do algoritmu ABS (Anti-lock Brake System), tlaky v jednotlivých brzdových válcích, otáčky motoru, moment motoru, zařazený rychlostní stupeň a rychlost vozidla pro tachograf vypočtená z otáček výstupní hřídele převodovky.

6.1.5 LANKOVÉ POTENCIOMETRY

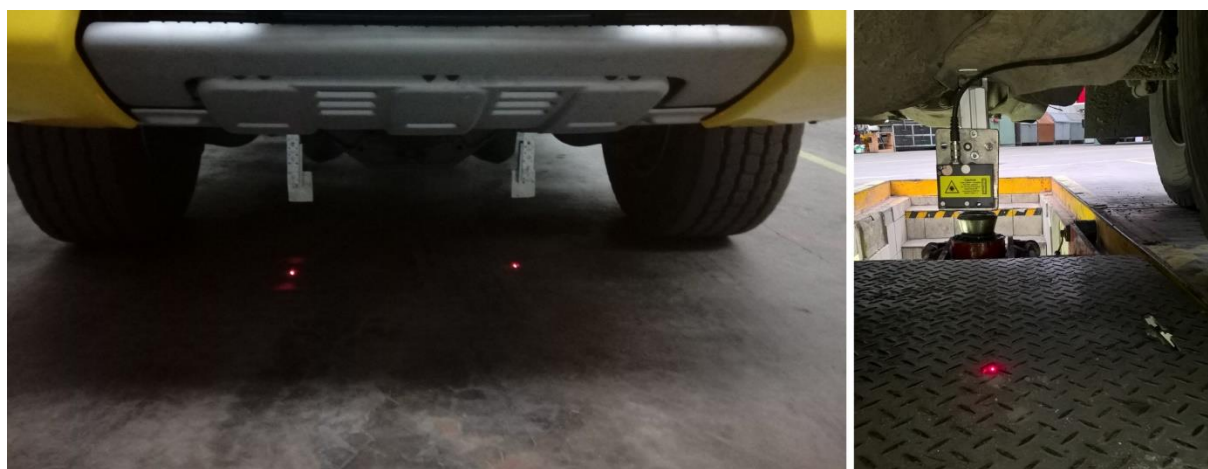
Pro měření zdvihů jednotlivých kol byly zvoleny lankové potenciometry Celesco SP1-25 umístěné na plášťích tlumičů (obr. 31). Výstupní signál těchto snímačů je napětí 0-5 V, které bylo zaznamenáváno se vzorkovací frekvencí 250 Hz pomocí modulu 24bit.



Obr. 31 Lankový potenciometr Celesco SP1-25 nainstalovaný na tlumiči pro měření zdvihu kola

6.1.6 LASEROVÉ SNÍMAČE VÝŠKY

Pro snímání výšky rámu vozidla od vozovky byly použity laserové triangulační snímače od firmy Corrsys Datron Sensorsysteme GmbH s označením HT-250 (obr. 32). Rozsah tohoto snímače je 80-330 mm s velmi dobrou přesností $< 0,4$ mm na suchém povrchu. Výstupní signál 0-10 V byl zpracováván taktéž pomocí 24 bit A/D převodníku se vzorkovací frekvencí 250 Hz. Na rámu byly umístěny pro účely tohoto měření celkem 3 tyto snímače - dva v přední a jeden v zadní části. Tento snímač využívá laser o vlnové délce 660 nm. Jeho hlavní nevýhodou je však zkreslení signálu na vlhké vozovce způsobené vlivem změny odrazivosti povrchu.



Obr. 32 Laserové snímače výšky HT 250

6.1.7 SNÍMAČE TLAKU

Pro zmapování zatížení jednotlivých kol byly na pneumatické vaky instalovány snímače tlaku s označením PXM209. Tyto snímače dokáží měřit v rozsahu 0-20 bar a jejich výstupním signálem je napětí 0-10 V, které bylo zaznamenáváno se vzorkovací frekvencí 100 Hz pomocí 24 bit A/D převodníku. Jak je patrné z obr. 33, na přední nápravě byly tyto snímače umístěny přímo na vacích, v případě nápravy zadní byla kvůli zhoršenému přístupu přímo k vakům využita měřicí odbočka s přípojovacím T kusem umístěným na rámu.



Obr. 33 Snímače tlaku v pneumatických vacích PXM209 na přední nápravě (vlevo) a na měřicích odbočkách zadní nápravy

6.1.8 PŘÍDAVNÝ SNÍMAČ ZRYCHLENÍ

Pro kontrolu podélného a bočního zrychlení byl k inerciální GPS přidán ještě dvouosý akcelerometr MEMS akcelerometr Texense tlumený plynem, díky kterému má sníženou citlivost na vibrace, který však nesnižuje citlivost daného snímače. Rozsah tohoto akcelerometru je do 20 G a senzor má výstupní napětí 2,5 V +/- 2 V. Tento signál byl také převáděn pomocí 24 bit převodníku a jeho vzorkovací frekvence byla 250 Hz.

6.2 ZÁKLADNÍ ÚPRAVA MĚŘENÝCH DAT

Z výše popsaných snímačů vznikl soubor následujících 34 přímo měřených kanálů:

Tab. 5 Seznam přímo měřených parametrů

Snímač	Název kanálu	Počet kanálů	Popis	Jednotka
Celesco SP1-25	damperAS_m	4	Zdvih tlumiče	mm
Datron HT250	HT250AS_m	3	Výška rámu od vozovky	mm
PXM209	pressureAS_m	4	Tlak v pneumatickém vaku	bar
UVM36M	steering_wheel_angle_m	1	Úhel natočení volantu	°
Akcelerometr Texense	aX_m	1	Podélné zrychlení	m/s ²
	aY_m	1	Boční zrychlení	m/s ²
Lorenz Messtechnik 102923	Msteering_wheel_m	1	Moment na volantu	Nm
Vozidlový CAN bus	brake_pressureAS_m	4	Tlak v brzdovém válci	bar
	brake_pedal_m	1	Sešlápnutí brzdového pedálu	%
	engineRpm_m	1	Otáčky motoru	min ⁻¹
	gear_m	1	Zařazený rychlostní stupeň	-
	wheelSpeedAS_m	4	Obvodová rychlost kola	km/h
RT3002 (systém GPS)	pos_lon_m	1	Zeměpisná délka	°
	pos_lat_m	1	Zeměpisná šířka	°
	pos_alt_m	1	Nadmořská výška	m
	aX_RT_m	1	Podélné zrychlení	m/s ²
	aY_RT_m	1	Boční zrychlení	m/s ²
	aZ_RT_m	1	Svislé zrychlení	m/s ²
	roll_rate_m	1	Rychlost klopení	°/s
	yaw_rate_m	1	Rychlost stáčení	°/s
	pitch_rate_m	1	Rychlost klonění	°/s

Pro stručnost byly v této tabulce použity u názvu kanálů, které se vyskytují u každého kola, obecná označení AS (např. damperAS_m), kde A (axle) je označení nápravy (F – front, R – rear) a S (side) je označení strany vozidla (L – left, R – right). V případě výškových senzorů HT250 je v zadní části použit pouze jeden kus, proto je název kanálu HT250R_m. Označení _m na konci názvu značí kanál vzniklý jako výsledek měření a slouží pro jednoznačné rozlišení od kanálů simulovaných.

6.2.1 MATEMATICKÉ KANÁLY

Vzhledem k tomu, že ne všechny parametry je možné měřit přímo, je pro popis dynamického stavu vozidla vhodné dopočítat další parametry na základě přímo měřených veličin. Tyto tzv. matematické kanály jsou buď dopočítávány ihned při měření softwarem v měřicím zařízení nebo jsou dopočteny při zpracování výsledků měření. V případě použitého měřicího řetězce je

nejvíce kanálů dopočítáváno softwarem inerciální GPS RT3002. Kromě těchto kanálů byl ještě z řídicí jednotky vozidla prostřednictvím sběrnice CAN bus zaznamenáván točivý moment motoru vyjádřený v procentech maximálního točivého momentu. Celkem jedenáct takto dopočtených kanálů je uvedeno v následující tabulce:

Tab. 6 Seznam kanálů dopočtených přímo v rámci měřicího řetězce

Snímač	Název kanálu	Popis	Jednotka
RT3002 (systém GPS)	roll_angle_m	Úhel klopení karoserie vůči horizontální rovině systému GPS	°
	roll_acc_m	Úhlové zrychlení klopení	°/s ²
	pitch_angle_m	Úhel klonění karoserie vůči horizontální rovině systému GPS	°
	pitch_acc_m	Úhlové zrychlení klonění	°/s ²
	yaw_angle_m	Úhel stáčení vůči	°
	yaw_acc_m	Úhlové zrychlení stáčení	°/s ²
	vX_m	Podélná rychlost vozidla	km/h
	vY_m	Boční rychlost vozidla	km/h
	vZ_m	Svislá rychlost vozidla	km/h
Řídicí jednotka vozidla	MpercentEngine_m	Točivý moment motoru	%

Seznam dalších osmi matematických kanálů dopočtených při zpracování měřených dat je uveden v následující tabulce:

Tab. 7 Seznam matematických kanálů dopočtených při zpracování měřených dat

Název	Popis	Jednotka
HT_roll_m	Úhel klopení vůči vozovce ze signálu předních snímačů vzdáleností karoserie od vozovky	°
HT_F_mid_m	Svislá vzdálenost karoserie od vozovky uprostřed přední nápravy	mm
HT_pitch_m	Úhel klonění karoserie vůči vozovce dopočtený ze signálu snímačů výšek karoserie	°
road_bank_angle_m	Úhel příčného sklonu vozovky vůči horizontální rovině GPS	°
road_slope_angle_m	Úhel stoupání vozovky vůči horizontální rovině GPS	°
aX_vehicle_m	Korigované podélné zrychlení vozidla (bez složky gravitačního zrychlení)	m/s ²
aY_vehicle_m	Korigované boční zrychlení vozidla (bez složky gravitačního zrychlení)	m/s ²
omegaAS_m	Úhlová rychlost kola	°/s

Zpracování výsledků je provedeno v softwaru TeleMatrix vyvinutém kolegy na Ústavu automobilního a dopravního inženýrství. Jedná se univerzální nástroj specializovaný na zpracování měřených dat dynamiky jízdy vytvořený v jazyku MATLAB.

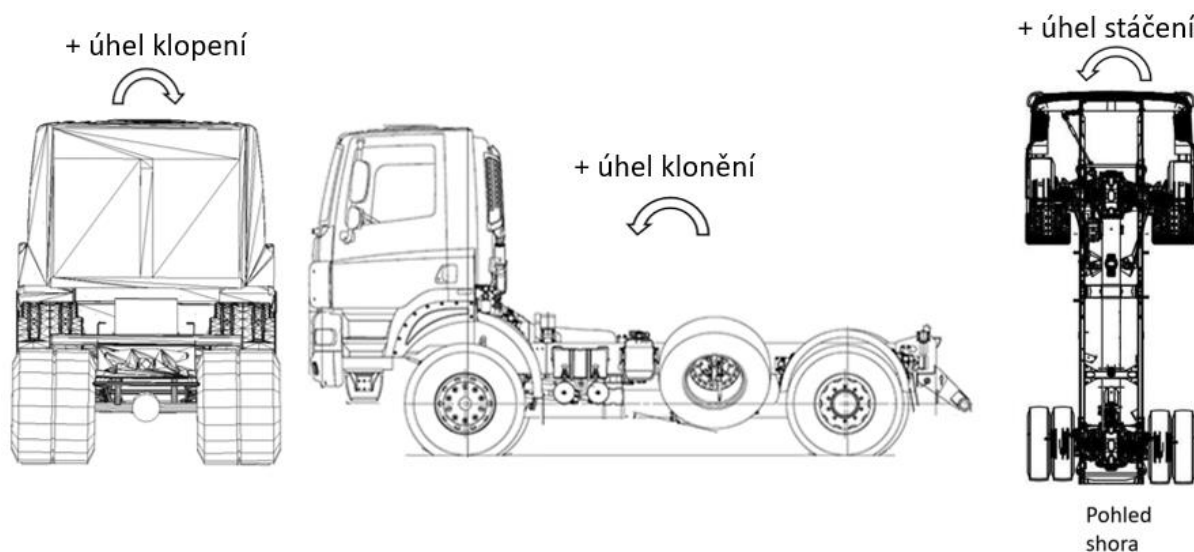
HT_roll_m

Vzhledem k tomu, že úhel klopení karoserie měřený pomocí GPS je součtem úhlu klopení karoserie vůči vozovce a úhlu příčného náklonu vozovky vůči horizontální rovině systému GPS, nabízí se ze signálů předních snímačů vzdáleností karoserie od vozovky dopočítat úhel karoserie vůči vozovce. Vztah pro výpočet tohoto kanálu je následující:

$$HT_roll_m = \sin^{-1} \left(\frac{HT250FL_m - HT250FR_m}{r_{HT_F_y}} \right) \quad (22)$$

kde: $r_{HT_F_y}$ – příčná vzdálenost předních snímačů výšky karoserie (v ose y)

Tento úhel má kladné znaménko v případě klopení ve smyslu levotočivé zatáčky neboli pokud se pravá strana karoserie přibližuje k vozovce. Znaménková konvence jednotlivých úhlů rotací vozidla je uvedena na následujícím obrázku (obr. 34):



Obr. 34 Znaménková konvence úhlů rotací vozidla

HT_F_mid_m

Dopočtená výška karoserie vozidla od vozovky v místě průsečíku roviny zadního snímače výšky karoserie rovnoběžné se svislou podélnou rovinou vozidla a roviny předních snímačů výšky rovnoběžné se svislou příčnou rovinou vozidla. Tento kanál dále slouží pro vypočtení úhlu klonění karoserie vůči vozovce a zároveň může při analýzách posloužit v rámci rozdělení příčné dynamiky (související s klopením vozidla) a podélné dynamiky (související s kloněním):

$$HT_F_mid_m = HT250FL_m - \left(\frac{HT250FL_m - HT250FR_m}{r_{HT_F_y}} \right) \cdot r_{HT_FL-Ry} \quad (23)$$

kde: r_{HT_FL-Ry} – příčná vzdálenost předního levého snímače výšky karoserie a zadního snímače výšky karoserie (v ose y)

HT_pitch_m

Úhel klonění karoserie vůči vozovce dopočtený ze snímačů výšky karoserie.

$$HT_pitch_m = \sin^{-1} \left(\frac{HT250_R_m - HT_F_mid_m}{r_{HT_F-Rx}} \right) \quad (24)$$

kde: r_{HT_F-Rx} – podélná vzdálenost předního a zadního snímače výšky karoserie (v ose x)

road_bank_angle_m

Dále je možné z úhlu klopení karoserie vůči horizontální rovině systému GPS a úhlu klopení karoserie vůči vozovce ze snímačů výšky HT dopočíst úhel příčného sklonu vozovky:

$$road_bank_agle_m = roll_angle_m - HT_roll_m \quad (25)$$

road_slope_angle_m

Podobně pak z úhlu klonění karoserie vůči horizontální rovině systému GPS a úhlu klopení karoserie vůči vozovce ze snímačů výšky HT může být dopočten úhel stoupání vozovky:

$$road_slope_angle_m = pitch_angle_m - HT_pitch_m \quad (26)$$

Kladná hodnota odpovídá stoupání vozovky ve směru jízdy vozidla.

aX_vehicle_m

Vzhledem k tomu, že vlivem úhlů klopení a klonění se do měřených bočních, respektive podélných zrychlení promítá složka gravitačního zrychlení, je pro další postup vhodné zrychlení vozidla korigovat složkou gravitačního zrychlení. Korigované podélné zrychlení vozidla je možné vypočíst následovně:

$$aX_vehicle_m = aX_RT_m + 9,81 \cdot \sin(pitch_angle_m) \quad (27)$$

aY_vehicle_m

Podobně pro korigované boční zrychlení vozidla platí:

$$aY_vehicle_m = aY_RT_m - 9,81 \cdot \sin(roll_angle_m) \quad (28)$$

omegaAS_m

Dalšími matematickými kanály jsou úhlové rychlosti kol, které jsou sice měřeny přímo snímači v nábojích kol, ale v řídicí jednotce vozidla jsou přepočítány pomocí konstanty dynamického poloměru kola na rychlost středu kola, která je prostřednictvím sběrnice CAN bus zaznamenávána měřicí ústřednou. Proto je tento matematický kanál v podstatě rekonstrukcí výpočtu z řídicí jednotky vozidla:

$$\omega_{AS_m} = \frac{wheelSpeed_{AS_m}}{3,6 \cdot R_{eff}} \quad (29)$$

kde: R_{eff} – konstanta efektivního poloměru kola

6.2.2 ÚPRAVA MĚŘENÝCH SIGNÁLŮ

Frekvenční filtr

Vhodným zpracováním většiny přímo měřených kanálů je pro odstranění šumu frekvenční lineární filtr, nastavený jako dolní propust, který odstraní signál o vyšších frekvencích než 5 Hz, což je také hodnota doporučená normou pro vyhodnocování manévrů na rovné vozovce [25]. Tento filtr je vhodné aplikovat na všechny kanály zrychlení, úhlů rotací, potenciometrů i výškových snímačů.

Kompensace statických odchylek měřených signálů

Před jednotlivými měřeními byly všechny snímače zkalibrovány. V případě potenciometrů zdvihu tlumičů a výškových snímačů, byla horní poloha kontrolována zvednutím centrální nosné roury na zvedáku, tak aby se kola dostala do úplného vyvěšení. Opačná poloha blížící se maximálnímu stlačení tlumičů byla zajištěna spuštěním vozidla prostřednictvím snížení tlaků v pneumatikách. Inerciální GPS byla umístěna na rám vozidla tak, aby byla zajištěna rovnoběžnost os se souřadným systémem vozidla. Dílčí korekce jako například posuv úhlů klopení a klonění ze snímačů výšek vůči signálům ze systému GPS je však vhodné dopočítat v rámci zpracování měřených dat.

Prvotním úkolem je dopočtení statické odchylky (offset) úhlu klopení (δ_{roll}) z předních snímačů výšky (HT_{roll_m}) vůči úhlu klopení z GPS ($roll_angle_m$). Jelikož signál úhlu klopení změřený pomocí GPS ($roll_angle_m$) představuje úhel klopení mezi karosérií a horizontální rovinou systému GPS, skládá se ze součtu úhlu příčného sklonu vozovky ($road_bank_angle_m$) a úhlu klopení karoserie vůči vozovce (HT_{roll_m}). Situace je znázorněna na obr. 35. Statickou odchylku a úhel příčného sklonu vozovky je tedy možné stanovit z ustáleného průjezdu jedním přímým úsekem v obou směrech pomocí soustavy rovnic:

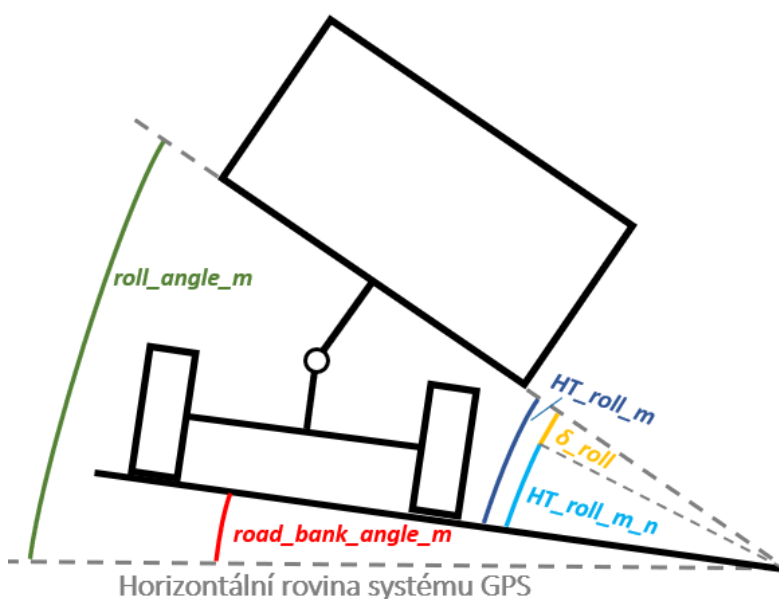
$$roll_angle_{m_v} = HT_{roll_m_{n_v}} + \delta_{roll} + road_bank_angle_m \quad (30)$$

$$roll_angle_m_z = HT_roll_m_n_z + \delta_roll - road_bank_angle_m \quad (31)$$

kde: $roll_angle_m_{v,z}$ – průměrovaný signál úhlu klopení ze systému GPS, kde v a z označuje směr průjezdu daného úseku (v – východ, z – západ)

$HT_roll_m_n_{v,z}$ – nekompensovaný průměrovaný signál úhlu klopení ze snímačů výšky HT, kde v a z označuje směr průjezdu daného úseku (v – východ, z – západ)

δ_roll – statická odchylka úhlu klopení karoserie ze snímačů výšky HT vůči úhlu klopení z GPS



Obr. 35 Schéma úhlů klopení a úhlu příčného sklonu vozovky (pohled zezadu)

Po stanovení statické odchylky úhlu klopení je možno stanovit odpovídající statickou odchylku pravého předního snímače výšky HT:

$$\delta_{HT250_FR_m} = \sin(\delta_roll) \cdot r_{HT_F_y} \quad (32)$$

$$HT250_FR_m = HT250_FR_m_n - \delta_{HT250_FR_m} \quad (33)$$

kde: $\delta_{HT250_FR_m}$ – statická odchylka pravého předního snímače výšky HT

$HT250_FR_m_n$ – nekompensovaný signál pravého předního snímače výšky karoserie od vozovky

Analogický postup jako při výpočtu statické odchylky úhlu klopení byl použit také při výpočtu statické odchylky úhlu klonění ze snímačů výšek. Výpočet je realizován s kanály $pitch_angle_m$, HT_pitch_m a $road_slope_angle_m$. Podstatným rozdílem je však úhel

stoupání vozovky, který vychází pro daný úsek 0° . Pomocí výsledné statické odchylky je kompenzován signál zadního snímače výšky $HT250R_m$.

Dalšími podstatnými kanály v pořadí, u kterých je zapotřebí dopočítat statickou odchylku, jsou snímače zdvihu tlumičů. V případě těchto snímačů bylo využito předpokladu příčné symetrie délky tlumičů v ustáleném stavu (úhel klopení 0°). Základní statická odchylka pak byla dopočtena pro pravou stranu vůči straně levé. Výsledné statické odchylky jednotlivých kanálů jsou uvedeny v tab. 8. Hodnota statické odchylky předního pravého snímače výšky $HT250FR_m$ odpovídá úhlu klopení $0,57^\circ$. Poměrně velká statická odchylka zadního snímače výšky je dána umístěním snímače při měření, který z konstrukčních důvodů musel být umístěn blíže k vozovce než snímače přední. Proto k vykompenzování výpočtu úhlu klonění, jehož vstupem je signál tohoto snímače, je výsledná statická odchylka 79 mm.

Tab. 8 Dopočtené hodnoty statických odchylek jednotlivých kanálů

Název kanálu	Výsledná statická odchylka [mm]
HT250FR_m	-6,65
HT250R_m	79
damperFR_m	-12,03
damperRR_m	-14,65

6.3 POROVNÁNÍ MĚŘENÝCH DAT S VÝSLEDKY SIMULACÍ

Po základní úpravě měřených kanálů je možné přistoupit k samotné validaci modelu vozidla. Ta je provedena jak pro prázdné, tak plně zatížené vozidlo ve třech základních fázích:

- Statická poloha
- Podélná dynamika
- Příčná dynamika

Poloha těžiště

Základní úprava pro simulaci statické polohy vozidla je příčná a podélná poloha těžiště, která se mění v závislosti na množství paliva, provozních kapalin, dle posádky a výbavy vozidla. Experimentální vozidlo bylo tedy váženo vždy před jízdou a na základě naměřených hodnot jsou dopočteny horizontální souřadnice těžiště:

$$x_{cg} = \frac{m_R \cdot x_R}{m_V} \quad (34)$$

- kde: x_{cg} – souřadnice těžiště ve směru osy x
 m_R – hmotnost připadající na zadní nápravu vozidla
 x_R – souřadnice středu zadní nápravy ve směru osy x (rozvor)
 m_V – celková hmotnost vozidla

Vzhledem k tomu, že střední rozchod kol zadní nápravy není kvůli dvojmontáži shodný s rozchodem kol nápravy přední, je souřadnice těžiště ve směru osy y stanovena pomocí hmotností připadající na jednotlivá kola a příčných souřadnic středu kol od počátku souřadného systému vozidla:

$$y_{cg} = \frac{m_{FL} \cdot y_{FL} + m_{FR} \cdot y_{FR} + m_{RL} \cdot y_{RL} + m_{RR} \cdot y_{RR}}{m_V} \quad (35)$$

kde: y_{cg} – souřadnice těžiště ve směru osy y
 m_{AS} – hmotnost připadající na jednotlivá kola
 y_{AS} – souřadnice středu jednotlivých kol ve směru osy y

Vertikální poloha těžiště podobně jako momenty setrvačnosti byly dopočteny pomocí detailního CAD modelu, zpracovaného přímo ve firmě Tatra Trucks. Toto zjednodušené stanovení bylo zvoleno z důvodu finanční a časové náročnosti experimentálního stanovení těchto parametrů, které by vyžadovalo zablokování pružin silnými vzpěrami v jízdní výšce, jeřáb nebo hydraulický zvedák s nosností alespoň 10 tun a tomu odpovídající váhy. V případě momentů setrvačnosti pak robustní měřicí plošinu, na které by se dalo toto nákladní vozidlo odkývat. Takový experiment by však přesahoval rozsah této práce.

6.3.1 STATICKÁ POLOHA

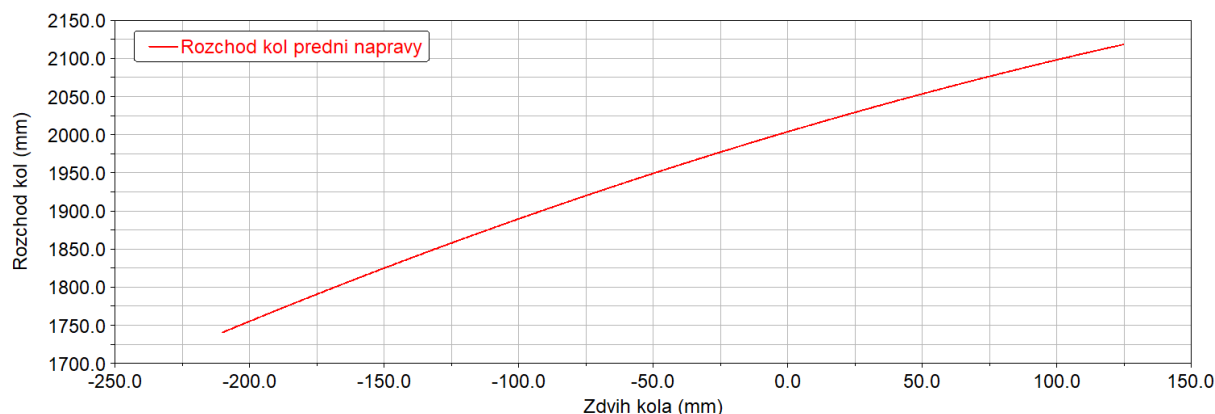
Nalezení jednoduché statické polohy (bez zatížení podélným a příčným zrychlením) je jedna ze základních úloh, kterou multibody software řeší. V případě modelu vozidla jde o nalezení polohy, v níž jsou všechny předepsané silové účinky (celková tíha vozidla s normálovými silami od pneumatik, tíha odpružených hmot a síly od pneumatických vaků s vinutými pružinami) ve statické rovnováze. Vozidlo se tedy z modelovací pozice ustálí v jízdní výšce. Model pneumatik je při této úloze nahrazen jednoduchou pružinou, jejíž volná délka a tuhost odpovídají poloměru volné pneumatiky a radiální tuhosti dané pneumatiky.

Základním vstupem modelu, na kterém je závislá statická poloha vozidla jsou předpětí pneumatických vaků neboli síla vyvozená vakem v modelovací poloze. Tato síla byla nastavena iterativně tak, aby souhlasili zdvihy jednotlivých kol vždy s vybranou statickou polohou z měření.

Při experimentu nebylo jednoduše možné vyřadit z provozu systém automatické regulace pneumatických vaků. Ačkoliv je to paradoxní, právě z tohoto důvodu není vozidlo při zastavení vždy ve stejné poloze. Ta se mění v závislosti na sklonu vozovky či na předchozím provedeném jízdním manévru.

U podvozku Tatra je tedy důležité, aby bylo zastavení vozu před měřením statické polohy provedeno správným způsobem. Pokud totiž vozidlo zastaví pomocí i mírného brzdění, které způsobí podélný transfer hmotnosti, dojde ke snížení přední části vozidla a zvednutí části zadní. Vlivem toho se při úplném zastavení vytvoří boční síly na pneumatikách, které brání při daném nahuštění pneumatických vaků, prostřednictvím kinematiky náprav, zvednout nápravu přední

a snížit nápravu zadní tak, aby se vozidlo dostalo zpět do základní polohy. Tento jev je dán kinematikou kyvných polonáprav, protože ta zapříčiňuje výrazný pohyb kontaktního bodu pneumatiky vůči vozovce v příčném směru v průběhu zdvihu (obr. 36).



Obr. 36 Rozchod kol přední nápravy v závislosti na zdvihu kola získaný simulací paralelního zdvihu kol

Jak již bylo zmíněno výše, ne každé zastavení vozidla v průběhu měření je tedy vhodné pro srovnání simulované statické polohy a statické polohy dosažené při experimentu. U prázdného vozidla byly tedy vybrány tři statické polohy a ty postupně simulovány na základě zdvihů tlumičů. Vstupem simulace tedy byly velikosti zdvihu jednotlivých tlumičů a sledovanými výsledky simulace pak výsledné výšky karoserie od vozovky a úhly klopení a klonění. Sledované veličiny jsou následně porovnány s naměřenými hodnotami při experimentu. Výsledné srovnání těchto třech statických poloh je uvedeno v následující tabulce:

Tab. 9 Základní srovnání výsledků měření a simulace statické polohy prázdného vozidla

Název kanálu	Statika 1		Statika 2		Statika 3	
	Měření	Simulace	Měření	Simulace	Měření	Simulace
damperFL [mm]	506,9	506,9	499	499	503,6	503,6
damperFR [mm]	500	500	501,5	501,5	500,8	500,8
damperRL [mm]	497,4	497,4	499,7	499,7	499,3	499,3
damperRR [mm]	490,8	490,8	498,6	498,6	498,7	498,7
HT250FL [mm]	240	238,6	231,5	230,4	231,5	234,1
HT250FR [mm]	234,5	234,7	230,3	230,4	229	233,3
HT250R [mm]	283,3	281	293,4	288	289,6	288
roll_angle [°]	0,47	0,33	0,1	0	0,21	0,07
pitch_angle [°]	-0,62	-0,6	-0,87	-0,8	-0,82	-0,76

Z hodnot v tab. 9 je zřejmé, že simulovaná statická poloha se velmi blíží naměřeným hodnotám při experimentu. V případě výškových snímačů se rozdíly vzdáleností pohybují maximálně v rozmezí $\pm 4,4$ mm a v případě úhlů karoserie vůči horizontální rovině $\pm 0,14^\circ$. Tyto rozdíly

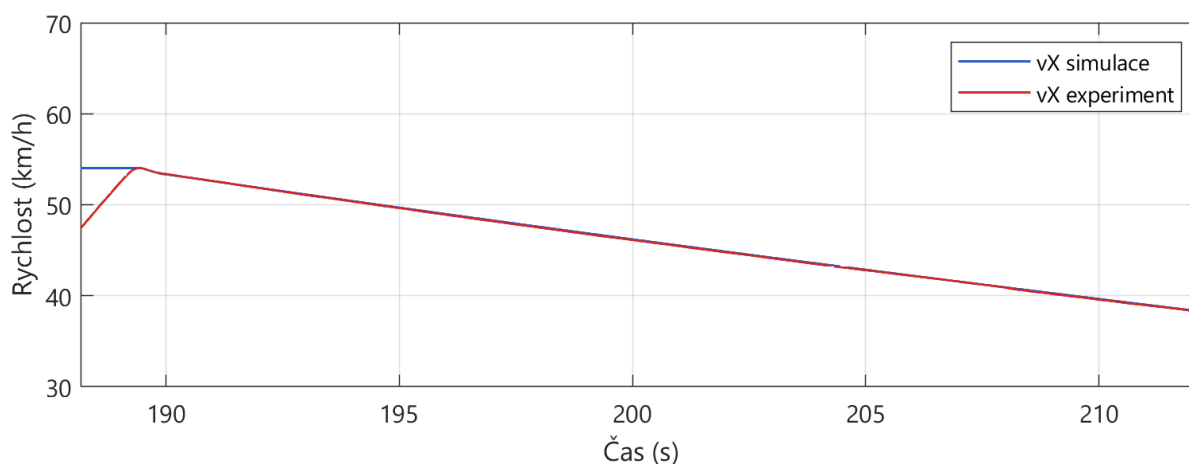
mohou být dány například rozdílnou deformací pneumatik. V každém případě jsou odchylky natolik nízké, že se simulace statické polohy dají považovat za dobré východisko pro další numerické simulace.

6.3.2 PODÉLNÁ DYNAMIKA

Vhodnou prvotní kategorií manévru pro ověření výsledků numerického modelu je tzv. podélná dynamika, tedy manévry v přímém směru bez působení bočního zrychlení.

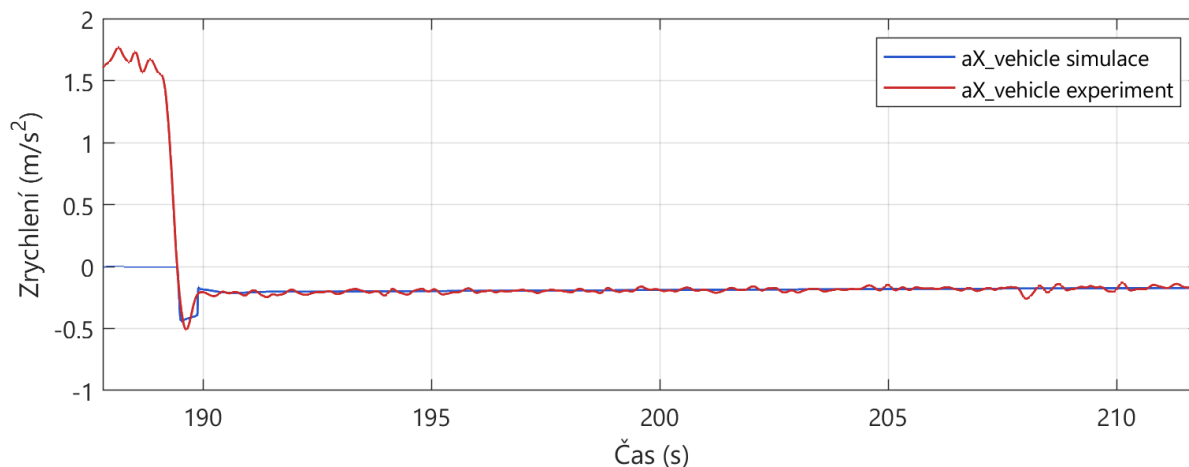
Volný dojezd

Pro ověření pasivních odporů a reakce vozidla na změnu podélného zrychlení je vhodným manévrem volný dojezd. Vozidlo by mělo po jízdě ustálenou rychlostí přejít rozpojením spojky do režimu, kdy dojíždí vlastní setrvačnou silou a působí na něj pouze pasivní odpory, tedy aerodynamický odpor, valivé odpory kol a odpory v ložiscích rotujících součástí.



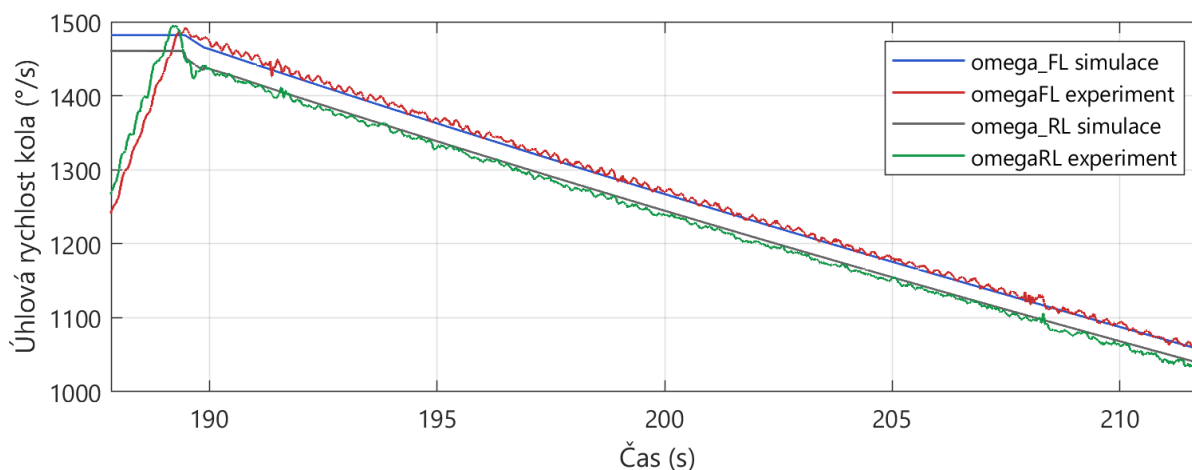
Obr. 37 Srovnání průběhů rychlosti v čase při volném dojezdu (modrá křivka – simulace, červená křivka experiment)

Na obr. 37 jsou vyneseny průběhy rychlosti vozidla v čase při volném dojezdu. Červenou křivkou jsou znázorněna naměřená data, modře je pak výsledek simulace. Na horizontální ose je vyneseno čas daného testu, který se skládal z několika manévru. Z toho důvodu není začátek manévru posunut do času 0. Počáteční rychlost manévru je 54 km/h a vozidlo zpomalilo na 38 km/h, kde musel být manévr přerušeno, kvůli délce testovací trati. Zatímco při experimentu vozidlo na počáteční rychlost zrychlovalo a ustálení není příliš výrazné, simulace probíhala z ustálené rychlosti 54 km/h po dobu 3 s. Tato skutečnost je patrná na začátku manévru před časem 190 s. Při samotném manévru, kdy dojde k vyšlápnutí spojky už je však průběh rychlosti velmi podobný.



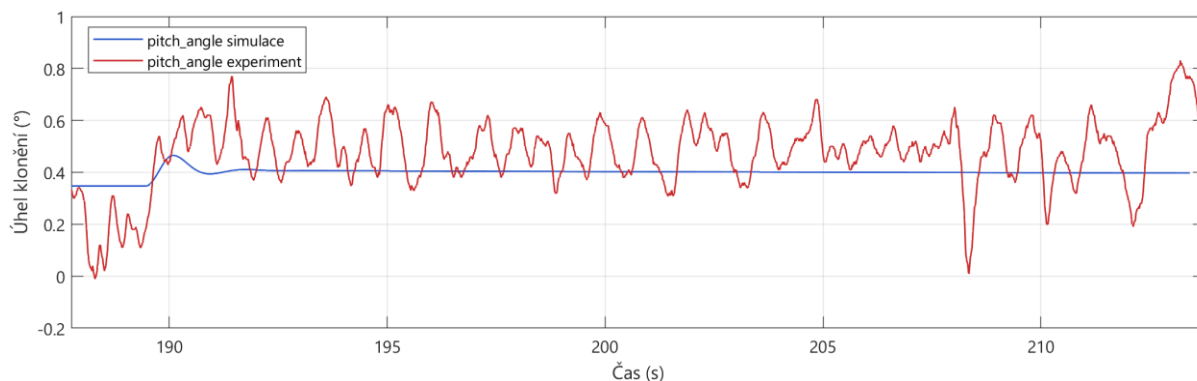
Obr. 38 Srovnání průběhů podélného zrychlení v čase při volném dojezdu (modrá křivka – simulace, červená křivka – experiment)

Na obr. 38 je vyneseno naměřené a simulované podélné zrychlení rovnoběžné s horizontální rovinou. Začátek obou manévrů se opět liší vlivem rozdílné doby ustálení na požadované počáteční rychlosti. Dále pak simulované podélné zrychlení je velmi hladké ve srovnání s naměřenými hodnotami. Tato skutečnost je daná vyloučením náhodných jevů jako jsou například drobné nerovnosti vozovky či vibrace vozidla. Podstatné však je, že simulované i naměřené zrychlení se výrazně překrývají a lze tedy usuzovat, že setrvačné hmoty a pasivní odpory jsou v modelu nastaveny uspokojivě.



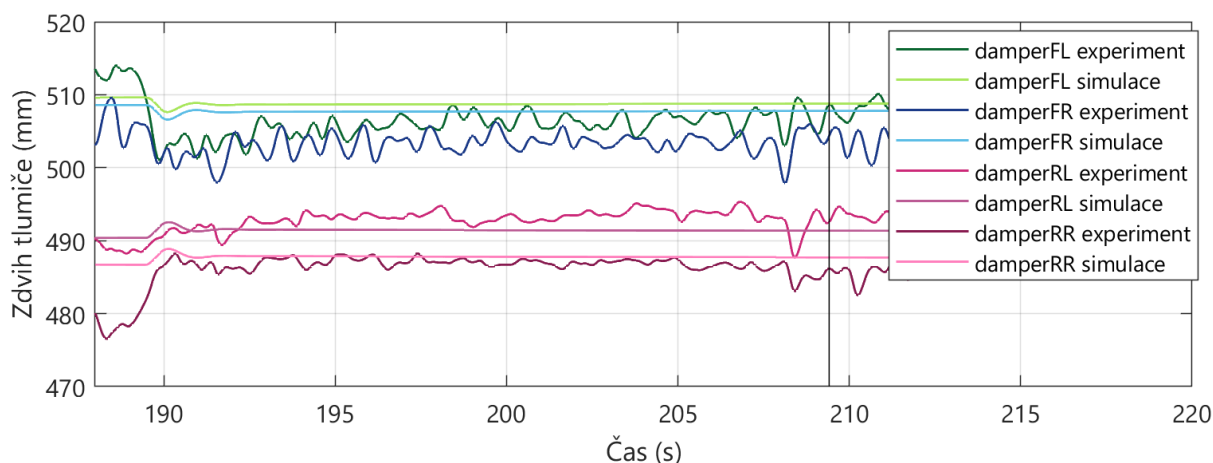
Obr. 39 Srovnání průběhů úhlových rychlostí kol v čase při volném dojezdu (modrá a šedá křivka – simulace, červená a zelená křivka – experiment)

V případě úhlových rychlostí kol (obr. 39) se mezi předními a zadními koly (pro zjednodušení vynesena pouze levá strana) projevuje rozdíl daný vlivem různého zatížení. Přední pneumatiky (více zatížené) mají menší dynamický poloměr než pneumatiky zadní, u kterých se navíc zatížení rozkládá na dvě pneumatiky na každé straně. Kromě počátku simulace pak signály úhlových rychlostí vykazují velmi dobrou shodu měřených dat a výsledků simulace.



Obr. 40 Srovnání průběhů úhlu klonění v čase při volném dojezdu (modrá křivka – simulace, červená křivka – experiment)

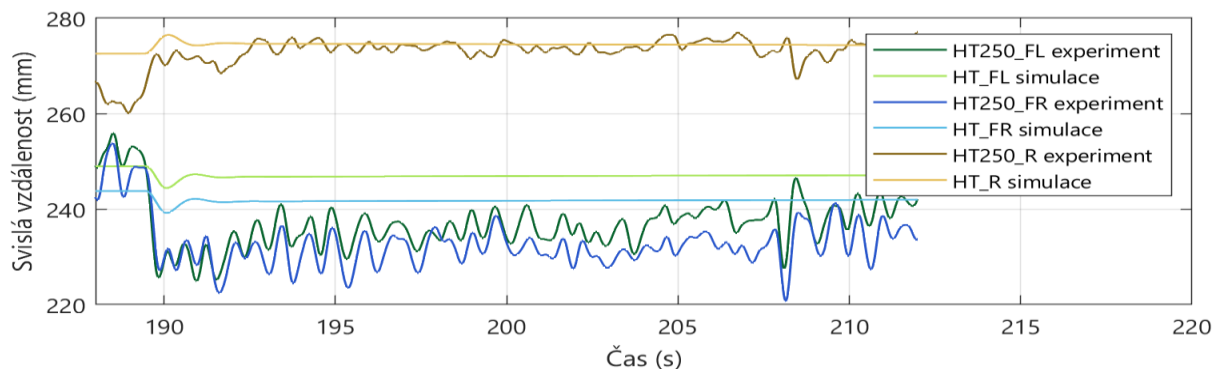
Další srovnávané kanály se týkají polohy karoserie. Prvním z nich je úhel klonění (obr. 40). Opět je nejvýraznější rozdíl v úvodu manévru, vlivem výše popsaného rozdílu v ustálení rychlosti. Zároveň je zřejmé, že při vyšlápnutí spojky (čas 190–192 s) došlo u experimentálního vozidla k většímu klonění karoserie než v simulaci. Tento jev je zapříčiněn taktéž kratším ustálením rychlosti v případě experimentu, kde vlivem většího úhlového zrychlení odpružených hmot kolem příčné osy dosáhla karoserie vyšší amplitudy úhlu klonění.



Obr. 41 Srovnání průběhů zdvihů tlumičů v čase při volném dojezdu

Na obr. 41 jsou vyneseny průběhy zdvihů tlumičů v čase. Tmavé křivky jsou měřené kanály a křivky světlé výsledky simulace. Opět je patrná menší shoda simulace s experimentem při přechodu z ustálené rychlosti (ze zrychlování) do volného dojezdu na začátku manévru. Zároveň zde i v ustáleném stavu vykazuje simulovaný zdvih tlumičů přední nápravy vyšší hodnoty, než vyšlo při měření. Tato skutečnost je dána vyšším předpětím pneumatických vaků v případě simulace než při experimentu. Vzhledem ke krátké fázi ustálené rychlosti na začátku manévru a zásahům aktivní regulace tlaku v pneumatických vacích je předpětí pneumatických vaků vstupující do simulace pouze odhad.

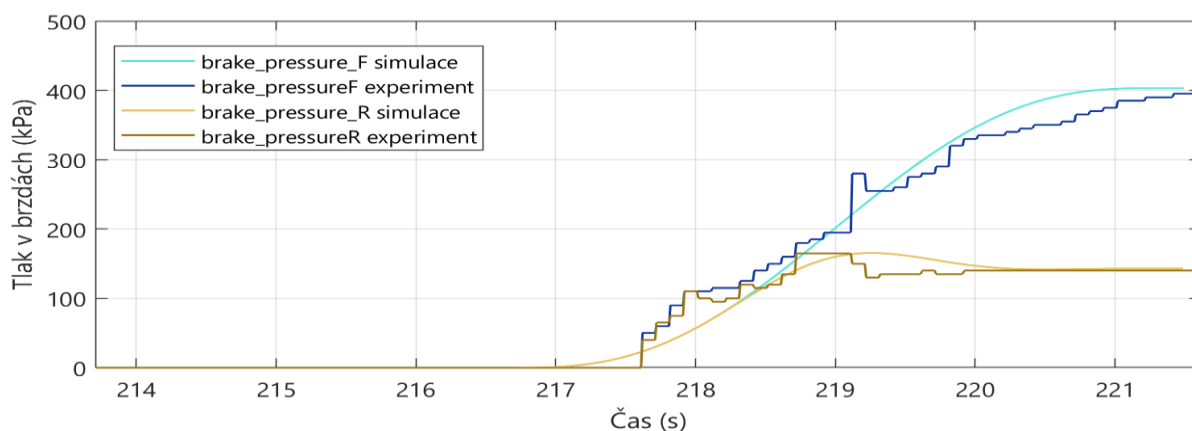
Dalšími validačními kanály jsou změřené výšky karoserie od vozovky (obr. 42). Ty pak korespondují s celkovým trendem manévru, tedy že v prvních třech sekundách simulace je vozidlo vlivem odlišného podélného zrychlení v jiném jízdním stavu než při experimentu. Poté hodnoty zadního výškového senzoru trendově i velikostně odpovídají výsledkům simulace. U hodnot z předních výškových senzorů se projevuje vyšší hodnota předpětí pneumatických vaků jako vstup do simulace, než jaká byla ve skutečnosti při experimentu.



Obr. 42 Srovnání průběhů svislé vzdálenosti karoserie od vozovky v čase při volném dojezdu

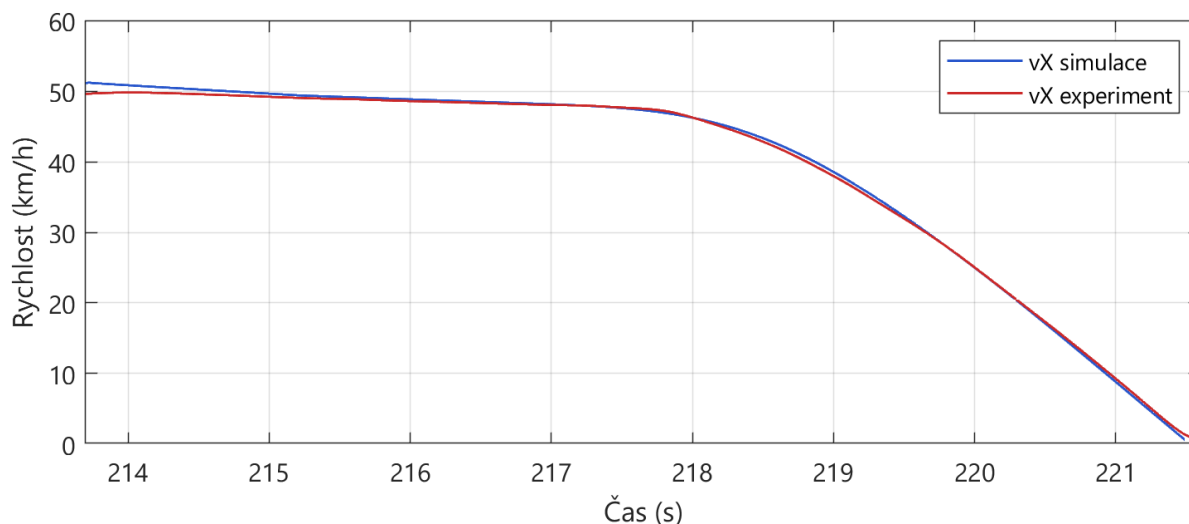
Mírné brzdění

Dalším vhodným manévrem pro validaci podélné dynamiky je přímočaré brzdění. Tento manévr by měl být proveden tak, že vozidlo dosáhne dané ustálené rychlosti a poté řidič sešlápne spojkový pedál a následně začne brzdit. Brzdění je tzv. mírné, při kterém je dosaženo podélného zrychlení až $4,5 \text{ m/s}^2$, což je v případě prázdného vozidla těsně před zásahem systému ABS na zadní nápravě. Simulace prudkého brzdění se zásahy protiblokovacího systému je podstatně komplikovanější, kvůli modelování a nastavení konkrétního algoritmu ABS. Na obr. 43 je vykreslen průběh tlaku v brzdových válcích při daném manévru. Vzhledem k tomu, že snímkovací frekvence tlaku brzd při experimentu je pouze 10 Hz, byl pro účely simulace tento průběh nahrazen hladkou křivkou, jak je patrné na obr. 43.



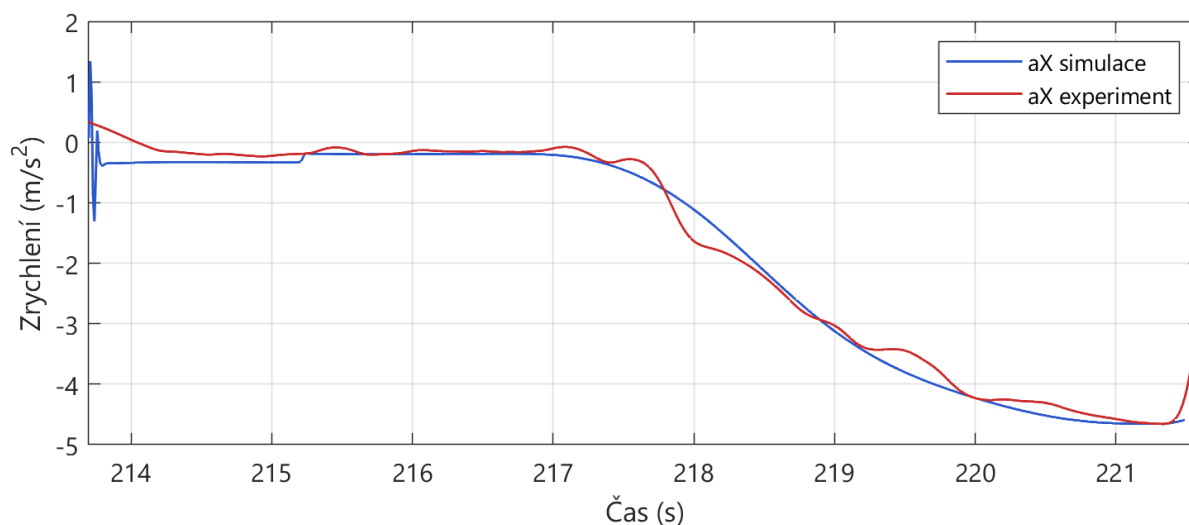
Obr. 43 Srovnání průběhů tlaků brzd přední a zadní nápravy v čase při mírném brzdění (tmavá čára experiment, světlá čára simulace)

Průběhy rychlosti a zrychlení vozidla během manévru jsou vykresleny na obr. 44 a obr. 45. Je zřejmé, že ustálení rychlosti na začátku manévru nebylo v případě experimentu provedeno dokonale a vozidlo před brzděním mírně zpomalovalo. Tato skutečnost byla zohledněna i při simulaci, kdy po úvodních dvou vteřinách byla rozepnuta spojka a vozidlo se tak před brzděním pohybovalo pouze vlastní setrvačností s mírným záporným zrychlením, čímž byla srovnána počáteční rychlost při simulaci a experimentu.



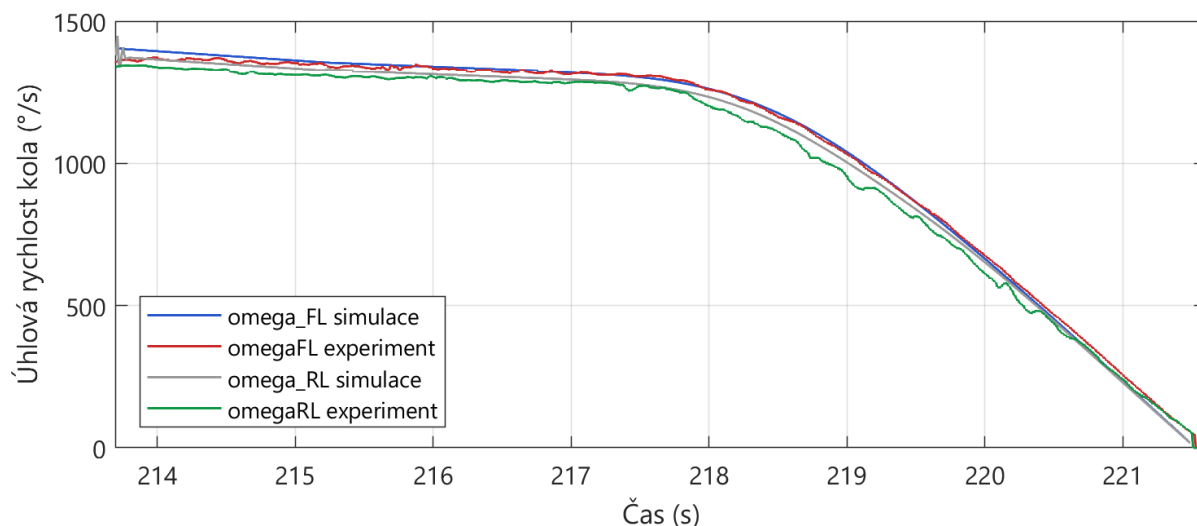
Obr. 44 Srovnání průběhů podélné rychlosti vozidla v čase při mírném brzdění

Na křivce podélného zrychlení při experimentu na obr. 45 je na rozdíl od simulace patrné kolísání v průběhu brzdění, které je dáno především rozdílným průběhem tlaku v brzdách a náhodnými jevy při experimentu, jakými jsou drobné nerovnosti vozovky a nečistoty. Drobné kolísání tlaku v brzdových válcích je dáno pravděpodobně nejenom kolísavým sešlapáváním pedálu brzdy, ale také drobnými zásahy ABS na zadní nápravě, které jsou patrné z průběhu úhlové rychlosti kol zadní nápravy.



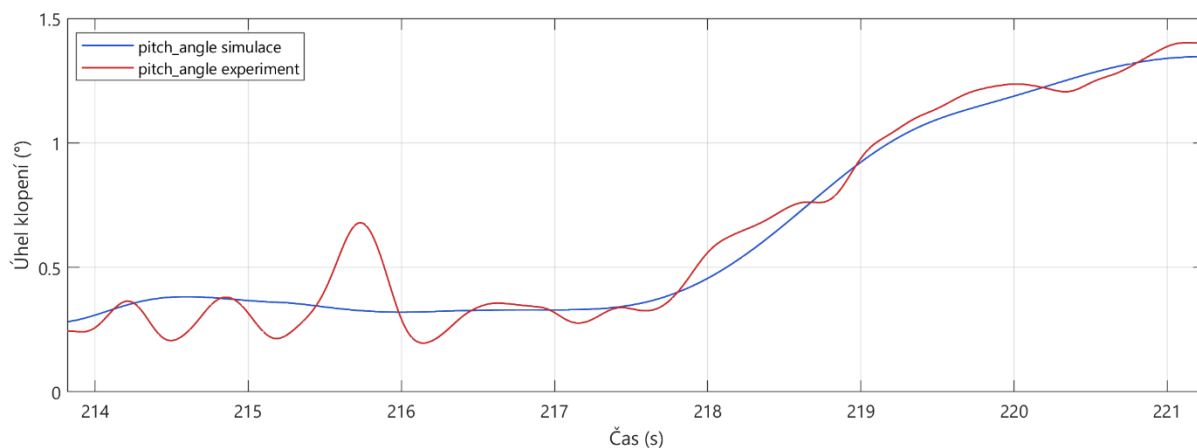
Obr. 45 Srovnání průběhů podélného zrychlení vozidla v čase při mírném brzdění

Na obr. 46 jsou patrné výkyvy úhlové rychlosti levého zadního kola (zelená křivka) při brzdění, způsobené systémem ABS. Je tedy zřejmé, že vozidlo se při tomto manévru pohybovalo na hranici skluzu zadních kol, při kterém začíná být systém ABS aktivní.



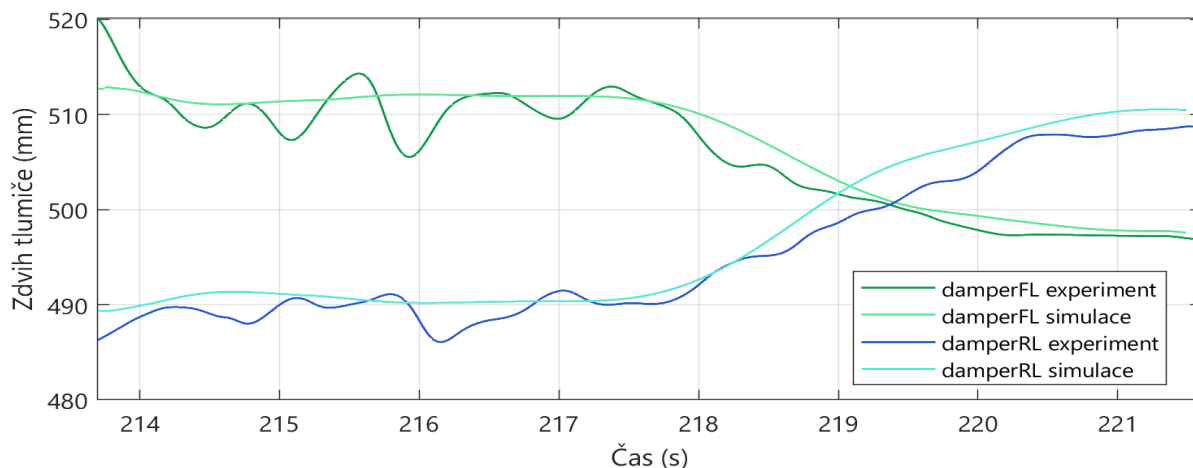
Obr. 46 Srovnání průběhů úhlových rychlostí kol v čase při mírném brzdění

Další veličiny popisující stav vozidla v průběhu manévru se týkají polohy karoserie. Na obr. 47 vyneseny úhel klonění při experimentu koresponduje s daným trendem kolísavého podélného zrychlení, jehož vlivem byla rozpohybována karoserie kolem příčné osy vozidla. I přesto však simulovaný úhel klonění na první pohled dobře opisuje naměřené hodnoty.

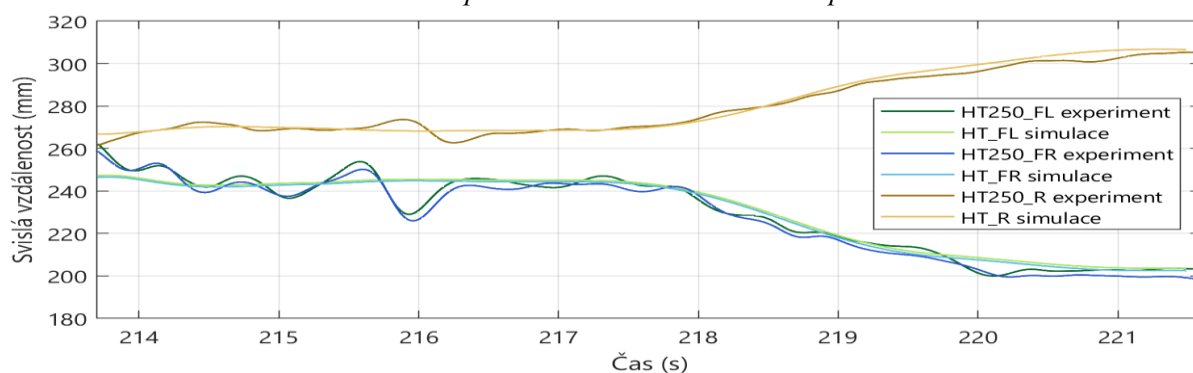


Obr. 47 Srovnání průběhů úhlu klonění v čase při mírném brzdění

S nárůstem podélného zrychlení dochází k přesunu zatížení ze zadní na přední nápravu. Přední tlumiče jsou stlačovány, zadní roztahovány, tento trend je zřejmý z obr. 48. Zde se zdvih předních tlumičů sníží až pod hodnoty, na které naroste zdvih tlumičů zadních. Tento pohyb karoserie vede samozřejmě také ke snížení vzdálenosti karoserie od vozovky v její přední části a k nárůstu této vzdálenosti v oblasti zadní nápravy (obr. 49). Opět je na průbězích zdvihů tlumičů i výšek karoserie od vozovky při experimentu patrné rozkmitání vůči simulaci.



Obr. 48 Srovnání průběhů zdvihů tlumičů v čase při brzdění



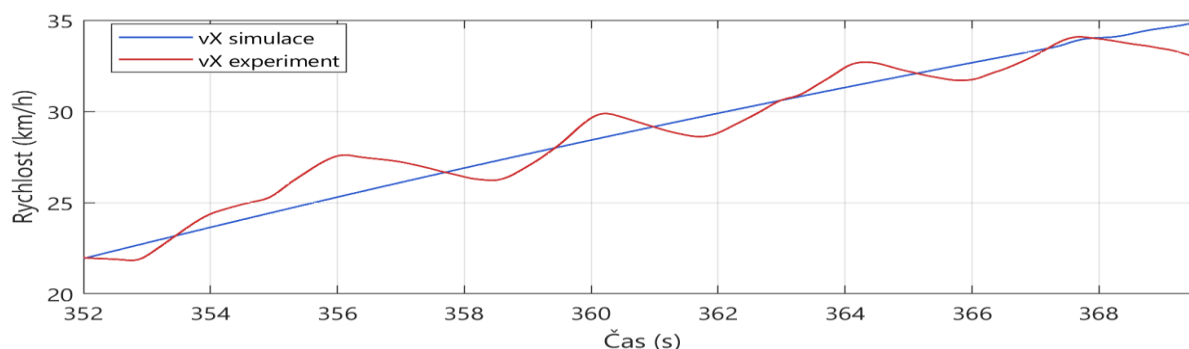
Obr. 49 Srovnání průběhů svislé vzdálenosti karoserie od vozovky v měřicích bodech v čase při mírném brzdění

6.3.3 PŘÍČNÁ DYNAMIKA

Kruhový test

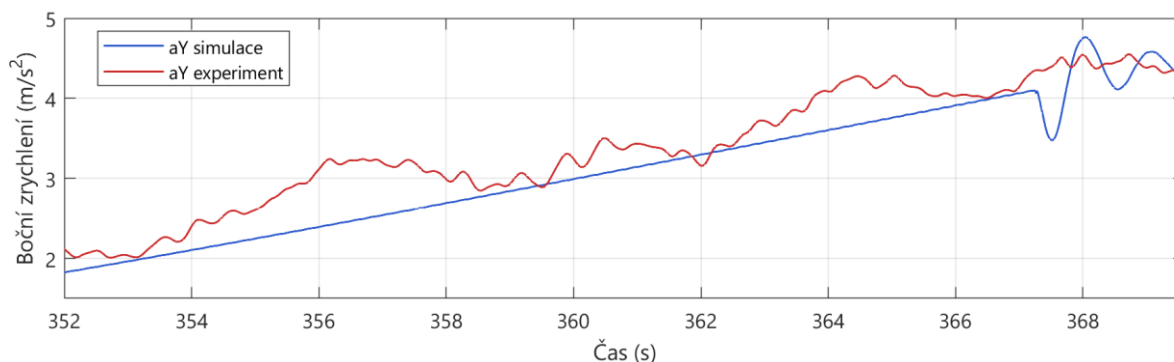
Základním testem pro ověření tzv. příčné dynamiky modelu je kruhový test s konstantním rádiusem. Při tomto testu je ověřována reakce vozidla na působení bočního zrychlení při ustáleném malém podélném zrychlení. Řidič tedy najede malou rychlostí do kruhu, postupně akceleruje a zároveň udržuje úhel natočení volantu takový, aby se vozidlo pohybovalo stále po daném kruhu o konstantním poloměru. S narůstající podélnou rychlostí vozidla se zvyšuje boční zrychlení, dochází ke klopení vozidla a nárůstu úhlu směrové úchytky jednotlivých kol. Kromě ověření základních parametrů modelu, jako je výška těžiště, klopná tuhost vozidla či směrová tuhost pneumatik, se pomocí tohoto testu ověřuje také zatáčivost vozu. Jinými slovy jeho sklon k přetáčivosti či nedotáčivosti. Praktické provedení tohoto manévru je poměrně náročné na zkušenost řidiče a celkovou citlivost hnacího ústrojí na sešlápnutí plynového pedálu. Pro plynulost manévru je také vhodné zvolit takový rychlostní stupeň, který při daném rádiu kruhu dovolí vozidlu dosáhnout hraničního zrychlení a ten nepřerazovat v průběhu celého manévru. Zatímco limitní boční zrychlení u osobních vozidel je pro kruhový test dáno dosažením přetáčivého či nedotáčivého smyku, v případě vozidla nákladního hrozí překlopení, které nebylo při provádění měření nijak zabezpečeno (nap. přidavnými koly na bocích vozila)

a bylo tedy na řidiči, do jaké rychlosti uznal manévr jako bezpečný. Z tohoto důvodu nebylo možné při experimentu zmapovat celou charakteristiku zatáčivosti, ale jen určitou její část pod limitem. Na obr. 50 je vyneseno srovnání simulované a naměřené podélné rychlosti vozidla při kruhovém testu. I u tohoto manévru je z kolísání rychlosti při experimentu patrné, že u reálného vozidla je poměrně obtížné udržet skutečně konstantní podélné zrychlení. Simulace je provedena idealizovaným způsobem s ustáleným podélným zrychlením, které je regulováno pomocí modelu řidiče.



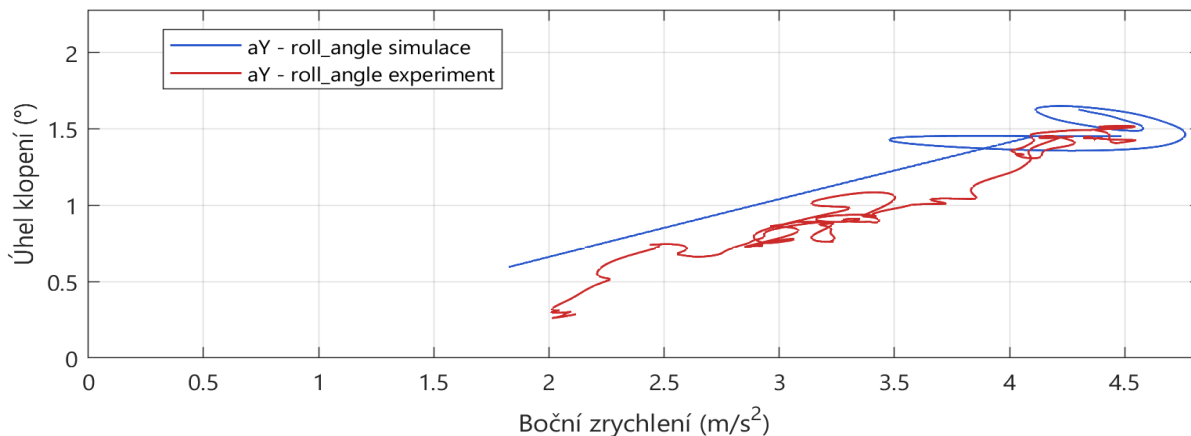
Obr. 50 Srovnání průběhů rychlosti vozidla v čase při kruhovém testu

Na obr. 51 je vyneseno simulované a naměřené boční zrychlení vozidla. Ze srovnání je opět patrné výraznější kolísání bočního zrychlení v případě experimentu. Tato skutečnost je pravděpodobně dána odchylkami od konstantního rádiusu zatáčení, který se snažil řidič udržovat dle kruhu na vozovce, narozdíl od přesné regulace rádiusu algoritmem řidiče v případě simulace.



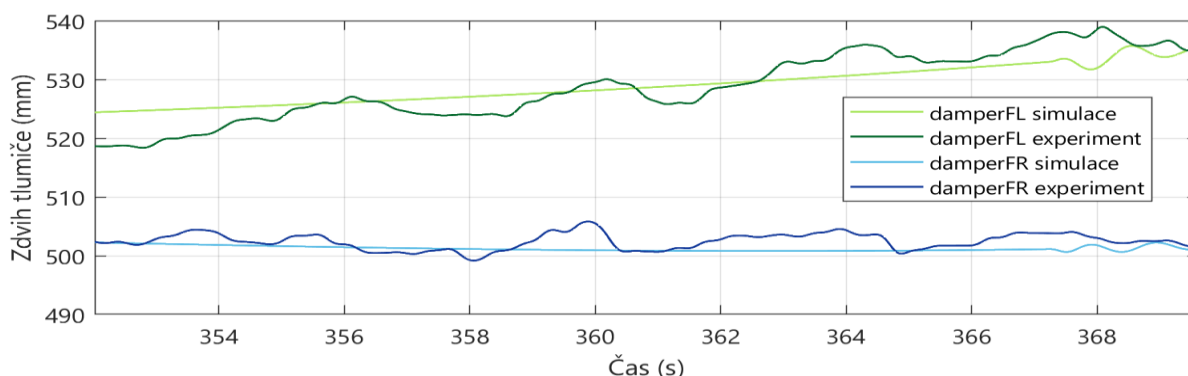
Obr. 51 Srovnání průběhů bočního zrychlení v čase při kruhovém testu

Dalším srovnávaným parametrem je úhel klopení v závislosti na bočním zrychlení (obr. 52). Sklon této přímky představuje klopnou tuhost vozidla. Pomocí lineární regrese vychází směrnice přímky v případě simulace na 0,366 a pro experiment 0,449. Z toho vyplývá, že model vozidla má mírně vyšší klopnou tuhost, která může být způsobena například vysokým předpětím pneumatikých vaků či nesymetrickým dohuštěním vaků vlivem regulace při experimentu.

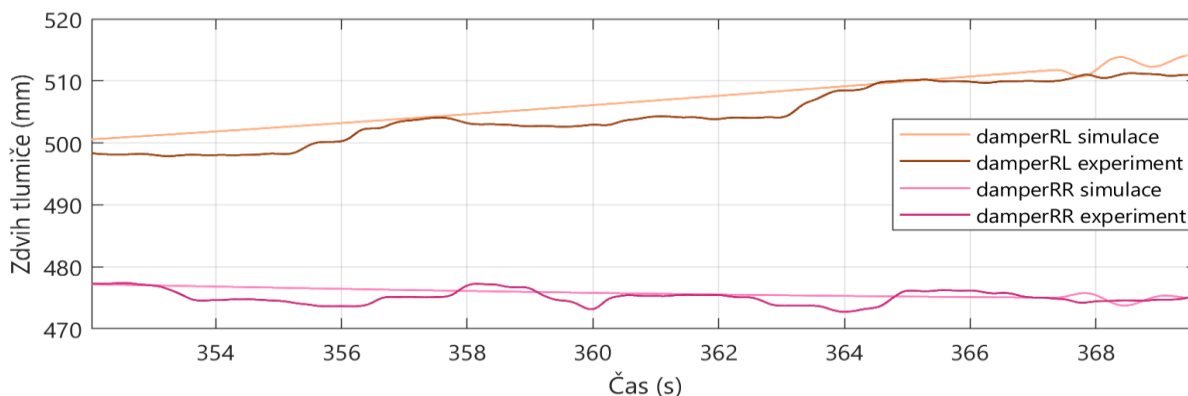


Obr. 52 Srovnání úhlů klopení v závislosti na bočním zrychlení při kruhovém testu

Na obr. 53 a obr. 54 jsou vyneseny zdvihy jednotlivých kol přední a zadní nápravy v průběhu kruhového testu. I v tomto případě simulace odpovídá naměřeným hodnotám při experimentu jak trendově, tak velikostně. Z hlediska trendu je důležité, že jak v simulaci, tak při experimentu se karoserie zvedá nahoru vůči vozovce. To je patrné ze zdvihů tlumičů přední i zadní nápravy. Zatímco se s narůstajícím bočním zrychlením vnitřní tlumič (v případě levotočivého kruhového testu *damperFL* a *damperRL*) roztahuje o více než 10 mm, tlumiče na vnější straně (*damperFR* a *damperRR*) se téměř nestlačují.

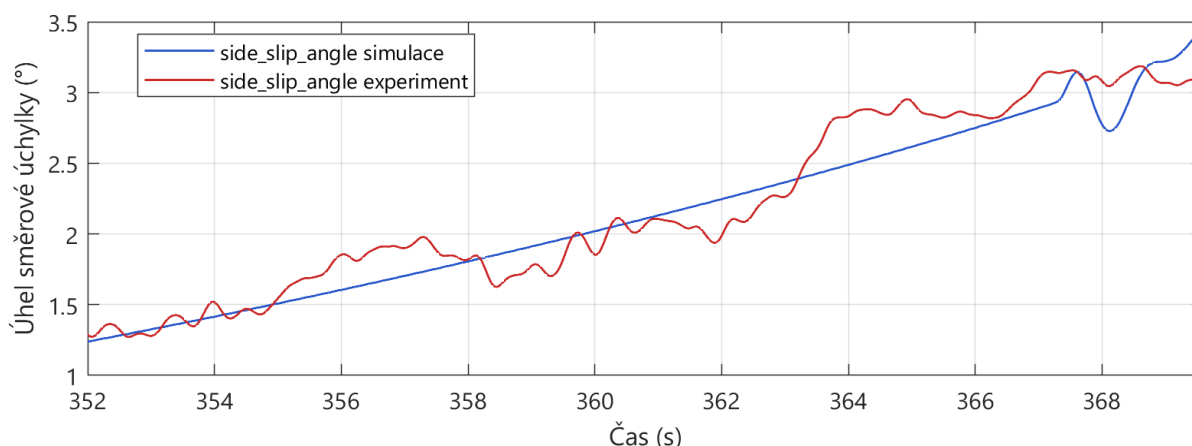


Obr. 53 Srovnání průběhů zdvihů tlumičů na přední nápravě v čase při kruhovém testu



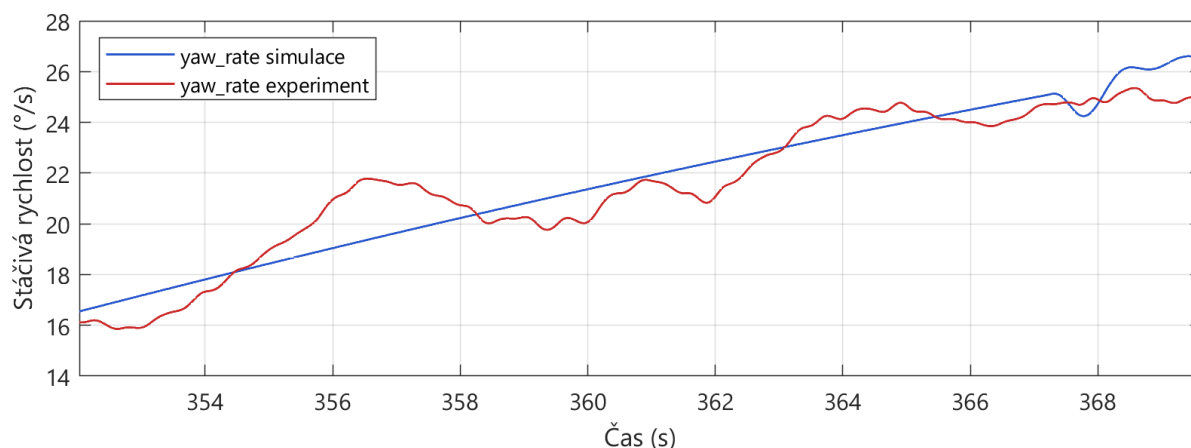
Obr. 54 Srovnání průběhů zdvihů tlumičů na zadní nápravě v čase při kruhovém testu

Vhodným parametrem pro částečnou kontrolu modelu pneumatik je úhel směrové úchytky, ten totiž vyplývá z charakteristiky boční síly pneumatiky, která je závislá právě na úhlu směrové úchytky. Zároveň je pomocí této veličiny ověřen také rozdíl normálových sil na pneumatikách, který přímo ovlivňuje úhel směrové úchytky při působení daného bočního zrychlení. Úhel směrové úchytky byl při experimentu dopočten pomocí systému GPS RT3002 vzhledem ke vztažnému bodu, ve kterém byl tento snímač na vozidle umístěn. Z obr. 55 je i u tohoto měřeného parametru patrná velmi dobrá trendová i velikostní shoda s výsledky simulace.



Obr. 55 Srovnání průběhů úhlu směrové úchytky vozidla nad zadní nápravou (ve vztažném bodě systému GPS) v čase při kruhovém testu

Další veličinou, která reprezentuje celkovou reakci vozidla na narůstající boční zrychlení v průběhu kruhového testu je stáčivá rychlost. Srovnání naměřené a simulované stáčivé rychlosti je vyneseno na obr. 56, ze kterého je patrné, že stáčivá rychlost při experimentu nenarůstá stejně hladce jako při simulaci. Tato skutečnost samozřejmě souvisí s regulací podélného zrychlení a konstantního rádiusu, která v případě provádění kruhového testu s reálným nákladním vozidlem i přes velkou zkušenost řidiče není zdaleka tak precizní jako v případě simulace. Na druhou stranu je i v posledních dvou vteřinách simulace patrné kolísání nejenom stáčivé rychlosti, ale i dalších popisovaných veličin, které je způsobeno regulací konstantního rádiusu a rychlosti vozidla modelem řidiče.



Obr. 56 Srovnání průběhů stáčivé rychlosti vozidla v čase při kruhovém testu

6.4 SHRNUÍ

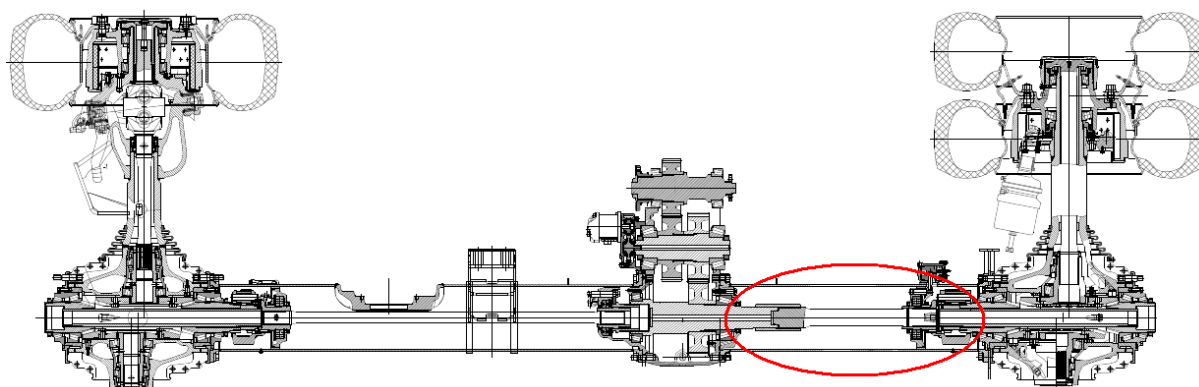
Výše popsané manévry s prázdným vozidlem byly simulovány a naměřeny také s nákladem. Výsledky validace naloženého vozidla jsou uvedeny v příloze A této práce. Provedená validace modelu je zaměřena na oblast, která je podstatná z hlediska manévrování vozidla na suché vozovce bez nerovností, což je hlavní oblast využití modelu pro další analýzy týkající se vlivu aktivního diferenciálu na jízdní vlastnosti vozidla. Vzhledem k tomu, že práce není zaměřena pouze na tvorbu a validaci modelu, byl validační proces zjednodušen na validaci měřením dynamiky jízdy, kterou umožňovaly časové a finanční možnosti. Pro skutečně podrobnou validaci a zpřesnění multibody modelu, by bylo dále vhodné provést testování vozidla na čtyřválcovém zkušebním stavu s uchycením přímo za náboje kol. Tímto postupem je možné odladit model zavěšení včetně tlumičů jak v časové, tak ve frekvenční oblasti bez vlivu modelu pneumatik. Na takto odladěném modelu vozidla, by bylo pak možné dále odladit také charakteristiky pneumatiky přímo pro daný povrch a konkrétní typ pneumatiky.

7 KONCEPČNÍ NÁVRH AKTIVNÍHO DIFERENCIÁLU

Pro rozšíření modelu vozu o aktivní diferenciál, je v dalším kroku nutné stanovit konstrukční uspořádání mechanismu a jeho základní parametry. Jelikož se tento mechanismus skládá z převodů a spojek, jsou základními parametry, které je nutné určit především převodové poměry daného ústrojí a odhad celkových rozměrů ozubených soukolí a spojek. S tím souvisí také dílčí cíle této práce, kterými je zhodnocení zástavbových možností mechanismu do podvozku experimentálního nákladního vozidla. Vzhledem k tomu, že samotná představa kinematiky tohoto mechanismu není zcela intuitivní, je vhodné také uvést názorný kinematický popis pomocí rychlostního diagramu, ze kterého jsou patrné relativní otáčky jednotlivých součástí. Uvedený návrh aktivního diferenciálu navazuje na diplomovou práci autora [26].

7.1 ZÁSTAVBA

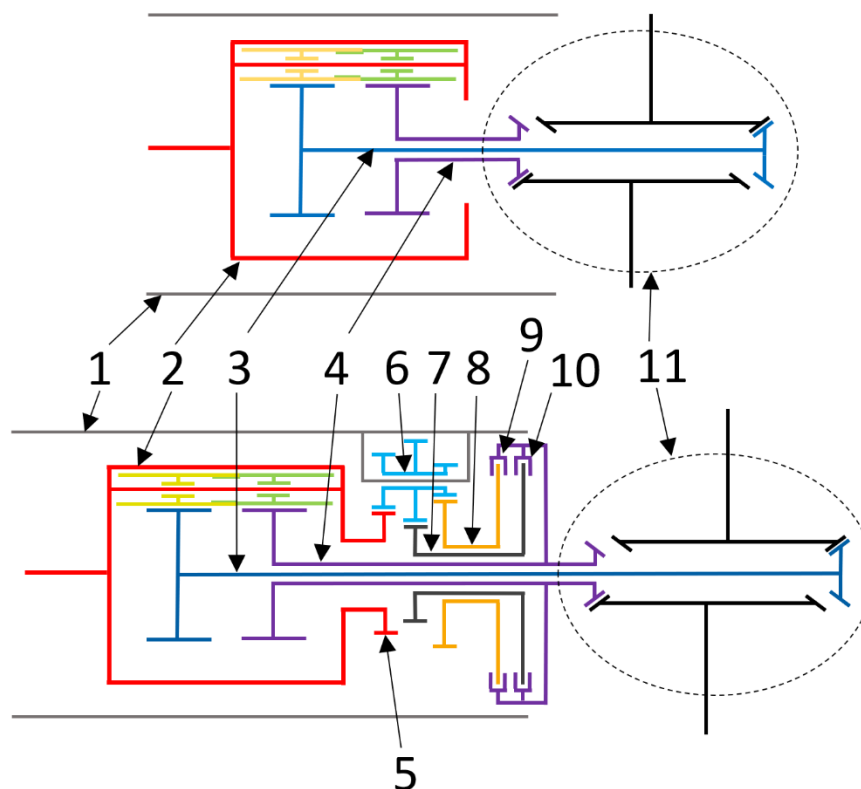
Stávající koncepce hnacího traktu (obr. 57) nabízí v zadní části centrální nosné roury (červeně vyznačená oblast) dostatek prostoru pro umístění mechanismu aktivního diferenciálu. V případě, že by navržené ústrojí přídatných převodů a spojek nepřesahovalo rozměry centrální nosné roury, nebyla by nijak narušena kompaktnost hnacího traktu včetně nosné části. Hlavní úpravou by bylo posunutí zadního osového diferenciálu v rámci nosné roury směrem dopředu ve směru jízdy a s tím související úprava délek hřídelí. Díky tomu by nebylo nijak zasahováno do nápravy vozidla samotné, která je tvořena rozvodovkou s kyvnými poloosami a hnacími hřídelemi k jednotlivým kolům. Ve skříni rozvodovky nápravy, která zajišťuje stálý převod mezi spojovacími hřídelemi z diferenciálu a hnacími poloosami v celém rozsahu odklonu kyvné poloosy, je využit veškerý prostor pro uložení jednotlivých hřídelí i celé poloosy, jak je patrné z obr. 57. Z tohoto důvodu by jakékoli konstrukční změny vedli k nutnosti komplikované modifikace celé léty prověřené a robustní konstrukce nápravy.



Obr. 57 Výkres hnacího ústrojí experimentálního vozidla s vyznačeným prostorem vhodným pro zástavbu aktivního diferenciálu

Z celé řady možných konstrukčních provedení aktivních diferenciálů (kap. 3.4) bylo vzhledem ke stávající koncepci hnacího ústrojí vybráno a uzpůsobeno provedení dle Mitsubishi AYC. Toto uspořádání sice spadá do kategorie neposílených aktivních diferenciálů, což oproti posíleným předpokládá vyšší nároky na maximální momenty přenášené spojkami, umožňuje

však využití co nejvíce stávajících komponent, včetně čelního diferenciálu. Zároveň je na rozdíl od symetrických mechanismů tato koncepce vhodná pro umístění za čelní diferenciál. Schémata původního uspořádání zadního diferenciálu s rozvodovkou a upravené koncepce dle mechanismu Mitsubishi AYC jsou vyobrazena na obr. 58.

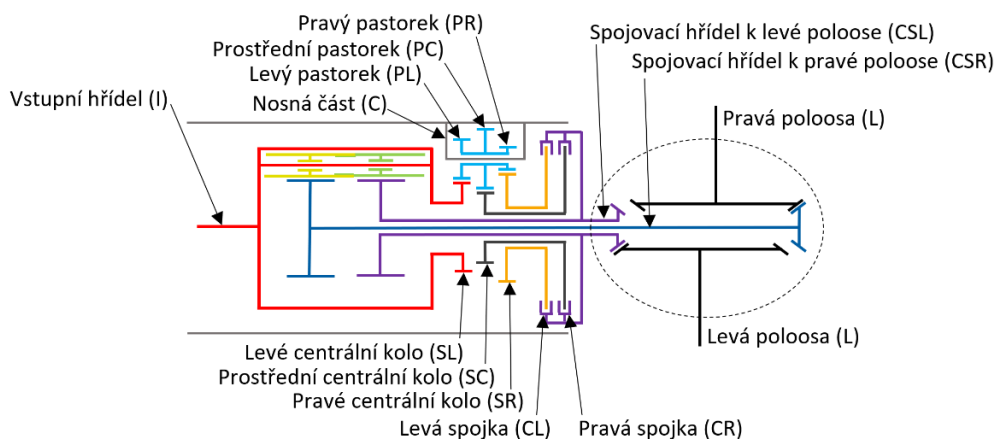


Obr. 58 Schéma původního řešení diferenciálu s rozvodovkou (nahore) a navrhovaného aktivního diferenciálu (dole)

Navrhovaný koncept umístěný v centrální nosné rouři (1) počítá s využitím stávajícího osového diferenciálu (2) a rozvodovky (11). Prodloužením spojovací hřídele od prvního planetového kola diferenciálu k pravé poloose (3) a modifikací spojovacího hřídele od druhého planetového kola diferenciálu k levé poloose (4) vznikne mezi diferenciálem a rozvodovkou prostor pro vložení přidavných ozubených soukolí se spojkami. Dané soukolí se skládá z levého centrálního kola (5) spojeného s klecí diferenciálu, od něj je poháněn třístupňový pastorek (6), který roztáčí prostřední centrální kolo (7) do rychla vůči kleci diferenciálu a pravé centrální kolo (8) do pomala vůči kleci diferenciálu. Prostřední centrální kolo (7) je spojeno dutou hřídelí s lamelami pravé spojky (10) a pravé centrální kolo je spojeno přes další dutou hřídel s levou spojkou (10). Prostřednictvím plynulého spínání a rozepínání levé spojky je pak přenášen vyšší točivý moment na spojovací hřídel k levé poloose a ta je urychlována. Tím dochází k plynulému rozdělení točivého momentu mezi pravou a levou poloosou a řízení rozdílu otáček obou poloos, jelikož stále platí základní kinematická podmínka diferenciálu, že aritmetický průměr otáček výstupních hřídelů se rovná otáčkám hřídele vstupní. V případě sepnutí pravé spojky je pak moment ze spojovací hřídele k levé poloose odebírán, tím je brzděna a urychlováno je tím pádem pravé kolo.

7.2 KINEMATICKÉ PARAMETRY

Pro přehlednost kinematického popisu je na obr. 59 uvedeno schéma navrhovaného mechanismu s popisem jednotlivých součástí včetně zkratk. Tyto zkratky vychází z anglického popisu komponent a jejich přehled je uveden v tab. 10.



Obr. 59 Schéma a popis jednotlivých komponent mechanismu

Tab. 10 Přehled názvosloví a zkratk jednotlivých komponent navrhovaného mechanismu

Zkratka	Název anglicky	Název česky
I	Input shaft	Vstupní hřídel
C	Carrier	Nosná část
PL	Pinion left	Levý pastorek
PC	Pinion central	Prostřední pastorek
PR	Pinion right	Pravý pastorek
SL	Sun gear left	Levé centrální kolo
SC	Sun gear center	Prostřední centrální kolo
SR	Sun gear right	Pravé centrální kolo
CL	Clutch left	Levá spojka
CR	Clutch right	Pravá spojka
CSL	Connection shaft to left driveshaft	Spojovací hřídel k levé poloose
CSR	Connection shaft to right driveshaft	Spojovací hřídel k pravé poloose
L	Left driveshaft	Levá poloosa
R	Right driveshaft	Pravá poloosa

Jako obecná základní kinematická podmínka platná pro maximální převodový poměr aktivních diferenciálů je zaveden rozdíl otáček levého a pravého kola při maximálním rejdu, který by měl dosahovat jedné pětiny aritmetického průměru otáček levého a pravého kola [19]. Tato podmínka platí pro levotočivou i pravotočivou zatačku, proto může být rozdíl otáček kladný i záporný:

$$n_p = \frac{n_r + n_l}{2} \quad (36)$$

$$\pm 0,2 \cdot n_p = n_r - n_l \quad (37)$$

kde: n_p – aritmetický průměr otáček levé a pravé poloosy
 n_l – otáčky levé poloosy
 n_r – otáčky pravé poloosy

Vyjádřením otáček pravé poloosy n_r z rovnice (37) a dosazením do rovnice (36) vyjde podmínka otáček levé poloosy pro pravotočivou a levotočivou zatáčku s minimálním poloměrem, při kterém může být aktivní diferenciál v činnosti:

$$n_{l(P)} = 0,9 \cdot n_p$$

$$n_{l(L)} = 1,1 \cdot n_p \quad (38)$$

kde: $n_{l(P)}$ – otáčky levé poloosy v pravotočivé zatáčce
 $n_{l(L)}$ – otáčky levé poloosy v levotočivé zatáčce

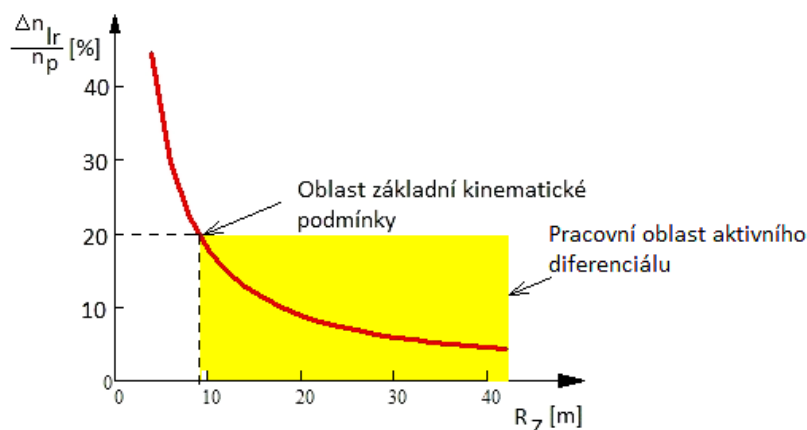
Z této podmínky pak plynou optimální převodové poměry mezi klecí diferenciálu (I) a spojovací hřídelí k levé poloose (CSL) při sepnuté levé spojce a při sepnuté pravé spojce:

$$i_{clo} = \frac{n_p}{n_{lP}} = \frac{n_p}{0,9 \cdot n_p} = 1,111 \quad (39)$$

$$i_{cro} = \frac{n_p}{n_{lL}} = \frac{n_p}{1,1 \cdot n_p} = 0,909 \quad (40)$$

kde: i_{clo} – optimální převodový poměr při sepnuté levé spojce
 i_{cro} – optimální převodový poměr při sepnuté pravé spojce

Pro názornost je na obr. 60 vynesena závislost rozdílu otáček levého a pravého kola hnací nápravy experimentálního vozidla (Δn_{lr}) vyjádřeného v procentech aritmetického průměru otáček levé a pravé poloosy, na poloměru zatáčení vozidla (R_z) za předpokladu velmi malých rychlostí (velmi malých úhlů směrové úchyly vozidla) a nulového podélného skluzu pneumatik. Z uvedené závislosti je patrná žlutě vyznačená pracovní oblast aktivního diferenciálu, která dosahuje nejnižších hodnot poloměru zatáčení kolem 9,8 m, při sepnuté levé spojce. Ta se na této hranici otáčí teoreticky bez prokluzu. Pro nižší poloměr zatáčení, než je tento, nemůže být dále vnitřní kolo zatáčejícího vozidla brzděno a vnější urychlováno pomocí aktivního diferenciálu s navrženými převodovými poměry.



Obr. 60 Závislost rozdílu otáček kol na poloměru zatáčení

Hlubší analýzou nalezení optimálních převodových poměrů se zabývá článek [6], který zohledňuje další vlivy, jako jsou rozchod kol, rozdíl dynamického rádiusu levé a pravé pneumatiky v průběhu zatáčení, rozdíl točivých momentů vyvozených aktivním diferenciálem a také skluzovou charakteristiku pneumatiky. Tento postup je však založen především na empirických vzorcích, odvozených pro lehká osobní vozidla a je vhodný pro finální optimalizaci převodů aktivního diferenciálu. Vzhledem k rozsahu a zaměření této práce, která se zabývá vlivem této technologie na nákladní vozidla, nikoliv finálním návrhem mechanismu, je tento úvodní návrh převodových poměrů zjednodušen pomocí uvedené základní kinematické podmínky.

7.2.1 TŘÍSTUPŇOVÝ PASTOREK

Pro zhodnocení zástavbových rozměrů a kompletní představu o podobě mechanismu je třeba dále navrhnout na základě stanovených optimálních převodových poměrů konkrétní počty zubů jednotlivých ozubených kol. Vzhledem k minimalizaci rozměrů, je volen co nejnižší počet zubů pro třístupňový pastorek. Nejmenším kolem celého mechanismu je pravý pastorek (PR), jehož počet zubů je zvolen $Z_{PR} = 12$. Aby byl realizovatelný převod do pomala, musí mít levý pastorek (PL) vyšší počet zubů než pravý, je tedy zvoleno $Z_{PL} = 13$ a jelikož prostřední pastorek je největším kolem třístupňového pastorku, je pro něj zvoleno $Z_{PC} = 14$.

7.2.2 CENTRÁLNÍ KOLA

Od volby počtů zubů třístupňového pastorku se dále odvíjí počty zubů jednotlivých centrálních kol. Nejnižší počet zubů má prostřední centrální kolo (SC). To je zároveň omezeno minimální velikostí vnitřního otvoru, kterým prochází spojovací hřídele. Minimální průměr patní kružnice je tedy dán následovně:

$$d_{scmin} = d_{2csl} + 2 \cdot (t_{min} + v_{min}) \quad (41)$$

$$d_{scmin} = 96 + 2 \cdot (10 + 2) = 120mm$$

kde: d_{scmin} – minimální průměr patní kružnice prostředního centrálního kola
 d_{2csl} – navržený maximální průměr spojovacího hřídele k levé poloose (CSL)
 t_{min} – minimální tloušťka stěny spojovacího hřídele spojeného s prostředním centrálním kolem (SC)
 v_{min} – minimální uvažovaná vůle mezi dutými hřídelemi

Dále je možno stanovit počet zubů, přičemž modul zubu je navržen stejný jako je použit u planetových kol a pastorků původního diferenciálu:

$$Z_{sc} = \frac{d_{scmin} + 2 \cdot m_z}{m_z} \quad (42)$$

$$Z_{sc} = \frac{120 + 2 \cdot 4}{4} = 32$$

kde: Z_{sc} – počet zubů prostředního centrálního kola
 m_z – normální modul ozubení

Z navržených počtů zubů pak plyne převodový poměr prostředního centrálního kola (SC) a prostředního pastorku (PC).

$$i_c = \frac{Z_{sc}}{Z_{pc}} \quad (43)$$

$$i_c = \frac{32}{14} = 2,286$$

kde: i_c – skutečný převodový poměr prostředního centrálního kola a prostředního pastorku

Zbývající počty zubů levého centrálního kola (SL) a pravého centrálního kola (SR) jsou dopočteny z optimálních převodových poměrů při sepnuté levé respektive pravé spojce.

$$Z_{sl} = \frac{Z_{pl} \cdot i_c}{i_{cro}} \quad (44)$$

$$Z_{sl} = \frac{13 \cdot 2,286}{0,909} = 32,693 \doteq 33$$

kde: Z_{sl} – počet zubů levého centrálního kola

Počet zubů pravého centrálního kola (SR) je vypočten z vyjádření skutečného převodového poměru i_l (po zaokrouhlení počtu zubů na celá čísla) a optimálního převodového poměru i_{ro} :

$$i_l = \frac{Z_{pl}}{Z_{sl}} \quad (45)$$

$$i_l = \frac{13}{33} = 0,394$$

$$i_{ro} = \frac{i_{clo}}{i_l} \quad (46)$$

$$i_{ro} = \frac{1,111}{0,394} = 2,820$$

$$Z_{sr} = Z_{pr} \cdot i_{ro} \quad (47)$$

$$Z_{sr} = 12 \cdot 2,820 = 33,840 \doteq 34$$

kde: i_l – skutečný převodový poměr levého centrálního kola a levého pastorku

i_{ro} – optimální převodový poměr pravého centrálního kola a pravého pastorku

Z_{sr} – návrh počtu zubů pravého centrálního kola

7.2.3 ZÁSTAVBOVÉ ROZMĚRY

Po základním návrhu počtů zubů jednotlivých ozubených kol, je z hlediska realizace mechanismu vhodné vyhodnotit, splnění základních zástavbových rozměrů. Největší celkový rozměr spolu zabírajících kol má převod prostředního pastorku (PC) a prostředního centrálního kola (SC). Klíčovým rozměrem je součet osové vzdálenosti tohoto soukolí a poloměru hlavové kružnice prostředního pastorku. Tento rozměr nesmí přesáhnout poloměr centrální nosné roury, který činí 125 mm.

$$r_{cns} > \frac{m}{2} \cdot (Z_{sc} + Z_{pc}) + m \cdot \left(\frac{Z_{pc}}{2} + 1 \right) \quad (48)$$

$$125 \text{ mm} > \frac{4}{2} \cdot (32 + 14) + 4 \cdot \left(\frac{14}{2} + 1 \right) \text{ mm}$$

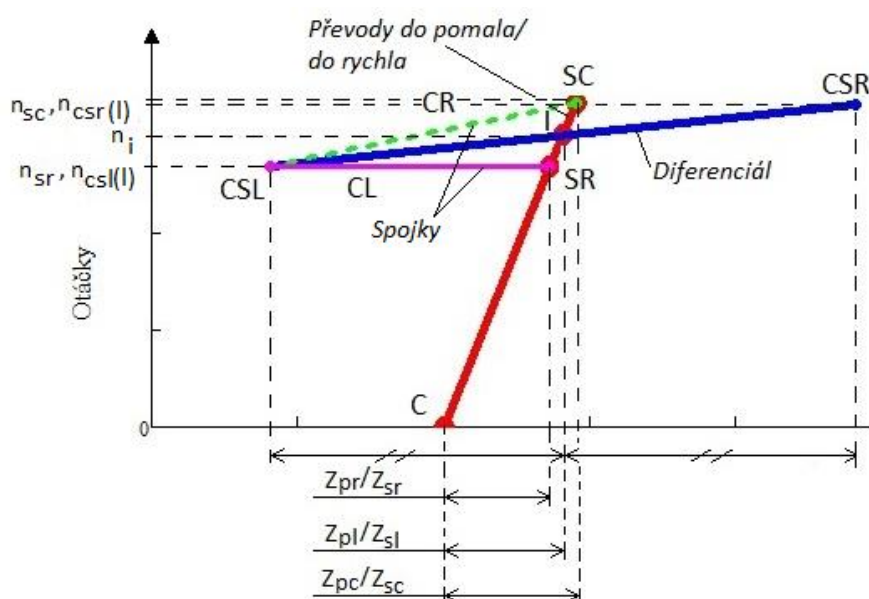
$$125 \text{ mm} > 124 \text{ mm}$$

kde: r_{cns} – vnitřní poloměr centrální nosné roury

Z uvedené nerovnosti je zřejmé, že ačkoli při takto navržených parametrech se převody do stávající centrální nosné roury vlezou, zbývající vůle je minimální. Dá se ovšem předpokládat, že při návrhu konkrétního ozubení, nebude větší problém převody do vytyčeného prostoru umístit.

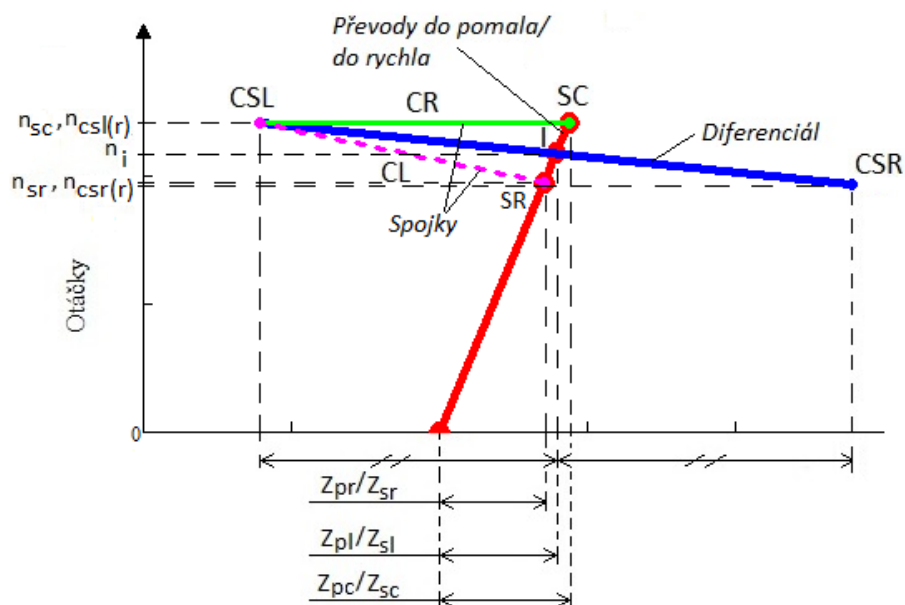
7.2.4 RYCHLOSTNÍ DIAGRAM

Vzhledem k tomu, že kinematika navrhovaného mechanismu není intuitivně lehké představitelná, je možné pro ucelenou představu použít rychlostní diagram, který znázorňuje relativní otáčky jednotlivých komponent mechanismu a popisuje tak daný ustálený stav, ve kterém se aktivní diferenciál nachází. Metoda rychlostních diagramů byla vyvinuta pro popis automatických převodovek a je velmi dobře uplatnitelná i pro aktivní diferenciály [18]. Na obr. 61 je sestaven rychlostní diagram navrhovaného aktivního diferenciálu při sepnuté levé spojce (CL). Svislá osa představuje otáčky, na horizontální ose jsou vytyčeny zvolené vzdálenosti pro vodorovné rozmístění komponent v diagramu. Jak je naznačeno, pro centrální kola je možné využít převodové poměry vůči kleci diferenciálu. Pro spojovací hřídele k levé a pravé poloose je zvolena symetrická vzdálenost od klece diferenciálu. Znázorněný kinematický stav představuje situaci, kdy se pravé centrální kolo roztáčené do pomala vůči kleci diferenciálu (SR) otáčí stejnými otáčkami jako spojovací hřídel k levé poloose (CSL). V tomto stavu se levá spojka (CL) otáčí bez skluzu a otáčky levé spojovací hřídele (CSL) respektive levé hnací poloosy jsou výrazně nižší než otáčky pravé spojovací hřídele (CSR) respektive pravé hnací poloosy. Teoreticky tento kinematický stav odpovídá minimálnímu rádiusu pravotočivé zatáčky, při kterém může být dělení hnacího momentu ještě využito pro kompenzaci nedotáčivosti. Odpovídá tedy limitu stanovenému základní kinematickou podmínkou, se kterou byl návrh mechanismu realizován. Při dosažení menšího rádiusu, kdy by spojovací hřídel k levé poloose (CSL) dosáhla nižších otáček než pravé centrální kolo (CR) by už levá spojka (CL) byla schopna přenášet pouze točivý moment, který by tuto spojovací hřídel urychloval. Tento jízdní stav by sice teoreticky mohl být využitelný pro kompenzaci přetáčivosti, prakticky by však při klasickém manévrování na zpevněné vozovce neměl nastat. Na nezpevněné vozovce či v případě sníženého koeficientu tření mezi pneumatikou a vozovkou však může dojít k prokluzu pravého kola, který by mohl být pomocí tohoto mechanismu kompenzován.



Obr. 61 Rychlostní diagram navrhovaného aktivního diferenciálu při sepnuté levé spojce (jízda levotočivou zatáčkou)

Opačná situace je naznačena pomocí rychlostního diagramu na obr. 62. Tedy situace, kdy se otáčky levé spojovací hřídele vyrovnají otáčkám prostředního centrálního kola (SC) a bez skluzu se otáčí pravá spojka (CR). Tato situace odpovídá průjezdu pravotočivou zatáčkou s minimálním rádiusem, při kterém může dělení hnacího momentu kompenzovat nedotáčivost.



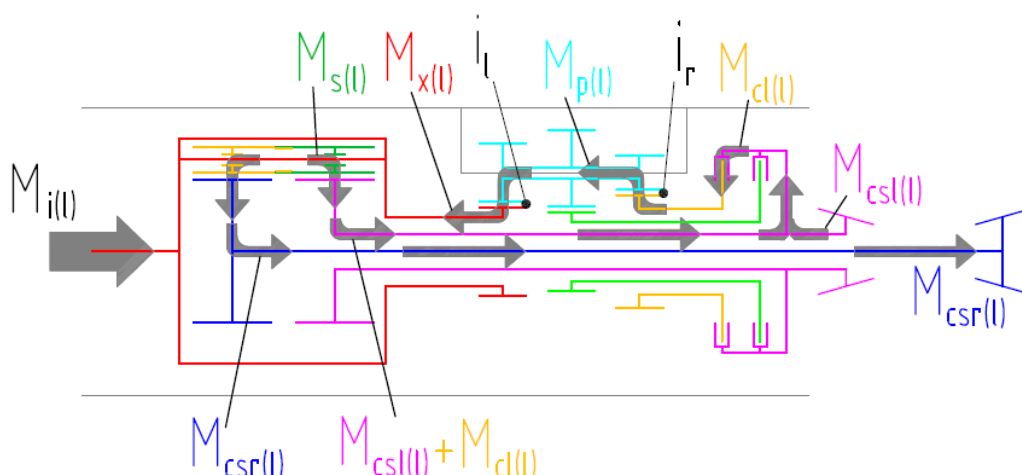
Obr. 62 Rychlostní diagram navrhovaného aktivního diferenciálu při sepnuté pravé spojce (jízda pravotočivou zatáčkou)

7.3 ZATĚŽOVACÍ MOMENTY

Navrhovaná úprava hnacího ústrojí pomocí převodů a spojek přináší také změny maximálních točivých momentů, kterými může být hnací ústrojí zatíženo. Zatímco u původního řešení byly maximální točivé momenty omezeny adhezí pneumatiky, u aktivního diferenciálu mohou vlivem rozdělení točivého momentu nastat další zatěžovací stavy, kvůli kterým může být mechanismus namáhán vyššími točivými momenty, než tomu bylo u klasické koncepce. Ačkoli při průjezdu levotočivou i pravotočivou zatáčkou může být kompenzována prostřednictvím navrhovaného mechanismu jak přetáčivost, tak nedotáčivost, je pro názornost a popis namáhání jednotlivých komponent v této práci uvažována situace, kdy je v levotočivé i pravotočivé zatáčce pomocí aktivního diferenciálu kompenzována nedotáčivost. Hnací moment je tedy rozdělován tak, že je vždy vyšší točivý moment přiveden na vnější kolo zatáčejícího vozidla. V levotočivé zatáčce je tedy vyšší točivý moment přiveden na kolo pravé a nižší na kolo levé, v pravotočivé pak obráceně.

7.3.1 LEVOTOČIVÁ ZATÁČKA

Na obr. 63 je uvedeno schéma rozdělení točivého momentu uvnitř navrhovaného mechanismu. Zatěžovací točivé momenty jsou popsány dle jednotlivých komponent s dolním indexem (l) značícím uvažovaný případ levotočivé zatáčky.



Obr. 63 Schéma rozdělení točivého momentu při kompenzaci nedotáčivosti v levotočivé zatáčce

V krajním případě může dojít k situaci, že na spojovací hřídel k levé poloose (CSL) bude přiveden maximální brzdný točivý moment omezený maximální přenositelnou podélnou silou mezi levou zadní dvojmontáží kol a vozovkou na suché vozovce s plnou zátěží vozidla. Podobně je adheze pneumatik omezen i maximální hnací točivý moment spojovací hřídele k pravé poloose (CSR). Moment přenášený levou spojkou pak musí být:

$$M_{cl(l)} = M_{csr(l)} - M_{csl(l)} \quad (49)$$

$$M_{cl(l)} = 6\,959 - (-6\,959) = 13\,918 \text{ Nm}$$

kde: $M_{cl(l)}$ – moment přenášený levou spojkou při maximálním zatížení (levotočivá zatáčka)

$M_{csr(l)}$ – moment přenášený spojovací hřídelí k pravé poloose při maximálním zatížení (levotočivá zatáčka)

$M_{csl(l)}$ – moment přenášený spojovací hřídelí k levé poloose při maximálním zatížení (levotočivá zatáčka)

Zatěžující točivé momenty třístupňového pastorku a klece diferenciálu je možné dopočíst pomocí převodových poměrů:

$$M_{p(l)} = \frac{M_{cl(l)}}{i_r} \quad (50)$$

$$M_{p(l)} = \frac{13\,918}{2,833} = 4\,913 \text{ Nm}$$

kde: $M_{p(l)}$ – moment přenášený třístupňovým pastorkem při maximálním zatížení (levotočivá zatáčka)

i_r – převodový poměr mezi pravým centrálním kolem a pravým pastorkem

$$M_{x(l)} = \frac{M_{p(l)}}{i_l} \quad (51)$$

$$M_{x(l)} = \frac{4\,913}{0,394} = 12\,470 \text{ Nm}$$

kde: $M_{x(l)}$ – moment přenášený mezi klecí diferenciálu a levým centrální kolem při maximálním zatížení

Vstupní moment přivedený od motoru na klec diferenciálu, však kvůli převodovým poměrům a odebrání jednoho stupně volnosti prostřednictvím spojky není dán pouhým součtem výstupních momentů, ale je odvozen ze základních momentových rovnic tohoto mechanismu uvedených v kap. 3.3.

$$M_{i(l)} = 2 \cdot M_{csr(l)} - \frac{M_{cl(l)}}{i_{cl}} \quad (52)$$

$$M_{i(l)} = 2 \cdot 6959 - \frac{13\,918}{2,833} = 1\,447 \text{ Nm}$$

kde: $M_{i(l)}$ – vstupní moment přivedený od motoru na klec diferenciálu při maximálním zatížení (levotočivá zatáčka)

Vzhledem k tomu, že samotný původní diferenciál stále rozděljuje hnací moment mezi planetová kola v poměru 1:1 a po obvodu klece diferenciálu jsou umístěny tři páry satelitů, je možné zatížení těchto satelitů dopočítat následovně:

$$M_{s(l)} = \frac{M_{csr(l)}}{3 \cdot i_d} \quad (53)$$

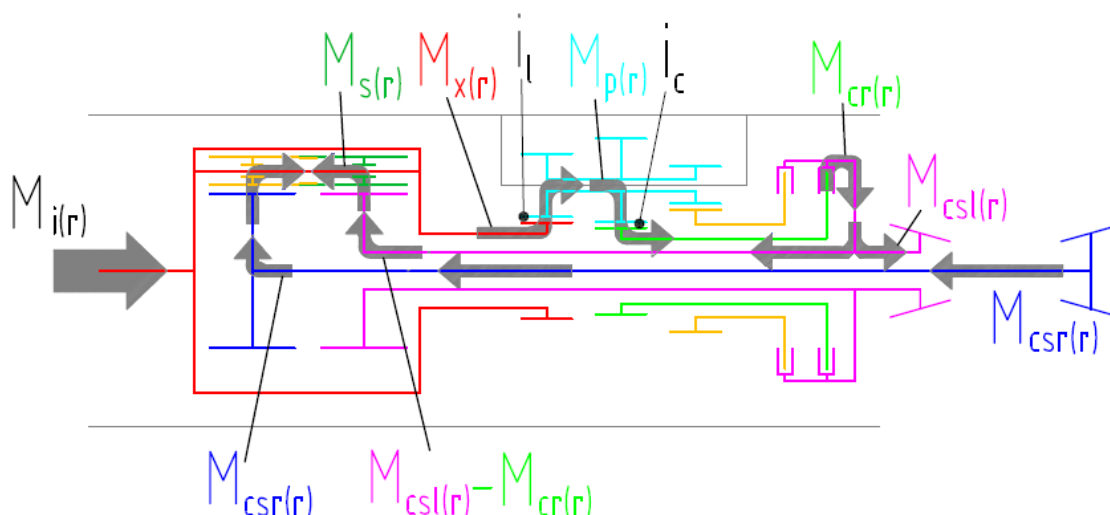
$$M_{s(l)} = \frac{6\,959}{3 \cdot 2} = 1\,160 \text{ Nm}$$

kde: $M_{s(l)}$ – moment přenášený satelity diferenciálu při maximálním zatížení (letočivá zatáčka)

i_d – převodový poměr mezi planetovými koly diferenciálu a satelity

7.3.2 PRAVOTOČIVÁ ZATÁČKA

Analogicky k levotočivé zatáčce je na obr. 64 znázorněno schéma dělení točivého momentu při kompenzaci nedotáčivosti v zatáčce pravotočivé. Zde dochází k tomu, že spojovací hřídel k pravé poloose (CSR) přenáší brzdňý točivý moment a spojovací hřídel k levé poloose (CSL) je naopak hnána točivým momentem, který přenáší pravá spojka (CR). I v této situaci rozděljuje samozřejmě samotný diferenciál hnací moment v poměru 1:1.



Obr. 64 Schéma rozdělení točivého momentu při kompenzaci nedotáčivosti v pravotočivé zatáčce

Jedná se opět o teoretický krajní případ statického maximálního namáhání mechanismu, kdy jsou točivé momenty spojovacích hřídelí omezeny adhezí kol plně naloženého vozidla na suché vozovce. Točivý moment přenášený pravou spojkou (CR) může být vyjádřen následovně:

$$M_{cr(r)} = M_{csl(r)} - M_{csr(r)} \quad (54)$$

$$M_{cr(r)} = 6\,959 - (-6\,959) = 13\,918 \text{ Nm}$$

kde: $M_{cr(r)}$ – moment přenášený pravou spojkou při maximálním zatížení (pravotočivá zatáčka)

$M_{csr(r)}$ – moment přenášený spojovací hřídelí k pravé poloose při maximálním zatížení (pravotočivá zatáčka)

$M_{csl(r)}$ – moment přenášený spojovací hřídelí k levé poloose při maximálním zatížení (pravotočivá zatáčka)

Točivé momenty přenášené třístupňovým pastorkem a levým centrálním kolem je možné vyjádřit pomocí převodových poměrů:

$$M_{p(r)} = \frac{M_{cr(r)}}{i_c} \quad (55)$$

$$M_{p(l)} = \frac{13\,918}{2,286} = 6\,088 \text{ Nm}$$

kde: $M_{p(r)}$ – moment přenášený třístupňovým pastorkem při maximálním zatížení (pravotočivá zatáčka)

$$M_{x(r)} = \frac{M_{p(r)}}{i_l} \quad (56)$$

$$M_{x(l)} = \frac{6\,088}{0,394} = 15\,452 \text{ Nm}$$

kde: $M_{x(r)}$ – moment přenášený mezi klecí diferenciálu a levým centrální kolem při maximálním zatížení (pravotočivá zatačka)

Vstupní moment přivedený od motoru na klec diferenciálu, je analogicky s levotočivou zatačkou odvozen ze základních momentových rovnic tohoto mechanismu:

$$M_{i(r)} = 2 \cdot M_{csr(r)} + \frac{M_{cr(r)}}{i_{cr}} \quad (57)$$

$$M_{i(r)} = 2 \cdot (-6\,959) + \frac{13\,918}{0,901} = 1\,529 \text{ Nm}$$

kde: $M_{i(r)}$ – vstupní moment přivedený od motoru na klec diferenciálu při maximálním zatížení mechanismu (pravotočivá zatačka)

Točivý moment přenášený satelity diferenciálu je v tomto zatěžovacím stavu stejný jako moment v případě výše popsané levotočivé zatačky, tedy 1 160 Nm. Z popsané momentové rovnováhy pro levotočivou a pravotočivou zatačku na mezi adheze vyplývá teoretické maximální zatížení jednotlivých komponent v případě, že spojky budou dimenzovány na přenos maximálního točivého momentu 13 918 Nm. Jedná se však o maximální hodnoty zatížení, přičemž namáhání celého mechanismu může být výrazně sníženo omezením maximálního točivého momentu, na který budou dimenzovány spojky.

7.3.3 ASYMETRIE DĚLENÍ TOČIVÉHO MOMENTU

Zjednodušená definice dělení točivého momentu popisuje, že hnací moment od motoru je prostřednictvím aktivního diferenciálu rozdělen mezi pravé a levé kolo tak, že část točivého momentu, která je na jedné straně (např. pravé hnací hřídeli) odebrána, je na druhé straně (levé hnací hřídeli) přidána. Vzhledem k tomu, že točivý moment přenášený spojkou odpovídá u tohoto mechanismu rozdílu točivých momentů mezi pravou a levou spojovací hřídelí (CSL a CSR), mohou být v případě sepnuté levé spojky (CL) tzv. idealizované hnací momenty na spojovacích hřídelích vyjádřeny následovně:

$$M_{cslo} = \frac{M_i - M_{cl}}{2} \quad (58)$$

$$M_{csro} = \frac{M_i + M_{cl}}{2} \quad (59)$$

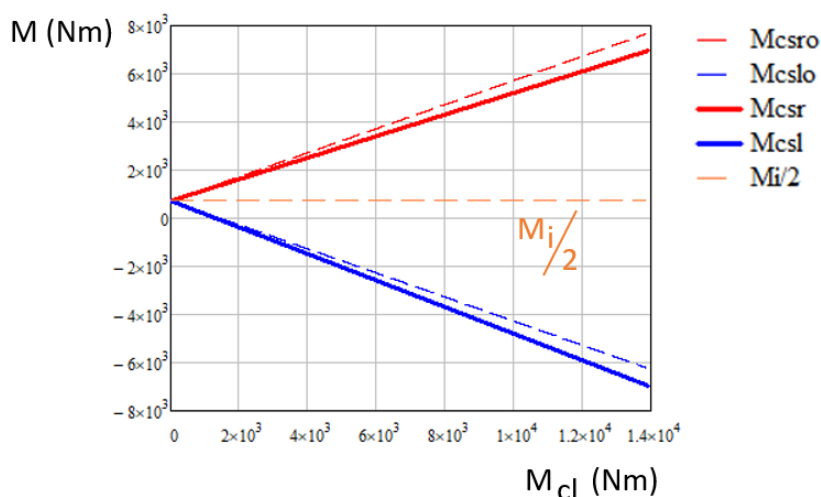
kde: M_{cslo} – idealizovaný točivý moment přenášený spojovací hřídelí k levé poloose
 M_{csro} – idealizovaný točivý moment přenášený spojovací hřídelí k pravé poloose

Popsaný idealizovaný stav tzv. symetrického rozdělení točivého momentu však neodpovídá reálnému mechanismu a skutečné točivé momenty na spojovacích hřídelích k poloosám jsou u tohoto mechanismu následující:

$$M_{csl} = \frac{1}{2} \left(M_i - \frac{M_{cl}}{i_{cl}} \right) \quad (60)$$

$$M_{csr} = \frac{1}{2} \left(M_i + \frac{M_{cl}}{i_{cl}} \right) + M_{cl} \quad (61)$$

Na obr. 65 jsou pak vyneseny idealizované a skutečné točivé momenty na spojovacích hřídelích k poloosám v závislosti na točivém momentu přenášeném spojkou při uvažovaném ustáleném vstupním momentu přivedeném na klec diferenciálu. Oranžovou čárkovanou křivkou je naznačena velikost poloviny tohoto vstupního momentu, která odpovídá točivým momentům na spojovacích hřídelích při rozdělení hnacího momentu klasickým diferenciálem v poměru 1:1 a tvoří osu symetrie idealizovaných točivých momentů. Tato vyznačená závislost odpovídá kompenzaci nedotáčivosti v levotočivé zatáčce, kdy je vyšší točivý moment přiveden na spojovací hřídel k pravé poloose (CSR) a nižší na spojovací hřídel k poloose levé (CSL). Z vynesené závislosti je tedy patrné asymetrické rozdělení točivého momentu vůči polovině vstupního momentu přivedeného od motoru na klec diferenciálu, kdy moment na pravé straně vozidla narůstá pomaleji, než idealizovaný a moment na levé straně naopak klesá rychleji než idealizovaný.



Obr. 65 Závislost hnacích točivých momentů na momentu přenášeném spojkou

7.4 ZÁKLADNÍ PARAMETRY SPOJKY

Klíčovým prvkem pro ovládání celého mechanismu jsou spojky. Vzhledem ke značnému namáhání a prostředí v jakém spojky musí spolehlivě pracovat je nejvhodnější použít třecí lamelové spojky v olejové lázni. Vnější lamely spojky jsou navrženy jako sinusové, kterými je

zajištěno rozepnutí spojky po snížení ovládacího tlaku. Vnitřní lamely mohou mít sintrované obložení ze spékaného bronzu. Tato třecí dvojice tvořená sintrovaným bronzem a ocelí v olejové lázni vykazuje ve srovnání s dalšími moderními materiály velmi dobrou tepelnou i tlakovou odolnost a stálost koeficientu tření. Zároveň tato třecí dvojice dovoluje dosáhnout vysokých hodnot skluzových rychlostí kolem 40 m/s, přičemž z kinematiky mechanismu plyne maximální skluzová rychlost navrhované spojky do 23 m/s.

7.4.1 ZÁSTAVBOVÝ PROSTOR

Samotná spojka má kvůli požadavku umístění do prostoru ohraničeném nosnou rourou, do které se musí vejít a dutými hřídelemi, které spojkou musí procházet, přesně vymezený zástavbový prostor. V úvahu tedy ze standardních lamel vychází vnější poloměr lamely 110 mm a vnitřní poloměr 70 mm. Nutný počet třecích ploch pro přenesení uvažovaného maximálního točivého momentu, na který je spojka navržena vyjádřen následovně:

$$i = \frac{M_{cmax}}{p_{max} \cdot \mu_d \cdot S_l \cdot r_s} \quad (62)$$

$$i = \frac{13\,918}{4 \cdot 0,07 \cdot 22\,619,467 \cdot 91,481 \cdot 10^{-3}} = 24,022$$

kde: i – nutný počet třecích ploch

M_{cmax} – maximální točivý moment, který je schopna spojka přenést

p_{max} – maximální tlak na obložení lamel

μ_d – dynamický koeficient tření spojkových lamel

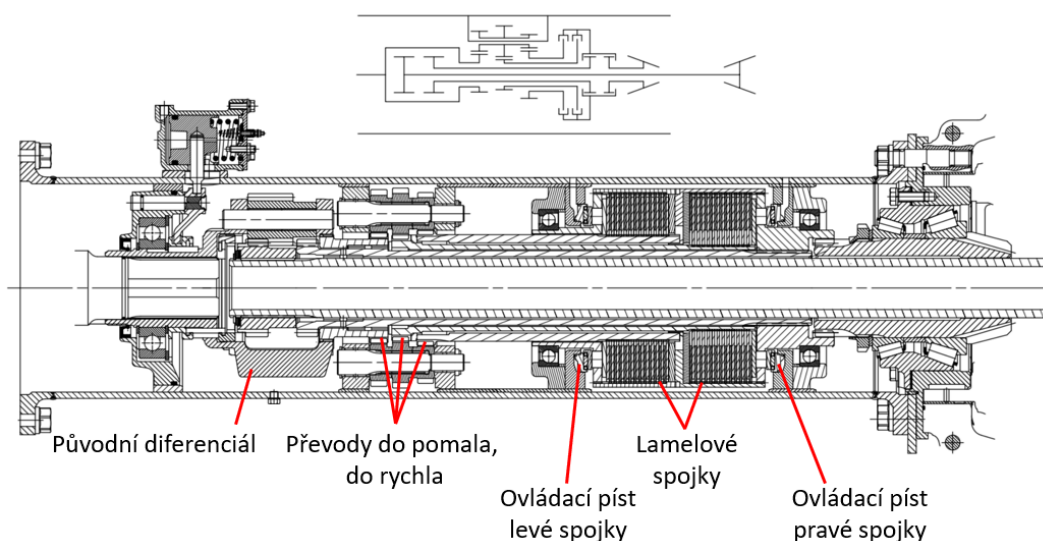
S_l – plocha jedné třecí dvojice

r_s – účinný poloměr spojky

Z uvedeného vztahu vyplývá, že aby při zvoleném typu lamel byla spojka schopna přenést uvažovaný maximální točivý moment, je celkový počet třecích dvojic 25. Tento počet lamel včetně vůlí mezi jednotlivými třecími lamelami bude mít délku 157,1 mm. Což je délka spojky, která konstrukčně nepřesahuje vymezený prostor v centrální nosné rouře. Při takto navrženém mechanismu aktivního diferenciálu činí dle sestaveného CAD modelu (obr. 67) celková přidaná hmotnost jednotlivých komponent včetně ovládacího hydraulického okruhu, olejové náplně ovšem bez přídavného chlazení přibližně 65 kg.

7.4.2 OVLÁDÁNÍ

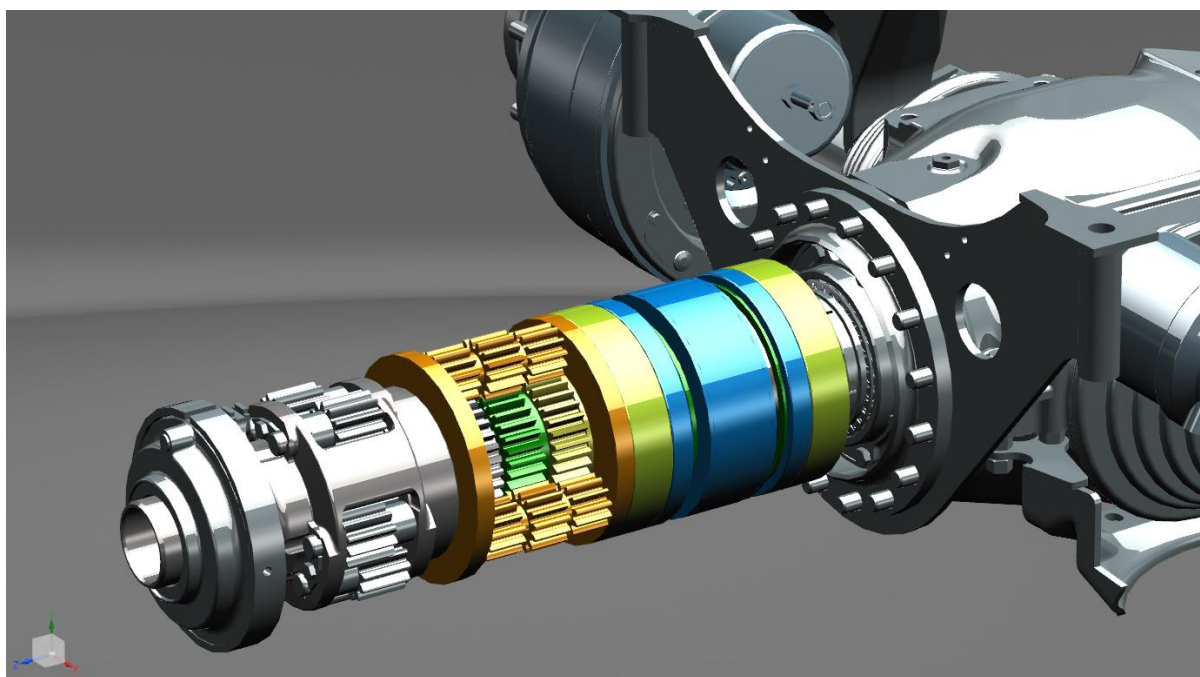
Samotné ovládání spojky je realizováno prostřednictvím hydraulického okruhu, ovládaného řídicí jednotkou dle jízdního stavu vozidla. Hlavními akčními členy jsou proporcionální tlakové ventily, prostřednictvím kterých je řízen tlak hydraulického oleje v ovládacích pístech jednotlivých spojek. Celý hydraulický okruh se tedy skládá z hydrogenerátoru poháněného elektromotorem, zásobníku oleje, dvou lineárních hydraulických pístů a dvou proporcionálních redukčních ventilů ovládajících tlak. Výkres koncepčního návrhu mechanismu aktivního diferenciálu je vyobrazen na obr. 66.



Obr. 66 Konceptní výkres navrhovaného mechanismu s popisem základních součástí

7.5 SHRUTÍ

Koncepční návrh uvažovaného aktivního diferenciálu uvedený v této kapitole slouží především pro určení základních parametrů a k definování základních principů funkce tohoto mechanismu. Uvedené parametry byly dále využity pro implementaci aktivního diferenciálu do modelu vozidla a následné analýzy. Zároveň tyto poznatky mohou sloužit jako podklady pro eventuální realizaci podobného zařízení pro nákladní či osobní vozidlo. Celkový koncepční návrh, vyobrazený v řezu je v příloze B této práce. Na obr. 67 je pak vyobrazen CAD model sestavy aktivního diferenciálu na zadní nápravě experimentálního vozidla.



Obr. 67 CAD model koncepčního návrhu aktivního diferenciálu

8 IMPLEMENTACE AKTIVNÍHO DIFERENCIÁLU DO MODELU VOZIDLA

Sestavený a validovaný multibody model vozidla popsany v předešlých kapitolách je dále rozšířen o model aktivního diferenciálu. Výhodou multibody modelu v prostředí ADAMS Car jsou možnosti propojení s řídicím algoritmem, vytvořeným v prostředí MATLAB/Simulink či MSC Easy5. Takto sestavený kompletní model představuje velmi univerzální výpočtový nástroj pro objektivní analýzu dynamiky jízdy modelovaného vozidla, zátěžných stavů navrhovaného mechanismu i ověření a ladění kontrolního algoritmu popsaného v této kapitole.

8.1 MODEL MECHANISMU AKTIVNÍHO DIFERENCIÁLU

Hnací ústrojí MBS modelu vozidla bylo rozšířeno o přídavné převody, hřídele a spojky. Samotné převody byly realizovány pomocí předpisu závislosti rotačních vazeb s využitím prvku *coupler* bez detailního modelu ozubení. Modely spojek jsou realizovány prostřednictvím prvku *point torque actuator*, reprezentujícího točivý moment mezi dvěma součástmi. Vztahy pro velikost točivých momentů jednotlivých spojek jsou definovány následovně:

$$M_{cl} = \frac{q_{target} + |q_{target}|}{2} M_{cmax} \text{step}(s_{cl}; -0,005; -1; 0; 0,005; 1) \quad (63)$$

$$M_{cr} = \frac{-q_{target} + |q_{target}|}{2} M_{cmax} \text{step}(s_{cr}; -0,005; -1; 0; 0,005; 1) \quad (64)$$

kde: M_{cl} – točivý moment přenášený levou spojkou
 M_{cr} – točivý moment přenášený pravou spojkou
 q_{target} – žádaný koeficient ovládání spojky $\langle -1; 1 \rangle$
 s_{cl} – skluz levé spojky
 s_{cr} – skluz pravé spojky

Žádaný koeficient ovládání spojky, který je výstupem z kontrolního algoritmu definuje poměr točivého momentu, který má spojka přenášet ku maximálnímu točivému momentu, který je spojka schopna přenést. Pomocí výrazu $\frac{\pm q_{target} + |q_{target}|}{2}$ je pak zajištěno sepnutí příslušné spojky, kdy v případě kladných hodnot žádaného koeficientu ovládání spojky je aktivní spojka levá, v případě záporných hodnot spojka pravá. Funkce *step()* zajišťuje směr působení momentu v případě, kdy dojde ke změně směru skluzu spojky, tedy k tomu, že se vstup spojky začne otáčet rychleji než výstup či obráceně. Změna znaménka momentu je z důvodu plynulosti (eliminace skokové změny) nastavena mezi skluzem vstupu spojky a výstupu spojky $\pm 0,5 \%$.

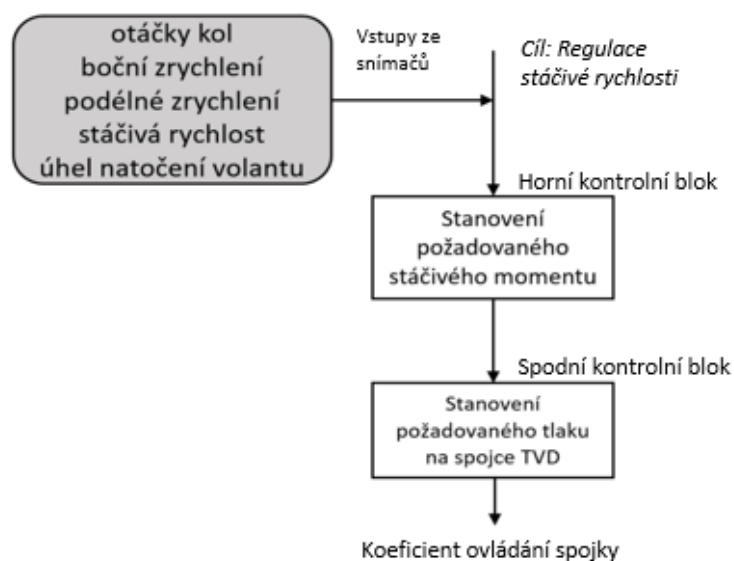
8.2 REGULAČNÍ ALGORITMUS

Pro sestavení řídicího algoritmu by zvolen software MATLAB/Simulink, který nabízí několik možností propojení řídicího algoritmu s MBS modelem vozidla. První možností je řídicí algoritmus vyexportovat jako dynamickou knihovnu (.dll) a vložit přímo do modelu vozidla.

Celá úloha je pak řešena pomocí řešiče v ADAMS Car. Druhou možností, která může být použita pro vzájemné propojení těchto dvou systémů je export dynamického modelu pomocí tzv. S-Funkce, kterou lze vložit jako blok do prostředí Simulink a řešit tak danou úlohu pomocí kombinace řešičů v těchto softwarech.

8.2.1 STRUKTURA REGULAČNÍHO ALGORITMU

Základní struktura regulačního algoritmu aktivního diferenciálu je na obr. 68. Horní kontrolní blok stanovuje požadovanou stáčivou rychlost a potřebný stáčivý moment (bez ohledu na limity aktivního diferenciálu) k jejímu dosažení. Jako vstupy využívá signály ze snímačů otáček kol, stáčivé rychlosti, bočního a podélného zrychlení, podélné rychlosti a úhlu natočení volantu. Z těchto signálů je v horním kontrolním bloku určena hodnota požadovaného stáčivého momentu, která je hlavním vstupem spodního kontrolního bloku, ve kterém je stanoven požadovaný tlak na konkrétní spojku aktivního diferenciálu. V případě sestavovaného modelu je výstupem regulačního algoritmu výše zmíněný koeficient ovládání spojky, který vyjadřuje poměr požadovaného točivého momentu na spojku ku maximálnímu točivému momentu, který je spojka schopna přenést. Základní algoritmus je zaměřen primárně na regulaci stáčivé rychlosti a úhlu směrové úchytky na základě odpovídajících hodnot vypočtených dle ustálených stavů. Hlavní struktura algoritmu je sestavena dle [7].



Obr. 68 Schéma regulačního algoritmu aktivního diferenciálu [7]

8.2.2 REFERENČNÍ STÁČIVÁ RYCHLOST

Dle vztahů (7, 8) v kapitole 2.4.2, vyjadřujících střední úhel natočení předních kol při ustálené jízdě v kruhu o rádiusu R a faktor stability platí:

$$\delta = \frac{l_f + l_r}{R} + K \cdot a_y \quad (65)$$

$$K = \frac{l_r m}{2C_{aft}(l_f + l_r)} - \frac{l_f m}{4C_{art}(l_f + l_r)} \quad (66)$$

kde: l_f – vzdálenost těžiště vozidla od přední nápravy
 l_r – vzdálenost těžiště vozidla od zadní nápravy
 C_{aft} – směrová tuhost jedné pneumatiky přední nápravy
 C_{art} – směrová tuhost jedné pneumatiky zadní nápravy

Faktor stability je vyjádřen v závislosti na směrové tuhosti jednotlivých pneumatik, tudíž pro přední nápravy jsou to dvě a pro zadní nápravu celkem čtyři pneumatiky. Z těchto rovnic může být vyjádřen vztah pro ustálený úhel natočení volantu v závislosti na rádiu trajektorie vozidla:

$$\delta = \frac{l_f + l_r}{R} + \left(\frac{2ml_r C_{art} - ml_f C_{aft}}{4C_{aft} C_{art}(l_f + l_r)} \right) \frac{v^2}{R} \quad (67)$$

kde: v – rychlost vozidla

Samotný rádius trajektorie vozidla pak může být vyjádřen:

$$\frac{1}{R} = \frac{\delta}{l_f + l_r + \frac{mv^2(2l_r C_{art} - l_f C_{aft})}{4C_{aft} C_{art} L}} \quad (68)$$

Referenční stáčívou rychlost je dále možné vypočítat jako:

$$\dot{\Psi}_{des} = \frac{\dot{x}}{R} = \frac{\dot{x}}{l_f + l_r + \frac{m\dot{x}^2(2l_r C_{art} - l_f C_{aft})}{4C_{aft} C_{art} L}} \delta \quad (69)$$

kde: $\dot{\Psi}_{des}$ – referenční stáčívá rychlost vozidla (kolem osy Z vozidla)

Vypočtená referenční stáčívá rychlost dále představuje hodnotu, kterou se regulátor prostřednictvím spojek diferenciálu snaží dosáhnout. Z hlediska parametrizace algoritmu je tedy pro kontrolu faktoru stability (K) výhodné nahradit výraz $\frac{m(2l_r C_{art} - l_f C_{aft})}{4C_{aft} C_{art} L}$ ve jmenovateli vztahu pro referenční stáčívou rychlost v rovnici (69) konstantou faktoru stability (K) a za tu pak dosazovat hodnotu faktoru stability, kterou by mělo vozidlo vybavené aktivním diferenciálem dosáhnout.

8.2.3 REFERENČNÍ ÚHEL SMĚROVÉ ÚCHYLKY

Referenční úhel směrové úchylky v ustáleném stavu je možno vyjádřit pomocí podélné rychlosti vozidla a rádiusu trajektorie jako [17][7]:

$$\beta = \frac{l_r}{R} - \alpha_r = \frac{l_r}{R} - \frac{l_f}{4C_{art}(l_f + l_r)} \frac{mv^2}{R} \quad (70)$$

Z této rovnice je tedy ustálený úhel směrové úchylky:

$$\beta = \frac{1}{R} \left(l_r - \frac{l_f}{4C_{art}(l_f + l_r)} mv^2 \right) \quad (71)$$

Dosažením R z rovnice (68) pak vznikne vztah pro vyjádření úhlu směrové úchylky na základě úhlu natočení předních kol, rychlosti vozidla a konstant:

$$\beta = \frac{\delta}{l_f + l_r + \frac{mv^2(2l_r C_{art} - l_f C_{aft})}{4C_{aft} C_{art}(l_f - l_r)}} \left(l_r - \frac{l_f}{4C_{art}(l_f + l_r)} mv^2 \right) \quad (72)$$

Další úpravou vznikne výsledný vztah pro referenční úhel směrové úchylky vozidla:

$$\beta_{des} = \frac{\left(l_r - \frac{l_f mv^2}{4C_{art}(l_f + l_r)} \right)}{l_f + l_r + \frac{mv^2(2l_r C_{art} - l_f C_{aft})}{4C_{aft} C_{art}(l_f - l_r)}} \delta \quad (73)$$

kde: β_{des} – referenční úhel směrové úchylky v těžišti vozidla

8.2.4 MEZE STÁČIVÉ RYCHLOSTI A ÚHLU SMĚROVÉ ÚCHYLKY

Vypočtené hodnoty reprezentující požadovanou rychlost stáčení a úhel směrové úchylky jsou teoretické odhady, kterých ale vozidlo nemusí být schopno za daných podmínek dosáhnout či snaha o jejich dosažení nemusí být bezpečná. Například na vozovce se sníženým koeficientem tření, kde není možné přenést síly o potřebné velikosti mezi pneumatikou a vozovkou.

Pro boční zrychlení v těžišti vozidla platí:

$$a_{y_{cg}} = \dot{x}\dot{\psi} + \ddot{y} \quad (74)$$

kde: $a_{y_{cg}}$ – boční zrychlení v těžišti vozidla

Pokud dle rovnice pro úhel směrové úchylky (6) platí:

$$\dot{y} = \dot{x} \tan(\beta) \quad (75)$$

Je možné dosazením derivace rovnice (75) do vztahu pro boční zrychlení (74) vyjádřit boční zrychlení v těžišti vozidla v závislosti na stáčivé rychlosti a úhlu směrové úchylky:

$$a_{y_cg} = \dot{x}\dot{\Psi} + \tan(\beta)\ddot{x} + \frac{\dot{x}\dot{\beta}}{\sqrt{1 + \tan^2(\beta)}} \quad (76)$$

kde: $\dot{\beta}$ – derivace úhlu směrové úchylky podle času (77)

Boční zrychlení musí být omezeno koeficientem tření mezi pneumatikou a vozovkou:

$$a_{y_cg} \leq \mu g \quad (78)$$

kde: μ – koeficient adheze mezi pneumatikou a vozovkou
 g – gravitační zrychlení

Nejvyšší část bočního zrychlení v rovnici (76) tvoří první výraz součtu. Za předpokladu malých úhlů směrové úchylky a jeho derivace, tvoří druhý a třetí sčítanec výrazu pouze velmi malou část výsledné velikosti bočního zrychlení vozidla. Proto může být použit jako horní mez stáčivé rychlosti následující vztah:

$$\dot{\Psi}_{upper_bound} \leq 0,85 \frac{\mu g}{\dot{x}} \quad (79)$$

kde: $\dot{\Psi}_{upper_bound}$ – horní mez stáčivé rychlosti

Koeficient 0,85 tak umožňuje, aby druhý a třetí sčítanec tvořili až 15 % z celkového bočního zrychlení. Žádaná hodnota stáčivé rychlosti neboli hodnota, na které má být stáčivá rychlost udržována je tedy dána rovnicí (69) pokud je její hodnota v intervalu omezeném následující funkcí:

$$\dot{\Psi}_{target} = \dot{\Psi}_{des} \text{ if } |\dot{\Psi}_{des}| \leq \dot{\Psi}_{upper_bound} \quad (80)$$

$$\dot{\Psi}_{target} = \dot{\Psi}_{upper_bound} \text{sgn}(\dot{\Psi}_{des}) \text{ if } |\dot{\Psi}_{des}| > \dot{\Psi}_{upper_bound} \quad (81)$$

kde: $\dot{\Psi}_{target}$ – žádaná stáčivá rychlost

Referenční úhel směrové úchylky je dán vztahem (73). Opět je však nutné tuto hodnotu ohraničit tak, aby nedošlo vlivem regulace k nepřiměřenému nárůstu úhlu směrové úchylky vozidla, který by měl za následek výrazné snížení přenositelné boční síly z pneumatik na vozovku, což nastává právě při vysokých úhlech směrové úchylky.

Limit úhlu směrové úchylky může být dle [7] dán empirickým vztahem:

$$\beta_{upper_bound} \leq \tan^{-1}(0,02 \mu g) \quad (82)$$

kde: β_{upper_bound} – horní mez úhlu směrové úchylky

Tento limit představuje úhel směrové úchylky 10° při koeficientu adheze 0,9 či 4° při koeficientu adheze 0,35. Tyto hodnoty velmi dobře odpovídají limitům úhlu směrové úchylky na suché pevné vozovce i na uježděné vrstvě sněhu.

Žádaný úhel směrové úchylky je pak dán následující funkcí:

$$\beta_{target} = \beta_{des} \text{ if } |\beta_{des}| \leq \beta_{upper_bound} \quad (83)$$

$$\beta_{target} = \beta_{upper_bound} \operatorname{sgn}(\beta_{des}) \text{ if } |\beta_{des}| > \beta_{upper_bound} \quad (84)$$

kde: β_{target} – žádaný úhel směrové úchylky

8.2.5 HORNÍ KONTROLNÍ BLOK

Úkolem horního kontrolního bloku je výpočet referenčního stáčivého momentu, který by měl být vytvořen aktivním diferenciálem, aby vozidlo dosáhlo žádané stáčivé rychlosti a žádaného úhlu směrové úchylky, jejichž výpočet je popsán výše.

Zvolenou kontrolní strategií je metoda řízení v klouzavém režimu [27][28]. Tento nelineární algoritmus je navržen tak, aby odezva systému vždy směřovala k jedné definované oblasti tzv. přepínací nadploše. U navrženého algoritmu je použita klouzavá plocha definovaná rovnicí:

$$s = \dot{\Psi} - \dot{\Psi}_{target} + \xi(\beta - \beta_{target}) \quad (85)$$

kde: s – klouzavá plocha

ξ – koeficient úhlu směrové úchylky

Tato plocha je tvořena váženým součtem odchylek stáčivé rychlosti a úhlu směrové úchylky. V literatuře se vyskytují také kontrolní algoritmy, využívající jinak definované klouzavé plochy [29], které ovšem nezohledňují úhel směrové úchylky či jej zohledňují jen částečně.

Dále je možno provést derivaci klouzavé plochy:

$$\dot{s} = \ddot{\Psi} - \ddot{\Psi}_{target} + \xi(\dot{\beta} - \dot{\beta}_{target}) \quad (86)$$

kde: \dot{s} – derivace klouzavé plochy podle času

$\ddot{\Psi}_{target}$ – žádané stáčivé zrychlení

$\dot{\beta}_{target}$ – žádaná derivace úhlu směrové úchylky

Rovnice pro stáčivé zrychlení může být vyjádřena z rovnice momentové rovnováhy (3) popsané u dvoustopého modelu (kap. 2.1):

$$\begin{aligned} \ddot{\Psi} = & \frac{1}{I_z} \{ l_f [F_{xFL} \sin(\delta_{FL}) + F_{xFR} \sin(\delta_{FR})] + l_f [F_{yFL} \cos(\delta_{FL}) + F_{yFR} \cos(\delta_{FR})] \\ & - l_r (F_{yRLo} + F_{yRLi} + F_{yRRo} + F_{yRRi}) + \frac{l_{wf}}{2} [F_{xFR} \cos(\delta_{FR}) - F_{xFL} \cos(\delta_{FL})] \\ & + \frac{l_{wr}}{2} [(F_{xRRo} + F_{xRRi}) - (F_{xRLo} + F_{xRLi})] + \frac{l_{wf}}{2} [F_{yFL} \sin(\delta_{FL}) - F_{yFR} \sin(\delta_{FR})] \} \end{aligned} \quad (87)$$

Vzhledem k tomu, že aktivní diferenciál je navrhován pouze pro zadní nápravu, je rozdíl podélných sil na přední nápravě minimální, proto může být člen $\frac{l_{wf}}{2} [F_{xFR} \cos(\delta_{FR}) - F_{xFL} \cos(\delta_{FL})]$ zanedbán. Dále jsou při zatáčení uvažovány pouze malé úhly natočení kol, mohou být tedy zanedbány i členy $l_f [F_{xFL} \sin(\delta_{FL}) + F_{xFR} \sin(\delta_{FR})]$ a $\frac{l_{wf}}{2} [F_{yFL} \sin(\delta_{FL}) - F_{yFR} \sin(\delta_{FR})]$. Zároveň rozdíl v natočení levého a pravého kola se dá považovat také za zanedbatelný, proto je dále použit střední úhel natočení kol δ . Přičemž sčítanec $\frac{l_{wr}}{2} [(F_{xRRo} + F_{xRRi}) - (F_{xRLo} + F_{xRLi})]$ představuje vztah pro výpočet stáčivého momentu vyvozeného aktivním diferenciálem:

$$M_{\psi d} = \frac{l_{wr}}{2} (F_{xRR} - F_{xRL}) \quad (88)$$

kde: $M_{\psi d}$ – stáčivý moment od aktivního diferenciálu

Dále může být tedy vztah pro stáčivé zrychlení psán jako:

$$\ddot{\Psi} = \frac{1}{I_z} [l_f \cos \delta (F_{yFL} + F_{yFR}) - l_r (F_{yRL} + F_{yRR}) + M_{\psi d}] \quad (89)$$

Dosazením tohoto vzorce do rovnice (86) vznikne vztah pro derivaci klouzavé plochy, který je vyjádřen v závislosti na stáčivém momentu od aktivního diferenciálu:

$$\begin{aligned} \dot{s} = & \frac{1}{I_z} [l_f \cos \delta (F_{yFL} + F_{yFR}) - l_r (F_{yRL} + F_{yRR}) + M_{\psi d}] - \ddot{\Psi}_{target} \\ & + \xi(\dot{\beta} - \dot{\beta}_{target}) \end{aligned} \quad (90)$$

Regulační vztah je dán:

$$\dot{s} = -\eta s \quad (91)$$

$$\frac{M_{\psi d}}{I_z} = -\frac{1}{I_z} [l_f(F_{yFL} + F_{yFR}) \cos \delta - l_r(F_{yRL} + F_{yRR})] - \eta s + \ddot{\Psi}_{target} - \xi(\dot{\beta} - \dot{\beta}_{target}) \quad (92)$$

kde: η – koeficient klouzavé plochy

Regulační vztah popsany rovnicí (92) vyžaduje zpětnou vazbu úhlu směrové úchyly, derivace úhlu směrové úchyly a bočních sil na předních i zadních pneumatikách. Tyto veličiny se však nedají ve skutečném vozidle jednoduše měřit a musí být tudíž odhadovány na základě měřených signálů a algoritmu modelu vozidla. V případě této práce, jsou však dané veličiny výstupem simulace jízdy sestaveného modelu vozidla. Není proto nutné sestavovat další výpočty pro odhad těchto veličin.

Člen $-\frac{1}{I_z} [l_f(F_{yFL} + F_{yFR}) \cos \delta - l_r(F_{yRL} + F_{yRR})]$ v daném regulačním vztahu představuje část stáčivého momentu vytvořenou bočními silami při zatáčení. Sestavený algoritmus tudíž tyto síly zohledňuje při výpočtu potřebného stáčivého momentu. Další členy $-\eta s$ a $-\xi(\dot{\beta} - \dot{\beta}_{target})$ jsou zpětnovazební veličiny a odhad $\ddot{\Psi}_{target}$ tvoří dopřednou vazbu regulačního algoritmu.

8.2.6 SPODNÍ KONTROLNÍ BLOK

Úkolem spodního kontrolního bloku je stanovit moment přenášený levou či pravou spojkou aktivního diferenciálu odpovídající stáčivému momentu od aktivního diferenciálu vypočtenému v horním kontrolním bloku. Dle rovnice (88) platí:

$$\Delta F_{xR} = \frac{2M_{\psi d}}{l_{wr}} \quad (93)$$

kde: ΔF_{xR} – rozdíl podélných sil na zadní hnací nápravě

Následující rovnice vyjadřují dynamickou momentovou rovnováhu na hnacích kolech (bez uvažování brzdného momentu):

$$J_{\omega R} \dot{\omega}_{RL} = M_{RL} - r_{eff} F_{xRL} \quad (94)$$

$$J_{\omega R} \dot{\omega}_{RR} = M_{RR} - r_{eff} F_{xRR} \quad (95)$$

kde: $J_{\omega R}$ – moment setrvačnosti zadní dvojmontáže s nábojem a hnací hřídelí kolem osy rotace

$\dot{\omega}_{RL}$ – úhlové zrychlení levého zadního kola

$\dot{\omega}_{RR}$ – úhlové zrychlení pravého zadního kola

M_{RL} – točivý moment přivedený na levé zadní kolo od hnacího ústrojí

M_{RR} – točivý moment přivedený na pravé zadní kolo od hnacího ústrojí

r_{eff} – efektivní poloměr kola

Odečtením rovnice (95) od (94) vznikne vztah vyjadřující rozdíl podélných sil mezi pravým a levým hnacím kolem:

$$\Delta F_{xR} = \frac{M_{RR} - M_{RL} - J_{\omega R}(\dot{\omega}_{RR} - \dot{\omega}_{RL})}{r_{eff}} \quad (96)$$

Jak již bylo uvedeno v teoretické části práce v rovnicích (16) a (19), které vyjadřují, že u navrhovaného mechanismu je rozdíl točivých momentů mezi pravým a levým kolem roven točivému momentu přenášenému pravou či levou spojkou (bez uvažování převodu rozvodovky), může být tento rozdíl vyjádřen nezávisle na vstupním točivém momentu přivedeném na klec diferenciálu (od motoru). Pro stanovení žádaného točivého momentu přenášeného spojkou musí být dále rozdíl točivých momentů mezi pravým a levým kolem vydělen převodovým poměrem rozvodovky zařazené mezi aktivní diferenciál a hnací poloosy. Pro účely ovládní je dále točivý moment přenášený spojkou vyjádřen pomocí maximálního točivého momentu, který je spojka schopna přenést a referenčního ovládacího koeficientu spojky:

$$M_c = \frac{M_{RR} - M_{RL}}{i_{roz}} = q_{des} M_{cmax} \quad (97)$$

kde: M_c – točivý moment přenášený spojkou aktivního diferenciálu (levou či pravou)

i_{roz} – převodový poměr rozvodovky

q_{des} – referenční ovládací koeficient spojky

Výsledný vztah spodního kontrolního bloku je tedy následující:

$$q_{des} = \frac{1}{M_{cmax} \dot{i}_{roz}} \left[\frac{2 r_{eff} M_{\psi d}}{l_{wr}} + J_{\omega R} (\dot{\omega}_{RR} - \dot{\omega}_{RL}) \right] \quad (98)$$

$$q_{target} = \begin{cases} 1 & \text{if } q_{des} > 1 \\ q_{des} & \text{if } q_{des} \in (-1; 1) \\ -1 & \text{if } q_{des} < -1 \end{cases} \quad (99)$$

Výstupem kontrolního algoritmu je tedy hodnota žádaného koeficientu ovládní spojky q_{target} , popsaná v úvodní části této kapitoly. Ta nabývá hodnot od -1 do 1, přičemž dle znaménka je pomocí předpisu funkce pro velikost točivého momentu přenášeného spojkou vybrána příslušná spojka. V případě multibody modelu tedy příslušný silový prvek.

8.3 SHRUTÍ

Popsaný algoritmus ovládní aktivního diferenciálu je sestaven pomocí základní nelineární kontrolní strategie založené na principu regulace v klouzavém režimu (sliding mode control). V současné době jsou vyvíjeny a publikovány pokročilé IMC (internal model control) [8] či MPC (model predictive control) [1] kontrolní strategie optimálního rozdělení hnacích sil mezi jednotlivá kola především pro elektromobily s elektromotory v kolech. Sestavený algoritmus je zaměřen na ovládní aktivního diferenciálu, bylo by jej však možné současně využít také pro stabilizaci vozidla prostřednictvím brzd. Hlavní rozdíl by byl pouze v rozšíření rovnice pro stáčivé zrychlení (89) o rozdíl podélných sil na předních kolech a v definici spodního kontrolního bloku, který by byl schopen regulovat vozidlo prostřednictvím tlaku v jednotlivých brzdách. Regulace prostřednictvím aktivního diferenciálu by tedy mohla být využita při ustálené jízdě a akceleraci, při brzdění by pak vozidlo mohlo být stabilizováno prostřednictvím brzd. Pro účely této práce, jimiž je vyhodnocení vlivu aktivního diferenciálu na dynamiku jízdy, je však sestavený algoritmus dostačující.

9 SIMULACE JÍZDNÍCH MANÉVRŮ S AKTIVNÍM DIFERENCIÁLEM

Sestavený univerzální model vozidla s řídicím algoritmem umožňuje simulovat velké množství jízdních situací, díky nimž může být realizována podrobná analýza dynamiky jízdy celého vozidla v různých provozních podmínkách. I když je vzhledem k množství požadovaných vstupních parametrů poměrně obtížné dosáhnout přesných kvantitativních výsledků, daný model může být velmi dobře využit ke sledování trendu. Díky tomu lze analyzovat a srovnávat výsledky simulací vozidla vybaveného aktivním diferenciálem s různými parametry a ovládním. V této kapitole jsou tedy postupně popsány simulace jednotlivých manévrů vozidel s klasickým i aktivním diferenciálem. U každého manévru je vždy uvedeno, jestli je vozidlo prázdné či plně zatíženo a pokud není uvedeno jinak je uvažována suchá, asfaltová vozovka (koeficient tření mezi pneumatikou a vozovkou je roven 1).

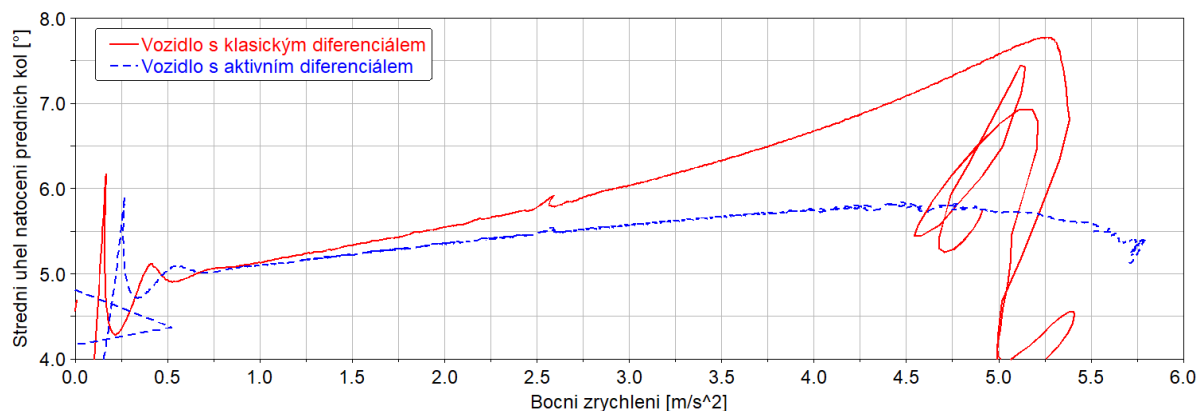
9.1 PRODLOUŽENÍ LINEÁRNÍ OBLASTI A POSUN LIMITU

Jak bylo popsáno v teoretické části práce, jedním z hlavních očekávaných vlivů aktivního diferenciálu je zlepšená ovladatelnost a stabilizace vozidla při ustálené jízdě v kruhu. Tato skutečnost přímo souvisí s nárůstem limitu přenositelné boční síly pneumatikami hnací nápravy, kdy je diferenciál schopen snížit hnací moment a tím podélnou sílu na vnitřním kole odlehčením vlivem příčného transferu hmotnosti, to je pak schopno přenést větší boční sílu, čímž je navýšen celý limit bočního zrychlení vozidla.

9.1.1 PRAZDNÉ VOZIDLO

Úvodní simulace pro ukázkou vlivu aktivního diferenciálu v ustálených stavech je provedena s modelem nezatíženého vozidla. Za tímto účelem byla jako první simulovaný manévr zvolena ustálená jízda v kruhu s konstantním poloměrem. Na počátku simulace je pomocí quasi-statického iteračního výpočtu stanoven výchozí dynamický stav vozidla včetně polohy plynového pedálu a úhlu natočení volantu pro dosažení daného poloměru zatáčení 40 m při počátečním bočním zrychlením 0,01g. V případě vozidla s aktivním diferenciálem je v regulačním algoritmu manuálně nastavena počáteční hodnota ovládní spojky, určená pomocí zkušební simulace ustálené jízdy v kruhu o stejném poloměru, s ustáleným bočním zrychlením. Po úvodní quasi-statické fázi simulace je provedena simulace dynamická, kdy je pomocí modelu řidiče (součást testrig v ADAMS Car) udržován předepsaný rádius zatáčení a konstantní malé podélné zrychlení. Tímto způsobem je model vozu přiveden až na limit bočního zrychlení neboli oblast, kde vozidlo za daných podmínek není schopno dál zvyšovat rychlost při daném poloměru zatáčení a tím dosáhnout vyššího bočního zrychlení. Jak je patrné ze závislosti úhlu natočení volantu na bočním zrychlení vynesené na obr. 69, dosáhlo vozidlo s klasickým diferenciálem (červená křivka) limitu bočního zrychlení v oblasti 5,25 m/s². Za touto hranicí boční zrychlení ještě mírně narůstá, model řidiče však není schopen regulovat úhel natočení volantu pro udržení vozidla na předepsané trajektorii a to se stává nestabilním. V případě vozidla vybaveného navrhovaným systémem aktivního diferenciálu (modrá křivka) je model vozidla schopen dosáhnout bočních zrychlení vyšších než 5,75 m/s² a i za touto hranicí

je model řidiče stále schopen udržovat předepsanou trajektorii a ačkoli dále není vozidlo schopno zrychlovat a dosahovat vyšších bočních zrychlení, není ani při dosažení svého limitu v tomto případě výrazně nestabilní.



Obr. 69 Srovnání charakteristiky zatáčivosti prázdného vozidla s klasickým diferenciálem a s aktivním diferenciálem

Dalším předpokladem, který je popsán v teoretické části práce je možnost regulace faktoru stability neboli směrnice lineární části křivky, kterou tvoří závislost znázorněná na obr. 69. V případě vozidla s aktivním diferenciálem je faktor stability úmyslně regulován na hodnotu $0,3 \text{ } ^\circ/(\text{m/s}^2)$, přičemž klasické vozidlo dosahuje faktoru stability kolem $0,4 \text{ } ^\circ/(\text{m/s}^2)$. Velmi důležitou vlastností výsledného úhlu natočení kol se zvyšujícím se bočním zrychlením v ustáleném stavu je však prodloužení lineární oblasti, vůči vozidlu s klasickým diferenciálem. Je zřejmé, že modrá křivka má lineární charakter až do oblasti $4,25 \text{ m/s}^2$ na rozdíl od červené, která vykazuje nelineární závislost již od bočních zrychlení nad $2,5 \text{ m/s}^2$. Za hranicí lineární oblasti je však ještě dostatečný prostor před limitem, který upozorní řidiče na blížící se limit tím, že se zvyšujícím se zrychlením nemusí pro udržení trajektorie dále natáčet volant směrem do zatáčky, nejprve se hodnota ustálí a po dosažení 5 m/s^2 je řidič nucen natočit volant ven z kruhu, čímž vozidlo dává zpětnou vazbu řidiči, že se blíží limit. Z těchto výsledků je možné předpokládat, že vozidlo s aktivním diferenciálem ve srovnání s vozidlem klasickým:

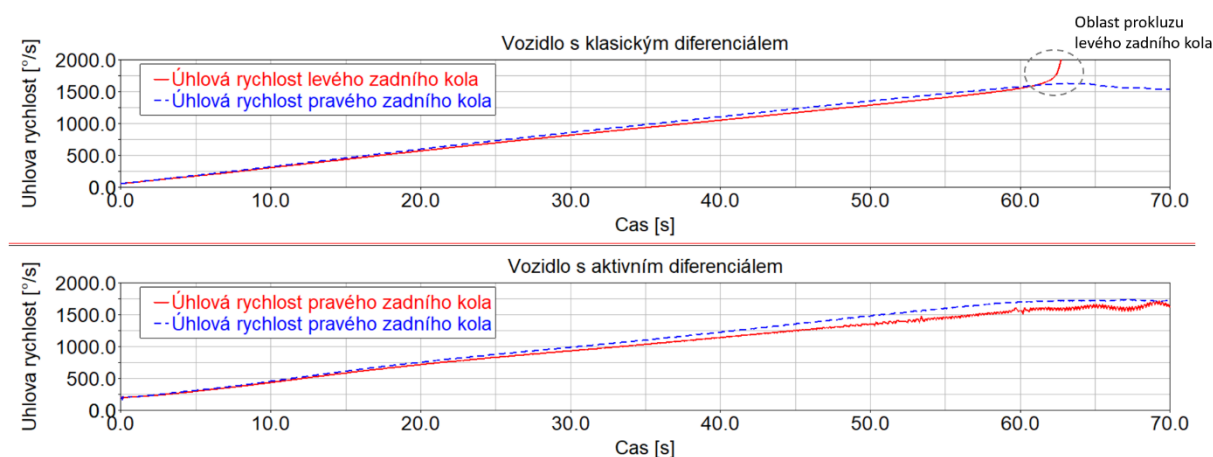
- Bude lépe reagovat na natočení volantu v širším spektru bočního zrychlení,
- bude ovladatelnější v oblastech bočních zrychlení nad $2,5 \text{ m/s}^2$,
- bude mít vyšší limit bočního zrychlení,
- před dosažením limitu poskytne řidiči zpětnou vazbu (varování),
- bude lépe ovladatelné také při dosažení tohoto limitu.

Limit bočního zrychlení vozidla a jeho dosažení

Snížený limit u vozidla bez aktivního diferenciálu je zapříčiněn základní vlastností klasického diferenciálu, kterou je rozdělení hnacího momentu v poměru 1:1. V oblasti bočního zrychlení nad $5,2 \text{ m/s}^2$ dochází vlivem příčného transferu hmotnosti k takovému odlehčení vnitřního kola hnací nápravy, že už není dále schopno přenést potřebnou podélnou sílu pro překonání odporů při současném přenášení potřebné boční síly zajišťující stabilitu vozidla a dojde k nárůstu

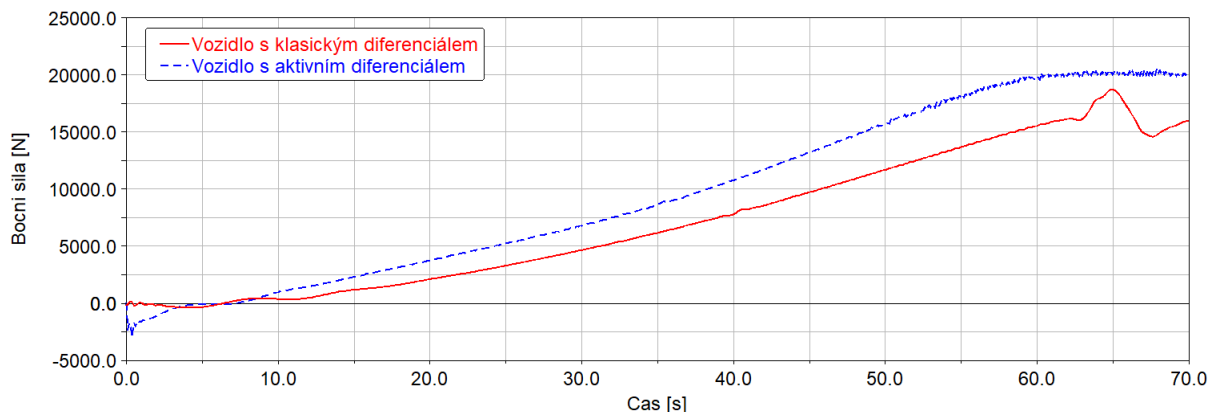
podélného skluzu. Diferenciál pak přenáší na vnější kolo pouze točivý moment o stejné velikosti, jakou přenáší prokluzující kolo vnitřní a dojde tak ke zpomalení vozidla a jeho nestabilnímu chování. Vzhledem k tomu, že vozidlo je navrženo jako nedotáčivé, způsobí dosažení limitu zadní nápravy náhlou změnu charakteru chování vozu na přetáčivé, což je patrné na obr. 69, kde před prokluzem zadního vnitřního kola musí řidič natáčet volant směrem do kruhu, během 5. sekundy simulace však dojde ke zmiňované změně charakteru chování vozu a řidič naopak musí kompenzovat vzniklou přetáčivost natočením volantu ven z kruhu. K dosažení limitu zde dojde také poměrně náhle a bez zpětné vazby řidiči. Vozidlo je také po dosažení limitu značně nestabilní a model řidiče už nedokáže udržet požadovaný poloměr zatáčení.

Na obr. 70 je uvedeno srovnání výsledného průběhu úhlových rychlostí hnacích kol vozidla s klasickým diferenciálem a vozidla s aktivním diferenciálem při daném kruhovém testu. Jak je patrné z horního grafu, dojde u vozidla s klasickým diferenciálem k výraznému nárůstu úhlové rychlosti levého (kruhový test doleva), tedy vnitřního, odlehčeného kola. Zatímco ve stejném čase simulace je v případě aktivního diferenciálu udržován téměř konstantní rozdíl úhlových rychlostí hnacích kol a vozidlo je tak schopno dále zrychlovat.



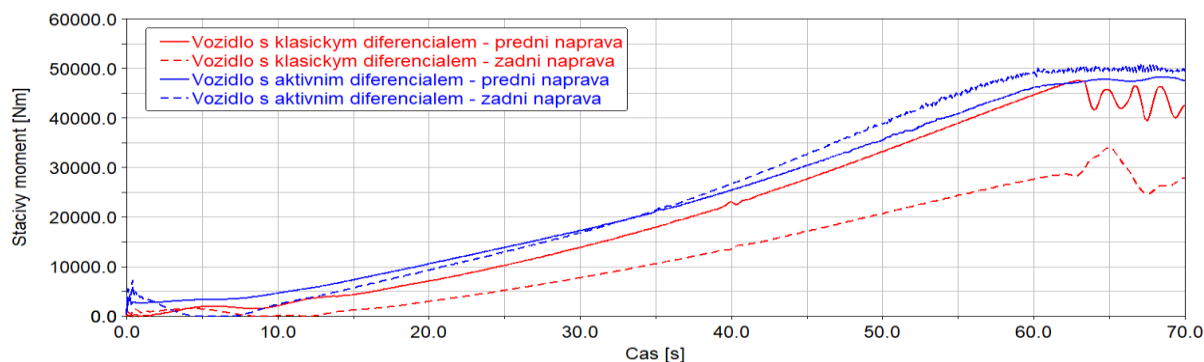
Obr. 70 Srovnání úhlových rychlostí hnacích kol při kruhovém testu, nahoře vozidlo s klasickým diferenciálem, dole vozidlo s aktivním diferenciálem

Hlavní příčina navýšení limitu vozidla je popsána v teoretické části práce (kap. 2.5). Důvodem je navýšení celkové boční síly (obr. 71), kterou přenáší zadní náprava a současně omezení točivého momentu (podélné síly), přivedeného na vnitřní kolo hnací nápravy. Díky tomuto jevu je navýšeno maximum boční síly, kterou může vnitřní odlehčené kolo přenášet a tím navýšeno i maximum boční síly celé nápravy.



Obr. 71 Srovnání celkové boční síly přenášené zadní nápravou v průběhu kruhového testu

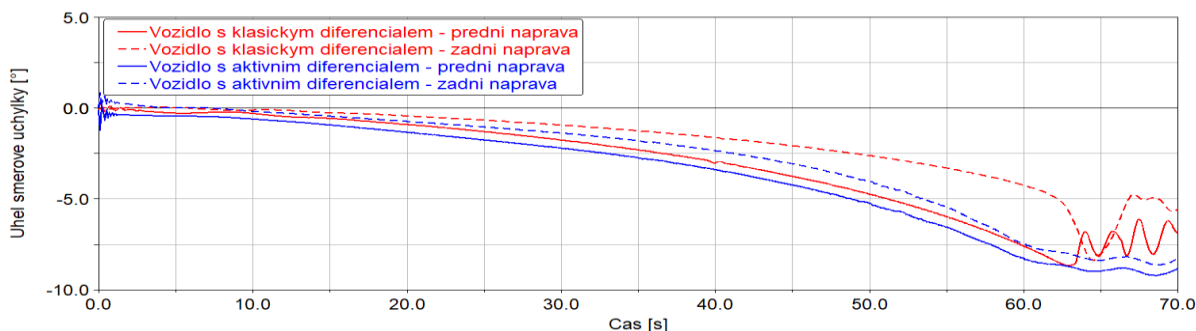
Tento efekt, kdy dochází k ovlivnění velikosti boční síly přenášené zadní nápravou je dán vlivem přímé regulace stáčivého momentu prostřednictvím rozdílu podélných sil na hnací nápravě vyvozeného prostřednictvím aktivního diferenciálu. Srovnání absolutních hodnot velikostí stáčivého momentu od jednotlivých náprav obou variant vozidel je vyneseno na obr. 72. Z výsledných průběhů momentů je patrné, že vozidlo s klasickým diferenciálem má vlivem rozdílného zatížení jednotlivých náprav a s tím související polohy těžiště podstatně větší rozdíl absolutních hodnot stáčivého momentu vyvozeného přední nápravou a stáčivého momentu od nápravy zadní. Tento rozdíl stáčivých momentů se s narůstajícím bočním zrychlením dále zvětšuje. Aktivní diferenciál je schopen tyto rozdíly stáčivých momentů účinně kompenzovat a vozidlo je v důsledku toho ovladatelnější a při dosažení vyšších bočních zrychlení stabilní. Jinými slovy, u vozidla vybaveného aktivním diferenciálem, není řidič nucen kompenzovat rozdíl stáčivých momentů natočením volantu a pokud se s vozidlem přibližuje k limitu bočního zrychlení, jsou stáčivé momenty v rovnováze a vozidlo zůstává stabilní.



Obr. 72 Srovnání absolutních hodnot stáčivých momentů od jednotlivých náprav, červeně vozidlo s klasickým diferenciálem, modře vozidlo s aktivním diferenciálem

Stabilita vozidla je také jasně patrná z úhlů směrových úchylek a jejich rozdílu na přední a zadní nápravě (obr. 73). Zatímco vozidlo s aktivním diferenciálem (modré křivky) udržuje rozdíl úhlů směrových úchylek na téměř konstantní hodnotě po celou dobu manévru, u vozidla bez aktivního diferenciálu dochází k postupnému nárůstu rozdílu s navyšujícím se bočním zrychlením. Po překročení limitu boční síly na zadní nápravě se dostává vozidlo do přetáčivého

smyku, což je jasně patrné z výrazného poklesu úhlu směrové úchytky na zadní nápravě. Tento přetáčivý smyk stočil vozidlo směrem do kruhu a model řidiče tedy reguloval úhel natočení volantu tak, aby udržel vozidlo na požadovaném poloměru zatáčení, čímž byl zastaven další nárůst úhlu směrové úchytky zadní nápravy. Vozidlo však dále zůstává nestabilní, což je patrné z dalšího kmitání úhlů směrových úchylek přední i zadní nápravy.

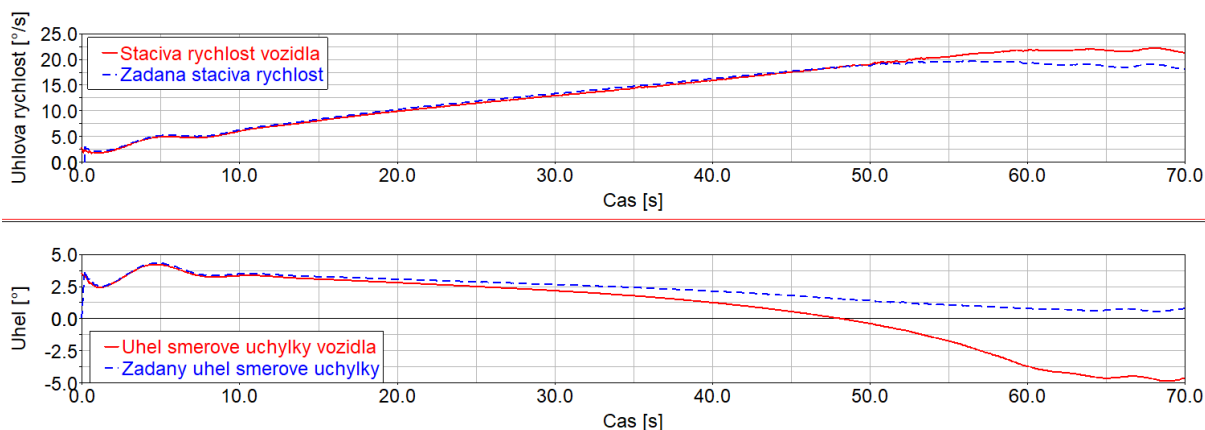


Obr. 73 Srovnání úhlů směrových úchylek jednotlivých náprav vozidla s klasickým (červené křivky) a vozidla s aktivním diferenciálem (modré křivky)

V případě vozidla s aktivním diferenciálem, je limit bočního zrychlení způsoben dosažením maximální celkové podélné síly hnací nápravy, nutné pro překonání odporů a dosažení požadované rychlosti vozidla.

Požadavek regulace stáčivé rychlosti a úhlu směrové úchytky

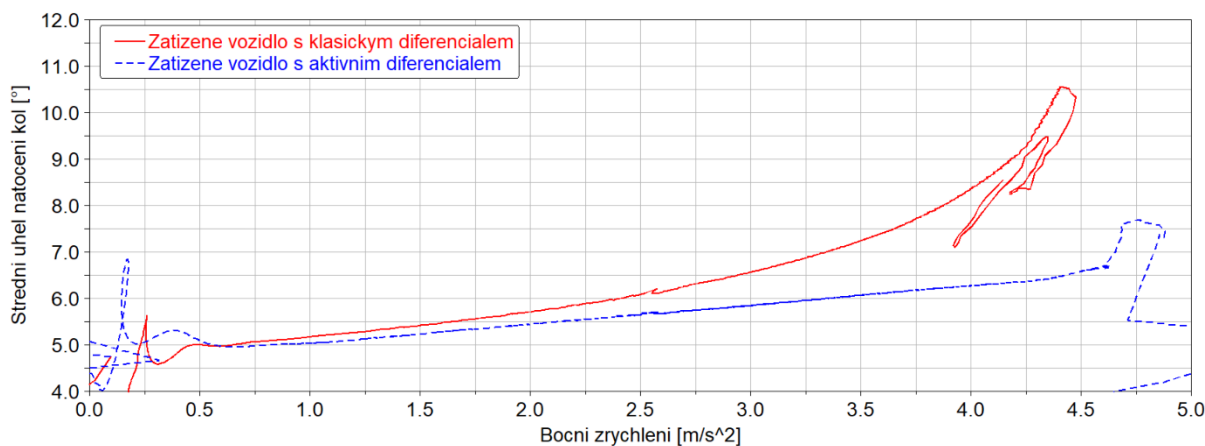
V případě zjednodušení regulačního vztahu pouze na regulaci stáčivé rychlosti, by celý algoritmus bylo mnohem snazší implementovat, nebylo by však možné dosáhnout stejného navýšení limitu bočního zrychlení a stabilizace vozidla. Na obr. 74 jsou vyneseny výsledné hodnoty žádané stáčivé rychlosti a úhlu směrové úchytky spolu s vozidlem dosaženou stáčivou rychlostí a úhlem směrové úchytky. Pomocí součtu rozdílů dosažených a žádaných hodnot těchto veličin spolu se stáčivým zrychlením od bočních sil na pneumatikách, tvořících hlavní regulační vztah je při dosažení vyšších bočních zrychlení vyjádřena potřebná rovnováha, pro stabilizaci vozidla. Je zde patrné, že dle referenčních hodnot se regulace snaží dosáhnout snížení stáčivé rychlosti. Dalším cílem je posun úhlu směrové úchytky ze záporných hodnot směrem do kladných. Celkový jízdní stav vozidla však ve vyšších bočních zrychleních (čas simulace 50-70 s) neumožňuje dosažení žádaných hodnot, proto se jim regulační algoritmus alespoň snaží vozidlo přiblížit. Tím vzniká výsledná rovnováha i při dosažení limitu bočního zrychlení vozidla.



Obr. 74 Srovnání dosažené stáčivé rychlosti vozidla a žádané stáčivé rychlosti (nahore), srovnání dosaženého úhlu směrové úchylky a žádaného úhlu směrové úchylky (dole)

9.1.2 PLNĚ ZATÍŽENÉ VOZIDLO

Další analyzovanou situací, je stejný kruhový test jako v předchozí části prováděný tentokrát se zatíženým vozidlem. Nastavba vozidla je zatížena nákladem o hmotnosti 8 600 kg a celková hmotnost vozidla činí v tomto případě 18 900 kg. Je zřejmé, že vlivem změny zatížení a jeho rozložení dojde k výrazným změnám v manévrovatelnosti vozidla, které se projeví jak v ustálených, tak přechodových stavech. Důležitými změnami z hlediska kontrolního algoritmu jsou kromě zatížení náprav související směrové tuhosti pneumatik a moment setrvačnosti kolem svislé osy.



Obr. 75 Srovnání charakteristiky zatáčivosti zatíženého vozidla s klasickým diferencíalem (červená křivka) a s aktivním diferencíalem (modrá křivka)

Na obr. 75 je vykresleno srovnání závislosti úhlu natočení volantu na bočním zrychlení zatíženého vozidla s klasickým diferencíalem a s aktivním diferencíalem v průběhu daného kruhového testu. Jak je z uvedeného srovnání patrné, i v tomto případě je aktivní diferencíál schopen snížit celkovou nedotáčivost vozidla, výrazně prodloužit lineární oblast charakteristiky a posunout celkový limit bočního zrychlení. Ačkoli jsou sériová vozidla běžně provozována v bezpečné oblasti pod limitem bočního zrychlení, může mít aktivní regulace stáčivého momentu

přínos při jízdě na vozovce se sníženým koeficientem tření či při nenadálých situacích, které mohou vést k dosažení limitu jako je vyhnutí se neočekávané překážce apod. Velmi podstatný význam pro tento segment vozidel má však také regulace nedotáčivosti a prodloužení lineární oblasti charakteristiky, což pozitivně ovlivňuje reakci vozu na natočení volantu a tím i pocit řidiče při ovládní plně naloženého vozidla.

V případě kruhového testu s naloženým vozidlem s klasickým diferenciálem je limit dán odlehčením vnitřních kol, vlivem čehož není zadní vnitřní kolo schopno dál přenést výslednou sílu, podobně jako v případě vozidla bez nákladu. Dojde tedy k nárůstu podélného skluzu vnitřního hnacího kola a hnací náprava už není dál schopna přenášet potřebnou hnací sílu k dosažení požadované rychlosti vozidla.

U vozidla s aktivním diferenciálem je limit bočního zrychlení navýšen, jelikož je podélná síla na vnitřním kole hnací nápravy regulací snížena a zadní náprava je schopna přenášet jak potřebnou celkovou podélnou sílu k dosažení požadované rychlosti, tak i potřebnou sílu boční pro udržení stability vozidla na daném kruhu o konstantním poloměru. Limitem vozidla je tedy až samotné překlopení, které je v tomto případě dosaženo díky kombinaci modelu řidiče a algoritmu ovládní aktivního diferenciálu. Samotný model řidiče totiž nezohledňuje počínající překlápění vozidla a reaguje natočením volantu směrem do kruhu a požadavkem na akceleraci vozu (sešlápnutím plynového pedálu), což má za následek navýšení podélné síly na vnějším hnacím kole. Pokud by byl model řidiče nastaven tak, aby na počátku překlápění natočil volant směrem z kruhu a dále neakceleroval, došlo by k výraznému snížení hnací síly či brzdění vnějšího hnacího kola a vozidlo by se nepřeklápilo. Stále častěji je také součástí moderních vozidel elektronický stabilizační systém s integrovanou ochranou proti překlopení. Základní verze těchto systémů funguje na základě priorit, kdy je primárně prostřednictvím brzd regulována stáčivá rychlost vozidla a v případě detekce hrozícího překlopení dojde k přepnutí algoritmu tak, aby bylo zabráněno překlopení vozidla. Pokročilé systémy elektronických stabilizačních systémů jsou schopny regulovat současně stáčivou rychlost i hrozící překlopení vozidla prostřednictvím brzd, případně v kombinaci s aktivním odpružením či aktivním řízením [30].

9.2 DYNAMICKÁ ŘÍDITELNOST

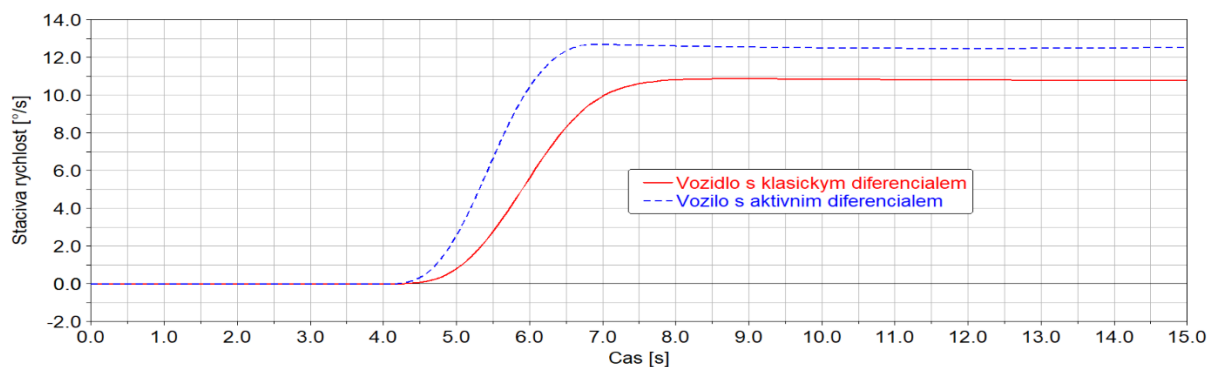
Ovladatelnost vozidla je vhodné hodnotit v ustálených a přechodových stavech. V kapitole 9.1 byl popsán kruhový test, který spadá do kategorie ustálených stavů. Dle tohoto rozdělení je tedy dalším krokem hodnocení ovladatelnosti v přechodových stavech neboli tzv. dynamická říditelnost vozu. Tento pojem je definován jako odezva vozidla na předepsané natočení volantu při konstantní rychlosti jízdy [31]. Do této kategorie je tedy možné zařadit více manévrů z nichž byly pro účely této práce vybrány skokové natočení volantu a vyhýbací manévr. Z hlediska způsobu provedení simulace patří tyto testy do kategorie tzv. open – loop manévrů. Tedy manévrů bez zpětné vazby modelu řidiče na trajektorii vozidla. Úhel natočení volantu je tedy předepsán v čase a model řidiče slouží pouze k udržování konstantní rychlosti vozidla během manévru.

9.2.1 SKOKOVÉ NATOČENÍ VOLANTU

Prázdné vozidlo

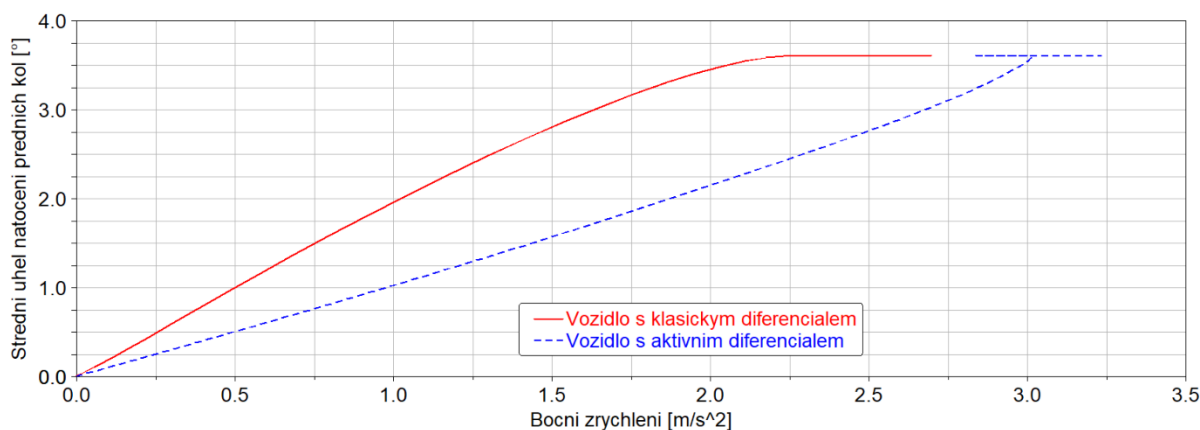
Tento manévr je definován s počáteční rychlostí 50 km/h. Po úvodních čtyřech sekundách přímé jízdy je volant natočen o 90° během tří sekund, po kterých následuje ustálení vozu s natočeným volantem. Takto definovaný manévr je pro dané nákladní vozidlo v bezpečné oblasti pod limitem, přičemž maximální dosažené boční zrychlení se pohybuje kolem 3 m/s². Ačkoli se nejedná o problematický manévr z hlediska stability vozidla, slouží tato simulace k demonstraci vlivu aktivního diferenciálu na rychlost reakce vozidla na natočení volantu. Rychlejší zatočení vozidla do požadovaného směru má výrazně pozitivní vliv nejenom na pocit řidiče při jízdě, ale může také rozhodovat o schopnosti vozidla se při dané rychlosti například vyhnout náhlé překážce.

Jak je možné vidět na obr. 76, v případě vozidla vybaveného aktivním diferenciálem je nárůst stáčivé rychlosti během tohoto manévru mnohem strmější. Zatímco vozidlo s klasickým diferenciálem dosáhne při stejném průběhu úhlu natočení volantu stáčivé rychlosti 10 °/s v sedmé sekundě simulace, je tato stáčivá rychlost v případě vozidla s aktivním diferenciálem dosažena o 1 sekundu dříve. Vzhledem k tomu, že úhel směrové úchyly těžiště vozidla nepřesahuje v průběhu celého manévru 0.8° je možné usuzovat, že rychlost reakce není v rozporu s celkovou stabilitou vozidla a aktivní diferenciál má z tohoto hlediska na ovladatelnost vozu pozitivní dopad.



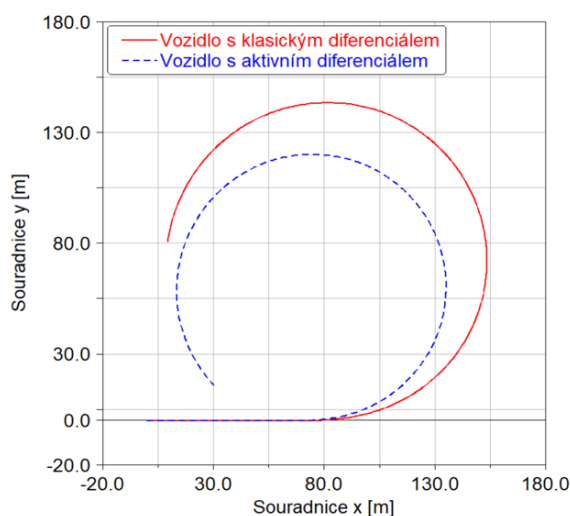
Obr. 76 Srovnání výsledné úhlové rychlosti vozidla s klasickým a aktivním diferenciálem – simulace skokového natočení volantu

Rychlost odezvy vozidla je také patrná z výsledného bočního zrychlení jako reakce na skokové natočení volantu. Ze závislosti středního úhlu natočení předních kol na bočním zrychlení (obr. 77) je patrné, že i při stejném natočení kol, dosahuje vozidlo s aktivním diferenciálem výrazně vyššího bočního zrychlení.



Obr. 77 Závislost středního úhlu natočení předních kol na dosaženém bočním zrychlení vozidla

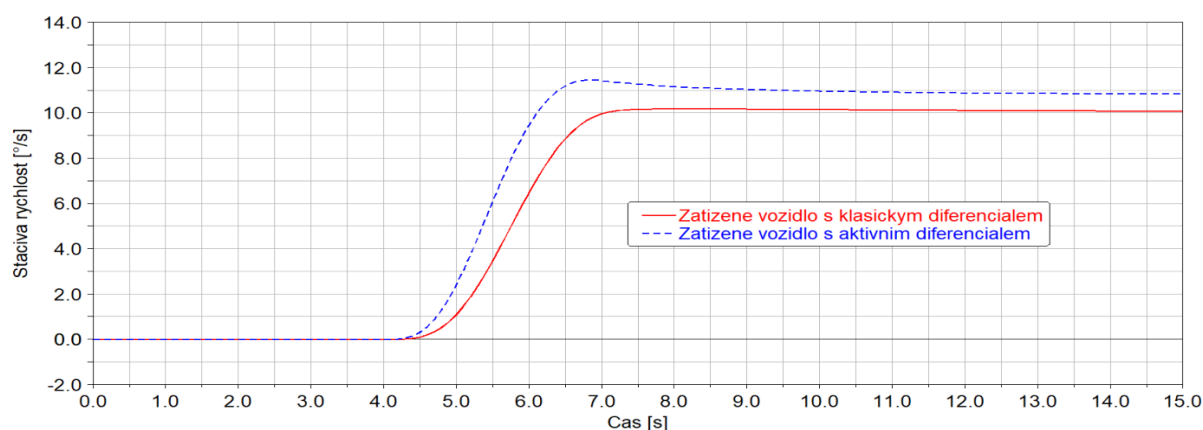
Kromě uvedených závislosti je důležitým parametrem pro hodnocení rychlosti reakce vozidla výsledná trajektorie pohybu, která je v případě popisovaného manévru tvořena úvodním rovným úsekem, po němž následuje nájezd do kruhu a kruh o konstantním poloměru. O ovladatelnosti vozidla vypovídá především střední část, kdy dochází po natočení volantu k nárůstu boční síly na předních pneumatikách, čímž se vytváří stáčivý moment a vozidlo získává stáčivou rychlost. Srovnání horizontální trajektorie těžiště vozidla s klasickým diferenciálem a vozidla s aktivním diferenciálem je vyobrazeno na obr. 78. Z uvedeného srovnání je patrné, že vozidlo s aktivním diferenciálem zareagovalo na natočení volantu podstatně rychleji a výsledná trajektorie vykazuje menší poloměr zatáčení. Také z tohoto srovnání lze usuzovat, že přímé ovládání stáčivého momentu má pozitivní vliv na ovladatelnost vozu.



Obr. 78 Srovnání horizontální trajektorie těžiště vozidla během skokového natočení volantu

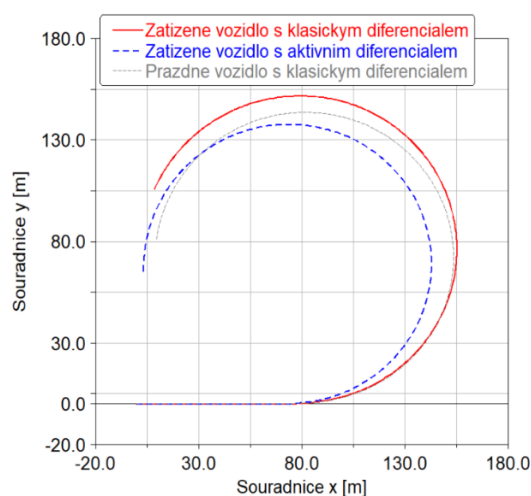
Plně zatížené vozidlo

Pro ověření popsaného vlivu aktivního diferenciálu v celém rozsahu zatížení bylo simulováno skokové natočení volantu také s plně zatíženým vozidlem. V tomto případě se dá předpokládat, že vlivem zvýšeného momentu setrvačnosti kolem svislé osy bude rychlost reakce vozidla na natočení volantu nižší než u prázdného vozidla, což může být výrazně kompenzováno právě aktivním dělením hnacích sil. Na obr. 79 je vyneseno srovnání výsledných stáčivých rychlostí vozidla s klasickým a aktivním diferenciálem. I zde je patrné, že odezva vozidla s aktivním diferenciálem je výrazně rychlejší a při daném úhlu natočení volantu se vozidlo pohybuje s vyšší stáčivou rychlostí než v případě diferenciálu klasického.



Obr. 79 Srovnání rychlosti stáčení plně zatíženého vozidla během skokového natočení volantu

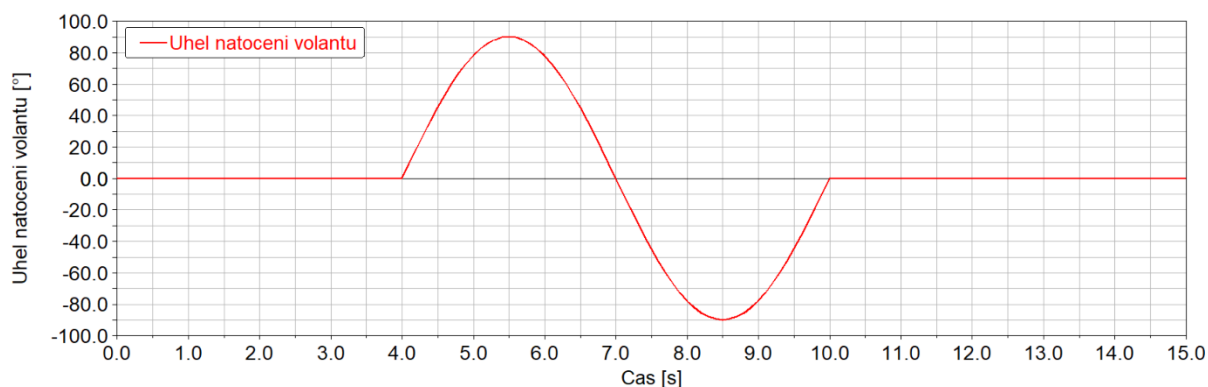
Podobně jako v případě prázdného vozidla, je rozdíl v rychlosti reakce na natočení volantu názorně vidět na srovnání horizontálních trajektorií těžiště zatíženého vozidla s klasickým a aktivním diferenciálem (obr. 80). Pro doplnění představy je šedou tenkou čarou vykreslena i trajektorie prázdného vozidla s klasickým diferenciálem během skokového natočení volantu. Z uvedeného srovnání je patrné, že reakce naloženého vozidla s aktivním diferenciálem může být rychlejší než reakce prázdného vozidla s klasickým diferenciálem.



Obr. 80 Srovnání horizontální trajektorie těžiště vozidla během skokového natočení volantu

9.2.2 VYHÝBACÍ MANÉVR

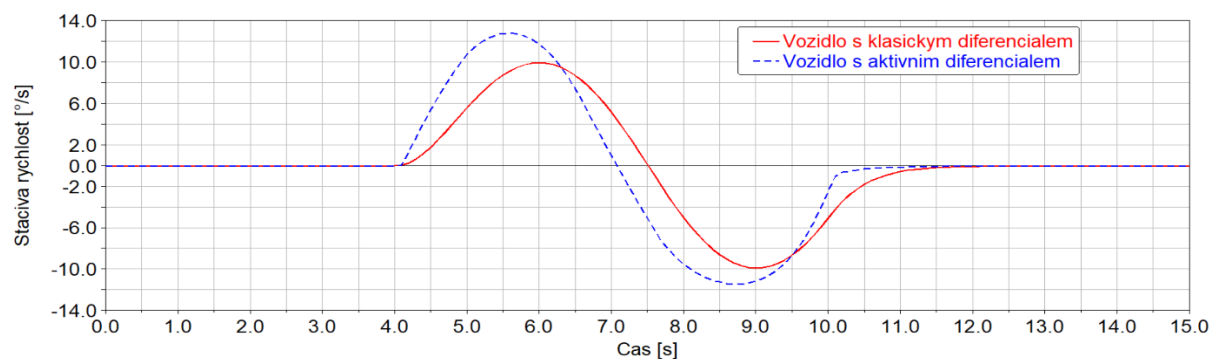
Dalším simulovaným dějem je vyhýbací manévr. V tomto případě se jedná také o tzv. open-loop variantu testu, kdy je předepsána perioda sinusového průběhu úhlu natočení volantu v čase (obr. 81). Po úvodní jízdě v přímém směru s počáteční rychlostí 50 km/h dojde k sinusovému natočení volantu s amplitudou 90° a periodou 6 s, poté dojde opět k ustálení vozidla v přímém směru. Model řidiče se v průběhu manévru snaží udržovat konstantní rychlost a kompenzovat tak zpomalení vozidla v důsledku zatáčení.



Obr. 81 Úhel natočení volantu v čase při vyhýbacím manévru

Prázdné vozidlo

Tento manévr slouží podobně jako předchozí skokové natočení volantu k analýze rychlosti reakce vozidla na natočení volantu a vychází z požadavku na bezpečné vyhnutí se nenadálé překážce. Na tomto testu je kromě rychlosti reakce vozidla patrná také schopnost navrácení do původního směru. Na obr. 82 je jasně patrné srovnání průběhu stáчивé rychlosti, která v případě aktivního diferenciálu opět narůstá viditelně rychleji, než je tomu u vozidla s klasickým diferenciálem.

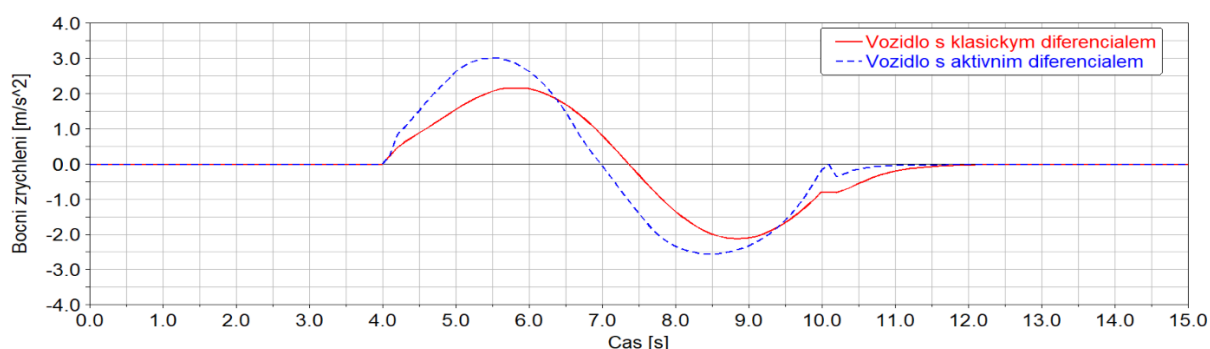


Obr. 82 Srovnání průběhu stáчивé rychlosti během vyhýbacího manévru

Při stejném natočení volantu a stejné rychlosti vozidla je dosaženo vyšší amplitudy stáчивé rychlosti po které následuje klesání s konstantním stáчивým zrychlením, přičemž nulová stáчивá rychlost je dosažena přibližně 0,1 s po dosažení nulového úhlu natočení volantu, na rozdíl od vozidla s klasickým diferenciálem, kdy je nulová stáчивá rychlost dosažena o 0,5 s později než

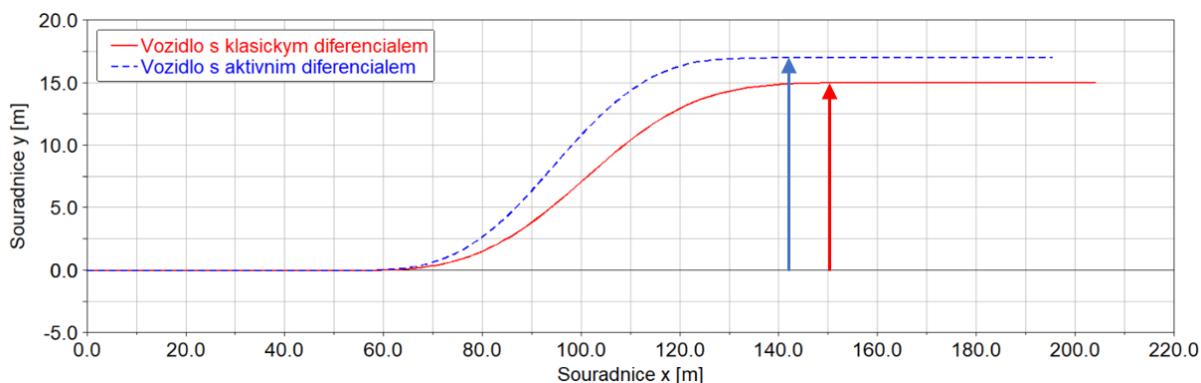
nulové natočení volantu. V další fázi dochází k vracení vozidla do původního směru. Zde je opět viditelná vyšší amplituda stáčivé rychlosti a po navrácení volantu do přímého směru také rychlejší dosažení nulového stáčení vozidla s aktivním diferenciálem. Přičemž závěrečná fáze přechodu ze zatáčení do jízdy v přímém směru po dosažení nulového natočení volantu viditelně respektuje zlom v rychlosti natáčení volantu, zároveň je však za tímto zlomem průběh stáčivé rychlosti plynule klesající k nule.

Uvedenému průběhu stáčivé rychlosti odpovídá také boční zrychlení vyobrazené na obr. 83. I z tohoto srovnání vozidel je patrné, že aktivní diferenciál umožňuje rychlejší reakci vozidla v obou zatáčkách, zároveň nulové boční zrychlení odpovídá nulovému natočení volantu a při návratu do přímého směru klesá boční zrychlení rychleji, přičemž v závěrečné fázi dochází (po překmitu vlivem prudkého zlomu v natočení volantu) k jeho plynulému přechodu k nule.



Obr. 83 Srovnání průběhu bočního zrychlení během vyhýbacího manévru

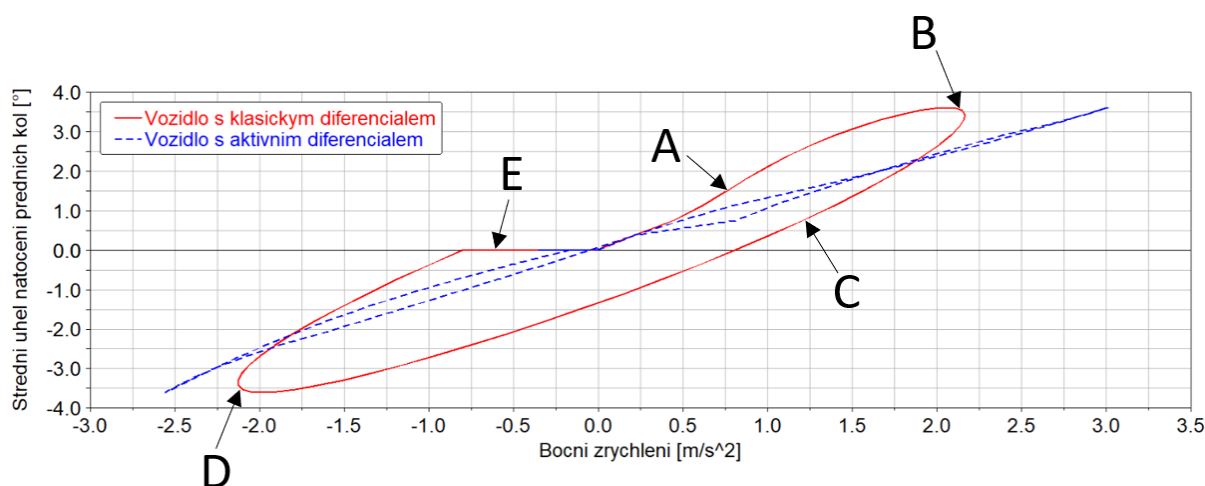
Také ze srovnání horizontální trajektorie těžiště vozidla (obr. 84) názorně vyplývá, že reakce vozidla s aktivním diferenciálem je výrazně rychlejší. Vlivem toho dojde během první poloviny periody natočení volantu (ve směru doleva) k dosažení vyššího úhlu stáčení, než je tomu u vozidla s klasickým diferenciálem. V důsledku toho je během manévru dosažen i větší posun vozidla ve směru osy y (rozdíl mezi souřadnicí y úvodní a závěrečné přímé jízdy).



Obr. 84 Srovnání horizontální trajektorie těžiště vozidla během vyhýbacího manévru

Z hlediska ovladatelnosti vozu a linearity jeho reakce je vypovídající srovnání uvedné na obr. 85. Jedná se o závislost úhlu natočení předních kol na bočním zrychlení, ze které při

tomto vyhývacím manévru provedeném při téměř konstantní rychlosti vyplývá dosažená hystereze bočního zrychlení a úhlu natočení volantu. Při úvodním nárůstu úhlu natočení předních kol (směrem do kladných hodnot) je patrný rozdíl reakcí obou vozidel. Zatímco vozidlo s aktivním diferenciálem reaguje téměř lineárně, u vozidla s klasickým diferenciálem dochází k deformaci vykreslené závislosti a při stejném úhlu natočení předních kol je dosaženo nižších bočních zrychlení (oblast A). Po dosažení amplitudy natočení předních kol (úhel 90° natočení volantu odpovídá střednímu úhlu $3,6^\circ$ natočení předních kol) dochází u vozidla s klasickým diferenciálem k postupnému dalšímu nárůstu bočního zrychlení (oblast B), tento jev se objevuje také v navazující pravotočivé zatáčce (oblast D) a při klesání úhlu natočení kol je dosahováno výrazně vyšších bočních zrychlení než tomu bylo při nárůstu (oblast C). Po závěrečném natočení kol do přímého směru je také jasně patrná oblast, kdy stále klesá boční zrychlení (oblast E).



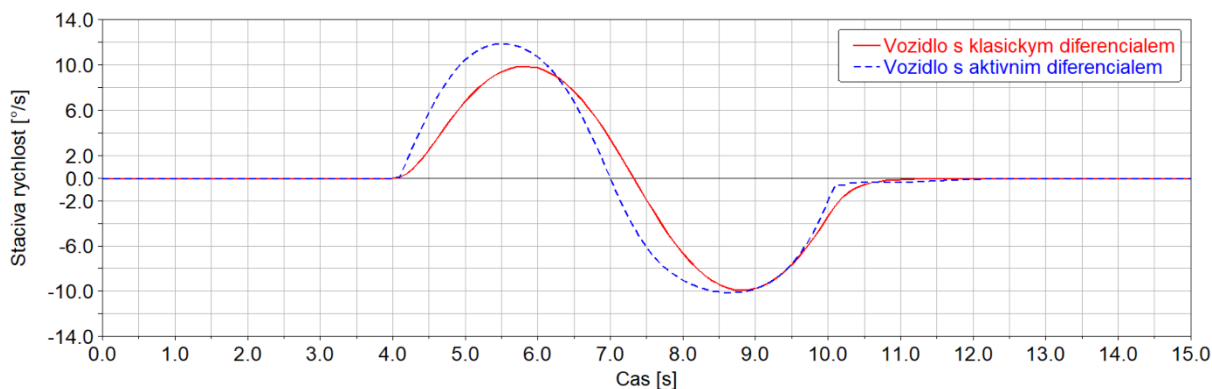
Obr. 85 Srovnání závislosti středního úhlu natočení kol na bočním zrychlení vozidla při vyhýbacím manévru

Ačkoli se jedná o přechodové stavy, ve kterých se u vozidla této kategorie nepředpokládá stejně rychlá reakce jako je tomu například u moderních osobních vozů, musí řidič na všechna zpoždění, popsané nelinearity a hystereze reagovat tak, aby vozidlo setrvalo v požadovaném směru a vytyčené oblasti na vozovce (jízdním pruhu). Jak je zřejmé z výsledné závislosti pro vozidlo s aktivním diferenciálem (modrá křivka obr. 85), může být aktivní dělení hnacích sil řidiči výrazně nápomocno v preciznosti ovládání vozidla v přechodových stavech. Celá charakteristika má výrazně nižší nelinearitu i hysterezi, zároveň amplituda natočení volantu odpovídá amplitudě bočního zrychlení a při nulovém natočení volantu je téměř nulové i boční zrychlení, z čehož lze usuzovat, že celková odezva na natočení volantu je z pohledu řidiče výrazně kultivovanější, než je tomu u vozu nevybaveném navrhovaným systémem.

Plně zatížené vozidlo

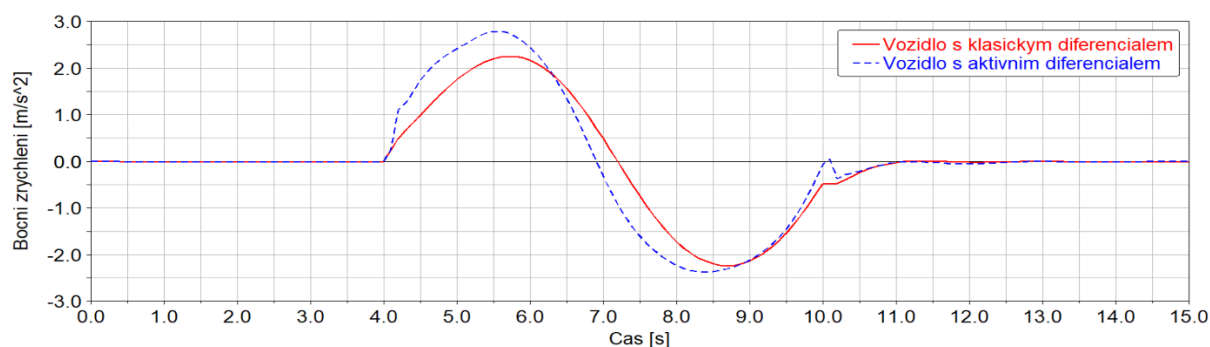
Stejně definovaný vyhýbací manévr byl simulován také s plně zatíženým vozidlem. Kromě toho, že výsledná stáčivá rychlost i boční zrychlení dosahují z důvodu vyšší hmotnosti a momentu setrvačnosti nižších hodnot, je celkový trend srovnávaných veličin velmi podobný

jako u vozidla bez nákladu. Tedy v případě stáčivé rychlosti (obr. 86) dosahuje vozidlo s aktivním diferencíalem vyšších hodnot při stejném natočení volantu, než je tomu u vozidla bez aktivního diferenciálu. Zároveň je z hlediska reakce vozidla jasně viditelné zpoždění náběhu stáčivé rychlosti vozidla s klasickým diferencíalem za vozidlem s aktivním diferencíalem (v čase 4 – 4,5 s).



Obr. 86 Srovnání průběhu stáčivé rychlosti plně zatíženého vozidla během vyhýbacího manévru

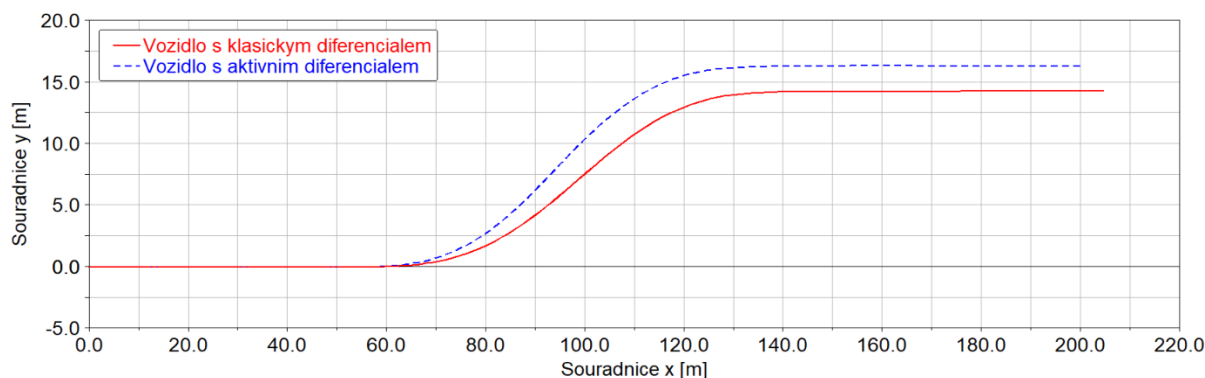
Podobné vlastnosti vozidla je možné pozorovat také ze srovnání průběhu bočního zrychlení (obr. 87). Hlavním rozdílem je počátek natočení volantu, kdy těsně po 4. sekundě simulace narůstá boční zrychlení stejně u obou variant vozidel a prudší nárůst bočního zrychlení u vozidla s aktivním diferencíalem je patrný s mírným zpožděním. Další trendy jako je vyšší maximální hodnoty bočního zrychlení či rychlejší dosažení nulové hodnoty při natočení kol do přímého směru přetrvávají i v případě naloženého vozidla. V oblasti kolem 10 s dochází vlivem regulace stáčivého momentu také k tomu, že boční zrychlení prvně dosáhne nulové hodnoty a poté ještě mírně naroste a plynule se k nule přiblíží. Tato skutečnost je dána zlomem v úhlu natočení volantu (vysokým úhlovým zrychlením), kdy dopředná vazba regulačního algoritmu předpokládá pokračování sinusového průběhu, namísto kterého přijde výrazný zlom.



Obr. 87 Srovnání průběhu bočního zrychlení plně zatíženého během vyhýbacího manévru

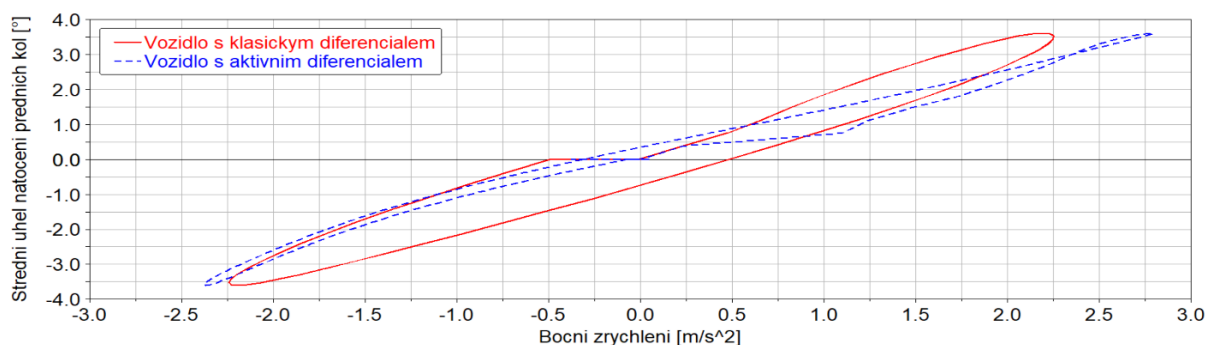
Srovnání horizontální trajektorie těžiště (obr. 88) vozidla vykazuje stejný trend jako v předchozím případě u vozidla nezatíženého. Tedy při stejném natočení volantu dosáhne

vozidlo s aktivním diferencíalem během zatáčení doleva vyššího úhlu stáčení a výsledná vzdálenost vozidla na začátku a na konci manévru je ve směru osy y vyšší.



Obr. 88 Srovnání horizontální trajektorie těžiště vozidla během vyhýbacího manévru

Dalším výsledkem, potvrzující pozitivní vliv aktivního diferencíalu na dynamiku jízdy plně naloženého nákladního vozidla je závislost středního úhlu natočení předních kol na bočním zrychlení (obr. 89). Zde je patrná menší hystereze než u vozidla s klasickým diferencíalem, maximální boční zrychlení odpovídá lépe maximálnímu natočení kol a v neposlední řadě je nulové boční zrychlení dosaženo v úzké oblasti kolem nulového úhlu natočení kol.



Obr. 89 Srovnání závislosti středního úhlu natočení kol na bočním zrychlení vozidla při vyhýbacím manévru

9.3 STABILIZACE VOZIDLA

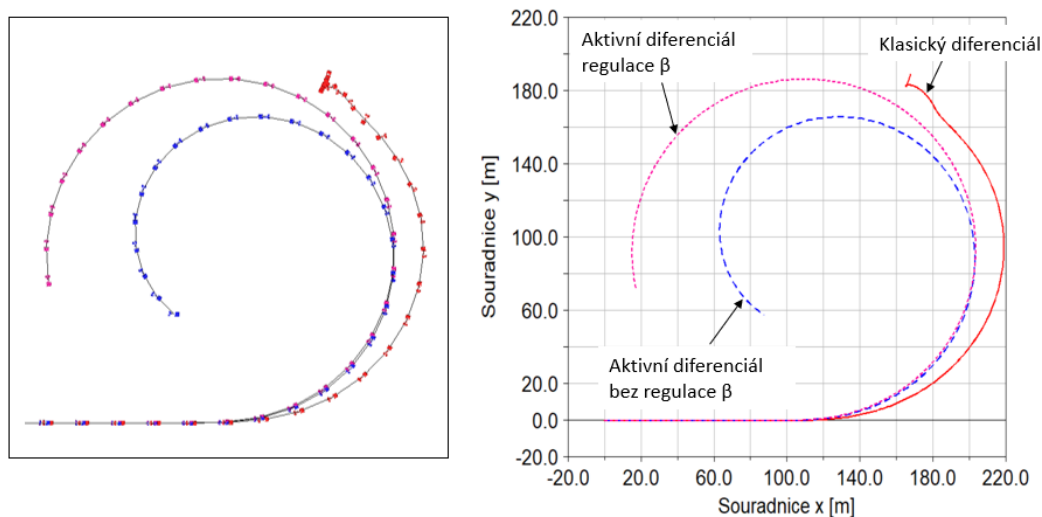
Velmi podstatným přínosem aktivní regulace stáčivého momentu je možnost stabilizovat vozidlo v situacích, kdy je klasická koncepce vozidla na limitu zrychlení. Z tohoto důvodu je do navrhovaného regulačního algoritmu zahrnuta také kontrola úhlu směrové úchytky. Samotný algoritmus by mohl fungovat také pouze na základě stáčivé rychlosti, ta ovšem není zcela vypovídající o celkovém stavu vozidla, protože může dosáhnout z pohledu algoritmu uspokojivých hodnot i v situacích, kdy je vozidlo z pohledu řidiče už téměř neovladatelné.

9.3.1 POŽADAVEK NA REGULACI ÚHLU SMĚROVÉ ÚCHYLKY

Pro demonstraci vlivu zahrnutí regulace úhlu směrové úchytky na výslednou reakci vozidla byl zvolen manévr se skokovým natočením volantu prázdného vozidla na vozovce se sníženou

adhezi. Počáteční rychlost vozidla je nastavena na 70 km/h a volant je natočen skokově 0-120°. Koeficient tření mezi pneumatikou a vozovkou je nastaven na 0,6, což odpovídá mokré asfaltové vozovce. V prvním případě byla v regulačním algoritmu eliminována regulace úhlu směrové úchylny, tedy koeficientu úhlu směrové úchylny ξ byla přiřazena nulová hodnota. Srovnání výsledné trajektorie je vyobrazeno na obr. 90. Plnou červenou čarou je vyobrazena výsledná trajektorie těžiště vozidla s klasickým diferenciálem, tedy bez regulace rozdělení hnacích sil. Zde je patrné, že vozidlo není při dané rychlosti schopno pokračovat po kruhu a dosáhne svého limitu bočního zrychlení. V tomto případě je příčinou již popisovaný limit prázdného vozidla, kterým je prokluz vnitřního kola zadní hnací nápravy. Tím dojde k překročení maximální výslednice síly, kterou je kolo schopno přenést a naroste skluz, čímž je saturována celá zadní náprava.

Přerušovanou modrou čarou je vynesena výsledná trajektorie těžiště vozidla s regulací omezenou na stáčivou rychlost. Na první pohled je výsledná trajektorie v pořádku, jedná se však o manévr, při kterém vozidlo překročilo úhel směrové úchylny a na konci vyznačené trajektorie se stalo nestabilním, jak je popsáno dále.

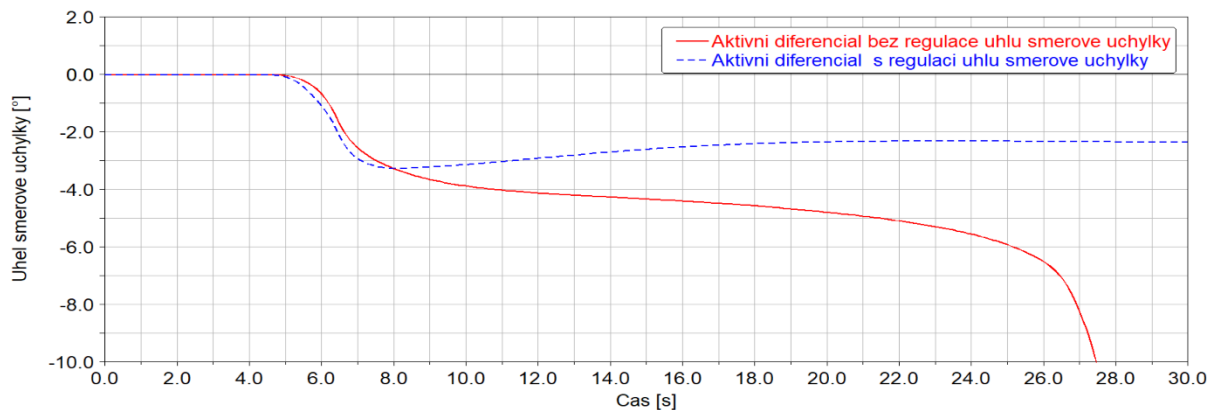


Obr. 90 Srovnání trajektorie těžiště vozidla při skokovém natočení volantu na vozovce s koeficientem tření 0.6 (vlevo pohled na vozidlo shora, vpravo horizontální trajektorie v souřadnicích)

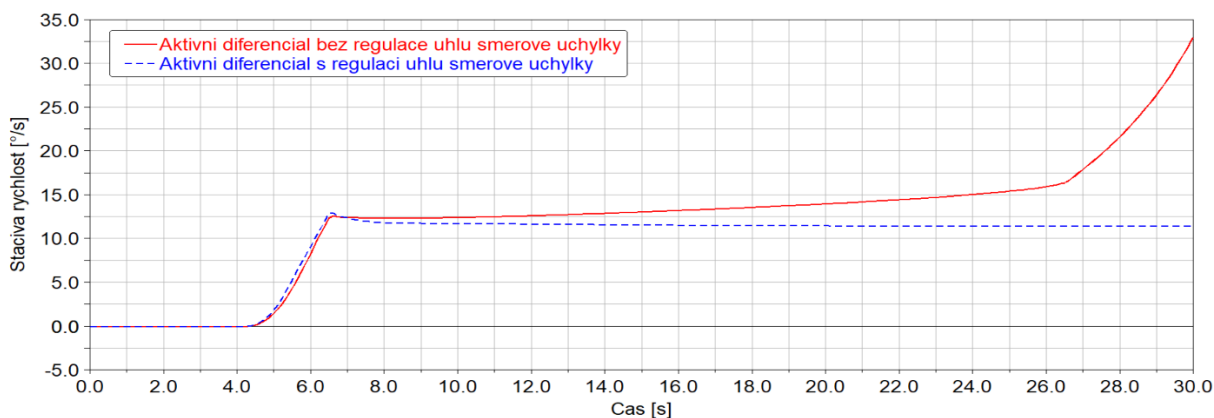
Tečkovanou fialovou barvou je vynesena trajektorie těžiště vozidla s regulátorem zohledňujícím úhel směrové úchylny. Je zřejmé, že vozidlo nedosáhlo tak malého rádiusu zatáčení jako v případě regulace omezené na stáčivou rychlost, důležitým rozdílem však je, že zůstalo stabilní po celou dobu simulace.

Srovnání výsledných úhlů směrové úchylny ukazuje, že v případě vozidla s omezeným regulátorem (plná červená čára) dochází během jízdy s natočeným volantem, kdy by mělo dojít k ustálení vozidla k dalšímu nárůstu úhlu směrové úchylny, až během 27. sekundy simulace dojde k prudkému nárůstu a překročení -10° . Tato skutečnost jasně ukazuje, že ačkoli se vozidlo pohybovalo po menším rádiusu, úhel směrové úchylny postupně narůstal a vozidlo se nedokázalo ustálit. V případě regulátoru zohledňujícím jak úhel směrové úchylny, tak stáčivou

rychlost, bylo dosaženo kompromisu, mezi oběma regulovanými veličinami a vozidlo sice nedosáhlo stejně nízký poloměr zatažení jako srovnávaný regulátor stáčivé rychlosti, ale zůstalo stabilní a tím pádem dobře ovladatelné.



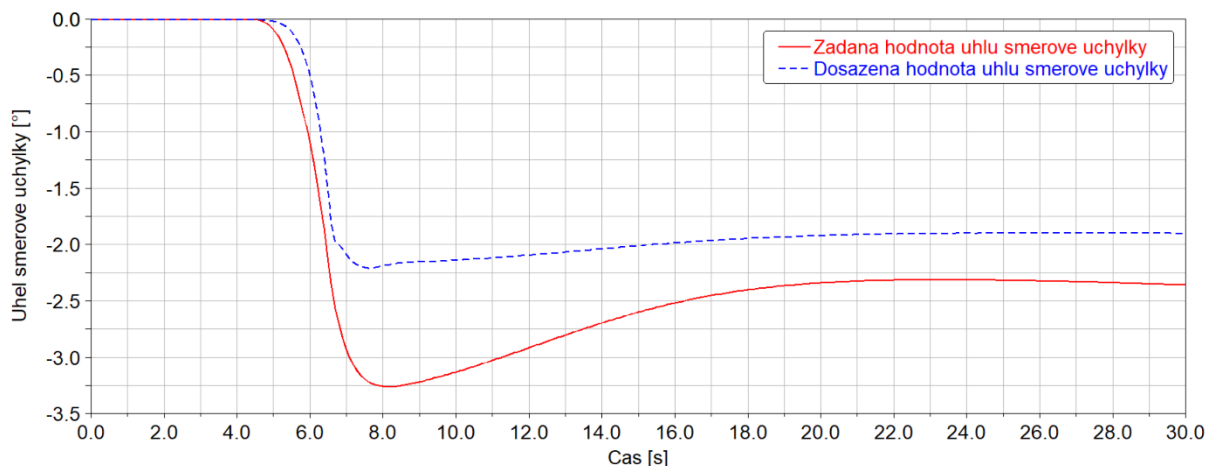
Obr. 91 Srovnání úhlu směrové úchyly vozidla s regulací omezenou na stáčivou rychlost (červená křivka) a regulací stáčivé rychlosti spolu s úhlem směrové úchyly (modrá křivka), koeficient tření 0.6



Obr. 92 Srovnání dosažené stáčivé rychlosti vozidla s regulací omezenou na stáčivou rychlost (červená křivka) a regulací stáčivé rychlosti spolu s úhlem směrové úchyly (modrá křivka), koeficient tření 0.6

Na obr. 92 je zobrazena dosažená stáčivá rychlost obou vozidel. Ta odpovídá očekávání, že v případě regulace zohledňující úhel směrové úchyly nedosáhne tak vysokých hodnot, jak je však patrné, v další fázi simulace vozidlo zůstane stabilní.

Dosažený úhel směrové úchyly vozidla s regulací zohledňující jak stáčivou rychlost, tak úhel směrové úchyly dosahuje pouze mírně vyšších hodnot, než je požadovaná hodnota úhlu směrové úchyly stanovená regulačním algoritmem (obr. 93).



Obr. 93 Žádaná hodnota úhlu směrové úchylky stanovená regulačním algoritmem a dosažená hodnota úhlu směrové úchylky (koeficient tření 0.6)

9.4 OHŘEV SPOJEK

Jedním z cílů práce je vyhodnocení realizovatelnosti navrhovaného mechanismu. Z tohoto pohledu je důležitým aspektem ohřev spojek, které v případě nákladního vozidla přenášejí podstatně vyšší točivé momenty, než je tomu u vozidel osobních. Podstatným aspektem pro ohřev spojek je však rozdíl otáček vstupu a výstupu, který je v případě navrhovaného mechanismu v běžných režimech poměrně nízký, tím je omezen také vývin tepla.

9.4.1 TŘECÍ VÝKON

Vybraný typ lamel má stanoven konkrétní maximální třecí výkon. Ten charakterizuje limitní množství tepla za jednu sekundu, které může být třením vyprodukováno, aby nedošlo k poškození povrchu lamel. Třecí výkon spojky je dán přenášeným momentem a rozdílem úhlových rychlostí vstupu a výstupu spojky. Z tohoto hlediska může u navrhovaného mechanismu nastat nejméně příznivý případ při sepnutí pravé spojky (spojka přenáší maximální točivý moment) v teoretickém jízdním stavu, kdy se vozidlo pohybuje maximální rychlostí 90 km/h (omezovačem daná maximální rychlost) po suchém asfaltu a zatáčí například doleva, přičemž rozdíl otáček hnacích kol dosahuje svého teoretického maxima 20 % aritmetického průměru otáček obou kol (vychází z kinematických parametrů v kapitole 7.2). Tehdy dojde na spojce k největšímu možnému rozdílu úhlových rychlostí a spojka produkuje největší možný třecí výkon. Jedná se skutečně o teoretický příklad, který v reálném provozu nemůže nastat, v tomto případě je však využit pro stanovení maximálního měrného třecího výkonu spojek pro porovnání výsledné hodnoty s maximálním třecím výkonem stanoveným výrobcem lamel. Maximální měrný třecí výkon třecí dvojice je tedy vypočten pomocí maximálního točivého momentu (stanoven při návrhu spojky v kapitole 7.4), rozdílu otáček spojky, plochy třecí dvojice a počtem třecích dvojic následovně:

$$\dot{q}_{Ao} = \frac{M_{cmax} \cdot \Delta\omega_{cmax}}{S_l \cdot i} \quad (100)$$

$$\dot{q}_{Ao} = \frac{13\,928 \cdot 34,025}{22\,619,467 \cdot 25} = 0,842 \frac{W}{mm^2}$$

$$\dot{q}_{AoDov} = 2,5 \frac{W}{mm^2}$$

\dot{q}_{Ao} – maximální měrný třecí výkon teoreticky dosažitelný spojkou v navrhovaném mechanismu

$\Delta\omega_{cmax}$ – maximální rozdíl úhlových rychlostí teoreticky dosažitelný navrhovanou spojkou

\dot{q}_{AoDov} – maximální dovolený měrný třecí výkon stanovený výrobcem lamel

Z uvedeného příkladu vyplývá, že spojka z hlediska třecího výkonu vyhovuje i při teoretickém maximálním zatížení. Maximální třecí výkon dosažený spojkou v tomto případě totiž dosahuje pouze 33 % maximálního dovoleného třecího výkonu stanoveného výrobcem lamel.

9.4.2 TEPLA VYPRODUKOVANÉ SPOJKOU BĚHEM KRUHOVÉHO TESTU

Dalším charakteristickým parametrem spojky je dovolené teplo vyprodukované třením spojky, které jsou lamely schopny pohltit. Produkované teplo lze stanovit integrací třecího výkonu :

$$Q_c = \int_0^{t_k} P_t dt = \int_0^{t_k} M_c \cdot \Delta\omega_c dt \quad (101)$$

kde: Q_c – teplo vyprodukované spojkou

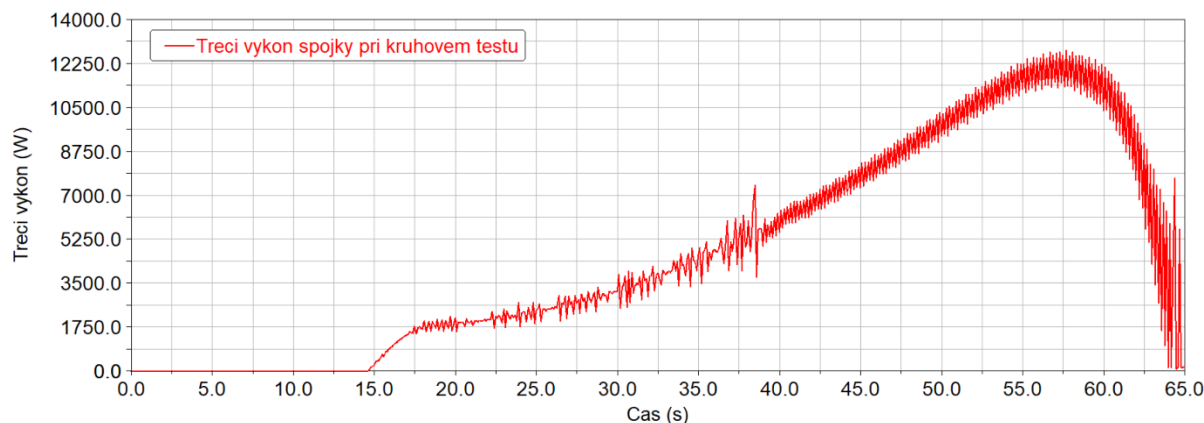
t_k – čas trvání manévru

P_t – třecí výkon produkovaný spojkou

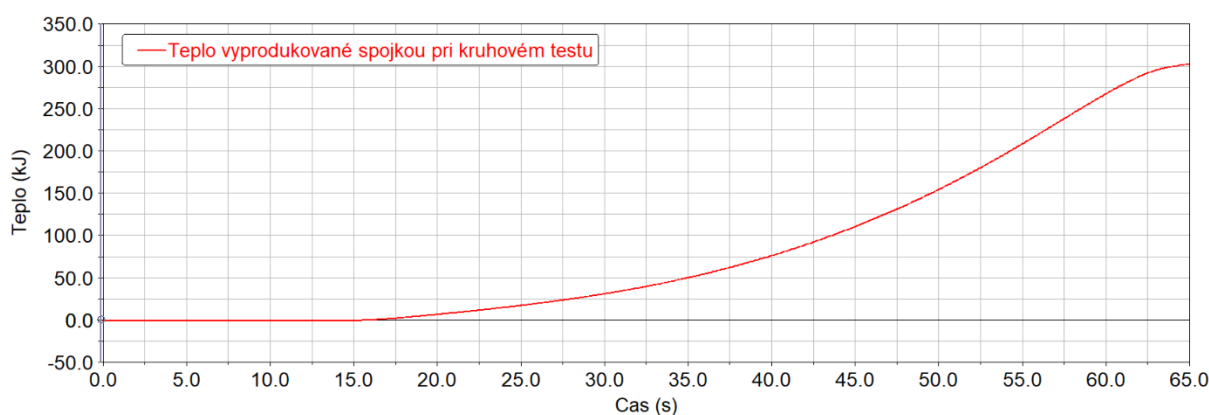
M_c – točivý moment přenášený spojkou

$\Delta\omega_c$ – rozdíl úhlových rychlostí vstupu a výstupu spojky

Vzhledem k tomu, že vozidlo může být provozováno v širokém spektru po sobě následujících manévrů při velmi rozmanitých provozních podmínkách, dá se v případě navrhovaného mechanismu jen odhadovat, jak často bude spojka spínána a jaký třecí výkon bude produkovat. Je však možné stanovit množství produkovaného tepla na základě provedených simulací. Pro tento účel byla vybrána simulace, při které byla spojka nejvíce namáhána, tedy kruhový test plně naloženého vozidla. Na obr. 94 je vynesena průběh třecího výkonu spojky během kruhového testu, který dosáhl maxima 12,8 kW. Integrací tohoto průběhu třecího výkonu je možné stanovit celkové teplo vyprodukované při kruhovém testu plně zatíženého vozidla (obr. 95). Celkové množství tepla vyprodukované spojkou při tomto kruhovém testu je 302 kJ.



Obr. 94 Průběh třecího výkonu plně zatíženého vozidla při kruhovém testu



Obr. 95 Tepllo vyprodukované spojkou při kruhovém testu plně zatíženého vozidla

Výslednou hodnotu celkového množství tepla je možné porovnat s dovoleným množstvím tepla stanoveným výrobcem lamel:

$$q_{AE} = \frac{Q_c}{S_l \cdot i} \quad (102)$$

$$q_{AE} = \frac{302\,000}{22\,619,467 \cdot 25} = 0,53 \frac{J}{mm^2}$$

$$q_{AEDov} = 2 \frac{J}{mm^2}$$

kde: q_{AE} – měrná třecí práce vyprodukovaná spojkou během manévru

q_{AEDov} – maximální dovolená měrná třecí práce spojkky stanovená výrobcem lamel

Dle těchto výsledků navržená spojka teplotně vyhovuje, přičemž během 65 sekund kruhového testu bylo vyprodukováno celkové množství tepla, které odpovídá 25 % maximálního dovoleného množství tepla. Ačkoli skutečné tepelné namáhání v provozu může být značně odlišné, je důležitým závěrem, že stanovené hodnoty tepelného namáhání jsou celkově násobně nižší než maximální povolené hodnoty stanovené výrobcem.

Spojka samotná je navrhována jako mokrá, tudíž bude docházet k odvádění tepla olejovou náplní, jejíž cirkulace bude zajištěna rotačním pohybem spojky. Kontaktní plochy lamel jsou vybaveny drážkami pro cirkulace oleje. V případě potřeby je možné navrhnout chlazení oleje s nucenou cirkulací. Při návrhu chlazení může být vycházeno z výše stanovených hodnot třecího výkonu a množství tepla produkovaného spojkou.

9.5 VYHODNOCENÍ

V závěrečné kapitole jsou popsány vybrané manévry, ve kterých má aktivní dělení hnacího momentu nejvýraznější vliv na dynamiku jízdy modelovaného nákladního vozidla. Základní potvrzení předpokládaného prodloužení lineární oblasti ovládání vozidla a posunu limitu bočního zrychlení je podrobně demonstrováno na simulaci kruhového testu v první části. Tato podkapitola obsahuje jak popis příčiny dosažení limitu u vozidla s klasickým diferenciálem, u něhož se projevují hlavní nevýhody rovnoměrného rozdělení točivého momentu mezi levé a pravé kolo hnací nápravy, tak popis příčin posunutého limitu dosaženého vozidlem s aktivním diferenciálem při vyšších bočních zrychleních. Výsledky s komentáři jsou pro tyto ustálené stavy uvedeny pro vozidlo bez nákladu i v plně zatíženém stavu. Další popsání manévry jsou skokové natočení volantu a vyhyboací manévr, charakterizující reakci vozu na natočení volantu. Z uvedených výsledků je patrný přínos aktivního diferenciálu na rychlost reakce vozu a linearitu jeho odezvy na natočení volantu v přechodových stavech. Popsány jsou také aspekty související s regulací navrhovaného systému, jejíž naladění má rozhodující vliv na funkčnost celého systému. Ukázka odlišného nastavení algoritmu je provedena na příkladu vynechání regulace úhlu směrové úchyly, která je nutnou součástí zejména při jízdě na vozovce se sníženým koeficientem tření, kde se ukázala být rozhodujícím faktorem pro stabilitu vozidla a zachování ovladatelnosti. V závěru kapitoly jsou provedené simulace využity k vyhodnocení ohřevu spojky, který se před návrhem mechanismu zdál být jedním z hlavních limitujících faktorů. Celkově však vypočtené parametry nepřesahují maximální tepelnou zatížitelnost lamel a systém se tedy i z toho pohledu jeví jako realizovatelný. Z hlediska dynamiky jízdy by bylo možné simulovat i další manévry, na kterých by se projevil přínos aktivního diferenciálu na ovladatelnost vozidla, jeho stabilitu a posun limitu. Pro účely vyhodnocení však byly vybrány simulace, na kterých je vliv aktivní regulace stáčivého momentu jasně patrný a srozumitelně popsatelný.

9.6 SHRUTÍ

Hlavními výhodami navrhovaného mechanismu aktivního diferenciálu je tedy výše popsaná regulace stáčivého momentu, pomocí které může být regulována dynamika jízdy. V první řadě tedy ovladatelnost vozidla a jeho lineární reakce na natočení volantu. Při vyšších bočních zrychlení může být vozidlo díky aktivnímu diferenciálu také předvídatelnější z hlediska reakce před dosažením limitu. Ten je celkově posunut do vyšších bočních zrychlení, než je tomu u vozidla s klasickým diferenciálem. I v těchto limitních bočních zrychleních však aktivní diferenciál dokáže pozitivně ovlivnit stabilitu jízdy a přispět tak bezpečnosti provozu. Hlavními nevýhodami navrhovaného mechanismu je složitost systému a přidaná hmotnost. Zástavbou mechanismu do hnacího ústrojí však nedojde k narušení celkové kompaktnosti podvozku.

ZÁVĚR

Cílem této práce je zodpovězení základních otázek spojených s využitím technologie aktivního dělení hnacího momentu u nákladních vozidel. Za tímto účelem byla vytvořena rešerše existujících systémů a jejich konstrukčních řešení z níž vyplývají základní poznatky pro návrh aktivního diferenciálu pro konkrétní nákladní vozidlo a která vede k pochopení hlavních principů a konstrukčních možností. V dalším kroku byl vytvořen univerzální detailní multibody model nákladního vozu v systému MSC ADAMS Car. Ten detailně zahrnuje do výpočtu všechny základní silové prvky a veličiny důležité pro vyhodnocení dynamiky jízdy vozidla v různých situacích a v širokém spektru okolních podmínek. Ve srovnání s běžně používanými modely pro výzkum dynamiky vozidel, představuje tento model velmi podrobný popis kompletního vozidla a jeho omezením je pouze časová a finanční náročnost získávání dalších parametrů pro jeho zpřesnění. I ve zvolené míře detailnosti však sestavený model dobře reprezentuje reálné chování vozu z hlediska sledovaných veličin důležitých pro dynamiku jízdy a vyhodnocení vlivu aktivního diferenciálu. Za účelem validace modelu bylo provedeno měření vybraných parametrů dynamiky jízdy. Měřicí řetězec byl sestaven se zaměřením především na ovládání vozidla a měření pohybů jednotlivých komponent podvozku vůči karoserii a celého vozidla vůči vozovce. Na základě výsledků měření byla vyhodnocena reakce vozidla na ovládání jak z hlediska podélné dynamiky, tak chování při působení bočního zrychlení. Pomocí naměřených dat byla provedena validace multibody modelu, jejíž obsahem bylo kvalitativní i kvantitativní srovnání měřených a simulovaných veličin.

Na základě poznatků z rešeršní části, byl dále proveden návrh koncepce aktivního diferenciálu pro modelované nákladní vozidlo. Stanoveny byly potřebné parametry převodového ústrojí i spojek na jejichž základě byl realizován konstrukční návrh aktivního diferenciálu. Celá koncepce je navržena s využitím co největšího množství stávajících komponent hnacího ústrojí. V další části byl sestaven také multibody model aktivního diferenciálu, který byl implementován do stávajícího modelu hnacího ústrojí.

Nedílnou součástí práce bylo sestavení regulačního algoritmu navrhovaného aktivního diferenciálu v prostředí MATLAB Simulink. Byl zvolen regulační algoritmus založený na referenčním modelu vozidla vycházejícím z ustálených jízdních stavů. Samotný regulační vztah je pak založen na paralelní regulaci stáčivé rychlosti i úhlu směrové úchylny a strategie kontrolního algoritmu je založena na regulaci v klouzavém módu (zvolená kontrolní strategie) [27]. Takto sestavený regulační algoritmus byl následně propojen s validovaným multibody modelem vozidla a odladěn pro simulace jednotlivých manévru.

Na základě simulace ustálených i přechodových jízdních stavů byl analyzován výsledný vliv regulace stáčivého momentu na dynamiku jízdy z hlediska ovladatelnosti vozidla, jeho stability a mezních jízdních stavů. Všechny cíle této práce vytyčené v kapitole 4 tak byly splněny.

Z uvedených výsledků jednoznačně vyplývá přínos příčného dělení hnacích sil z hlediska všech sledovaných aspektů dynamiky jízdy. Ačkoli byl celý systém implementován pouze na zadní hnací nápravu, dokáže aktivní diferenciál u nákladního vozidla zlepšit jeho ovladatelnost

v celém rozsahu zatížení, ve kterém je vozidlo provozováno. Z hlediska přenosu podélných i bočních sil je možné kompenzovat vliv rozdílu parametrů vozidla vzniklý změnou zatížení (klopné tuhosti náprav, poloha těžiště, momenty setrvačnosti) a pozitivně tak přispět k manévrovatelnosti vozu a kompenzovat tak nedostatky jeho podvozku. Celkově je technologie aktivního dělení momentu mezi pravé a levé kolo jedna z velmi přínosných a dále se rozvíjejících. Tyto mechatronické systémy jsou součástí vyspělých hnacích ústrojí, která umožňují komfortní ovládání vozu v mnoha jízdách situacích. I když je doposud vyvíjena především pro osobní vozidla, její využití u nákladních vozidel, jak je prokázáno v této práci, má svůj potenciál z hlediska ovladatelnosti vozidla a stability jízdy, což jsou důležité prvky aktivní bezpečnosti. Ta je u výrobců moderních nákladních vozidel jednou z hlavních priorit.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] SHIBAHATA, Y., K. SHIMADA a T. TOMARI. The improvement of vehicle maneuverability by direct yaw moment control. In: *Proceedings of the First International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC '92)*. Yokohama, Japonsko: Japan Society of Automotive Engineers, Tokyo, 1992, s. 452-457.
- [2] MÜLLER, A., W. ACHENBACH, E. SCHINDLER, T. WOHLAND a G. W. MOHN . Das neue Fahrsicherheitssystem Electronic Stability Program von Mercedes-Benz. *ATZ Automobiltechnische Z.* 1994, (11), 656-670. ISSN 0001-2785.
- [3] IKUSHIMA, Y. a K. Sawase. A study on the effect of active yaw moment control. SAE paper 950303. 1995.
- [4] SAWASE, K., Y. USHIRODA a K. INOUE. Effect of the right-and-left torque vectoring system in various types of drivetrain. SAE Paper 2007-01-3645. 2007.
- [5] SAWASE, K. a K. INOUE. Classification and analysis of lateral torque-vectoring differentials using velocity diagrams. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2008, 222(9), s. 1527-1541. DOI: 10.1243/09544070JAUTO824. ISSN 0954-4070. Dostupné také z: <http://journals.sagepub.com/doi/10.1243/09544070JAUTO824>
- [6] SAWASE, K. a K. INOUE. Maximum acceptable differential speed ratio of lateral torque-vectoring differentials for vehicles. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2009, 223(8), s. 967-978. DOI: 10.1243/09544070JAUTO1148. ISSN 0954-4070. Dostupné také z: <http://journals.sagepub.com/doi/10.1243/09544070JAUTO1148>
- [7] RAJAMANI, R. *Vehicle dynamics and control*. 2nd ed. New York: Springer, 2012. ISBN 978-146-1414-322.
- [8] CANALE, M., L. FAGIANO, M. MILANESE a P. BORODANI. Robust vehicle yaw control using an active differential and IMC techniques. *Control Engineering Practice*. 2007, 15(8), 923-941. DOI: 10.1016/j.conengprac.2006.11.012. ISSN 09670661. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0967066106002267>
- [9] BEAL, C. E. a J. C. GERDES. Model Predictive Control for Vehicle Stabilization at the Limits of Handling. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*. 2013, 21(4), 1258-1269. DOI: 10.1109/TCST.2012.2200826. ISSN 1063-6536. Dostupné také z: <http://ieeexplore.ieee.org/document/6226838/>

- [10] KASINATHAN, D., A. KASAIEZADEH, A. WONG, A. KHAJEPOUR, S. K. CHEN a B. LITKOUHI. An Optimal Torque Vectoring Control for Vehicle Applications via Real-Time Constraints. In: *IEEE Transactions on Vehicular Technology*. 2016, 65(6), s. 4368-4378. DOI: 10.1109/TVT.2015.2467374. ISBN 978-1-138-02992-7. ISSN 0018-9545. Dostupné také z: <http://ieeexplore.ieee.org/document/7192731/>
- [11] GRUBER, P., A. SORNIOTTI, B. LENZO, G. DE FILIPPIS a S. FALLAH. Energy efficient torque vectoring control. In: *Advanced Vehicle Control: Proceedings of the 13th International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC'16)*. Munich, Germany, 2016, s. 17-22. ISBN 978-1-138-02992-7.
- [12] DE NOVELLIS, L., A. SORNIOTTI, P. GRUBER, L. SHEAD, V. IVANOV a K. HOEPPING. Torque Vectoring for Electric Vehicles with Individually Controlled Motors: State-of-the-Art and Future Developments. In: *World Electric Vehicle Journal*. 2012, 5(2), s. 617-628. DOI: 10.3390/wevj5020617. ISSN 2032-6653.
- [13] PIYABONGKARN, D., J. Y. LEW, R. RAJAMANI, J. A. GROGG a Q. YUAN. On the Use of Torque-Biasing Systems for Electronic Stability Control: Limitations and Possibilities. In: *IEEE Transactions on Control Systems Technology*. 2007, 15(3), s. 581-589. DOI: 10.1109/TCST.2007.894656. ISSN 1063-6536.
- [14] PIYABONGKARN, D., J. Y. LEW, R. RAJAMANI a J. A. GROGG. Active driveline torque-management systems. In: *IEEE Control Systems*. 2010, 30(4), s. 86-102. DOI: 10.1109/MCS.2010.937005. ISSN 1066-033X.
- [15] SABBIONI, E., F. CHELI, M. VIGNATI a S. MELZI. Comparison of Torque Vectoring Control Strategies for a IWM Vehicle. In: *SAE International Journal of Passenger Cars - Electronic and Electrical Systems*. 2014, 7(2), s. 565-572. DOI: 10.4271/2014-01-0860. ISSN 1946-4622.
- [16] EISELE, D. D. a H. PENG. Vehicle Dynamics Control with Rollover Prevention for Articulated Heavy Trucks. In: *Proceedings AVEC 2000: 5th International Symposium on Advanced Vehicle Control*. Michigan: Ann Arbor, 2000, s. 123-130.
- [17] GILLESPIE, T. D. *Fundamentals of vehicle dynamics*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1992. ISBN 978-1-56091-199-9.
- [18] SAWASE, K., Y. USHIRODA a T. MIURA. Left-Right Torque Vectoring Technology as the Core of Super All Wheel Control (S-AWC). *Mitsubishi Motors Technical Review*. 2006(18), 16-23.
- [19] USHIRODA, Y., K. SAWASE, N. TAKAHASHI, K. SUZUKI a K. MANABE. Development of Super AYC. *Mitsubishi Motors Technical Review*. 2003, (15), 73-76.

- [20] MEIßNER, Ch., TENBERGE, P. New concepts of active yaw control for electric and hybrid vehicles. In: *International Conference on Mechanical Engineering and Mechanics*. Beijing - China, 2009, s. 6.
- [21] Podklady dostupné online na <http://www.tatra.cz> a materiály poskytnuté firmou Tatra a.s.
- [22] Dokumentace MSC ADAMS/Car 2017.1.
- [23] ČSN 30 0034. *Základní automobilové názvosloví: Směrová dynamika vozidel*. 1. Praha: Úřad pro normalizaci a měření, 1982.
- [24] PACEJKA, H. B. a I. BESELINK. CONTRIBUTING AUTHOR. *Tire and vehicle dynamics*. 3rd ed. Oxford, UK: Butterworth-Heinemann, 2012. ISBN 978-008-0970-165.
- [25] *ISO 7401:2011: Road vehicles - Lateral transient response test methods - Open-loop test methods*. 3. Geneva: ISO copyright office, 2011.
- [26] Fojtášek, J. *Studie využití diferenciálu s řízeným dělením momentu pro těžká užíková vozidla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 98 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Porteš, Dr.
- [27] BALÁTĚ, Jaroslav. *Automatické řízení*. 1. Praha: BEN - technická literatura, 2003. ISBN 80-730-0020-2.
- [28] SLOTINE, J.-J. E. a Weiping LI. *Applied nonlinear control*. 1. Englewood Cliffs, N.J.: Prentice Hall, c1991. ISBN 01-304-0890-5.
- [29] DRAKUNOV, S.V., B. ASHRAFI a A. ROSIGLIONI. Yaw Control Algorithm via Sliding Mode Control. In: *Proceedings of the American Control Conference*. Chicago: IEEE Service Center, 2000, 580 - 583. ISBN 0-7803-5519-9. ISSN 0743-1619.
- [30] RAJAMANI, R. a D. N. PIYABONGKARN. New paradigms for the integration of yaw stability and rollover prevention functions in vehicle stability control. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*. 2013, 14(1), 249-261. DOI: 10.1109/TITS.2012.2215856. ISSN 1524-9050. Dostupné také z: <http://ieeexplore.ieee.org/document/6303917/>
- [31] VLK, F. *Dynamika motorových vozidel: jízdní odpory : hnací charakteristika : brzdění : odpruženost : říditelnost, ovladatelnost : stabilita*. 1. Brno: VLK, 2000. ISBN 80-238-5273-6.
- [32] VLK, F. *Převodová ústrojí motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0025-0.

SEZNAM PUBLIKACÍ AUTORA PRÁCE

PÍŠTĚK, V.; PORTEŠ, P.; FOJTÁŠEK, J. *Odborná zpráva (WP17V004) - Návrh možných koncepcí „inteligentního diferenciálu“ pro použití v nákladních vozidlech*. Brno: 2013. s. 1-11.

PORTEŠ, P.; PÍŠTĚK, V.; FOJTÁŠEK, J.; KUČERA, P. *Odborná zpráva - (WP17V003) Virtuální prototyp těžkého nákladního vozu*. Brno: 2014. s. 1-15.

FOJTÁŠEK, J.; PORTEŠ, P. Multibody Model of Commercial Vehicle For Lateral Torque Vectoring Study in Adams/Car. In *Setkání uživatelů MSC Software 2015*. 1. MSC Software s.r.o., 2015. p. 21-29.

FOJTÁŠEK, J. Lane Change Maneuver of Virtual Heavy Vehicle Equipped with Yaw Moment Control. *Perners' Contacts*, 2016, vol. 4, no. XI, p. 24-31. ISSN: 1801-674X.

FOJTÁŠEK, J. a P. PORTEŠ. The Effects of Lateral Torque Vectoring on Heavy Vehicle Handling. In *KOKA 2016*. Brno: 2016. s. 150-155. ISBN: 978-80-214-5379-1.

PORTEŠ, P.; KUČERA, P.; PÍŠTĚK, V.; FOJTÁŠEK, J.; ZHÁŇAL, L. Modern Tools For Vehicle Development. In *Engineering Mechanics 2017*. 1. Brno University of Technology, 2017. p. 54-57. ISBN: 978-80-214-5497-2.

PORTEŠ, P.; ZHÁŇAL, L.; BLAŽÁK, O.; HEJTMÁNEK, P.; FOJTÁŠEK, J. *Výzkum v oblasti dynamiky závodního vozu*. Brno: 2017. s. 1-177.

PORTEŠ, P.; ZHÁŇAL, L.; FOJTÁŠEK, J. Complex approach to computations and analysis of vehicle dynamics. In *Vibroengineering Procedia. Vibroengineering Procedia*. Lithuania: JVE International, 2018. p. 132-137. ISSN: 2345-0533.

FOJTÁŠEK, J. Heavy Commercial Vehicle Yaw Control Simulation. In *Vibroengineering PROCEDIA. Vibroengineering Procedia*. Kaunas: JVE International Ltd., 2018. p. 138-143. ISSN: 2345-0533.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

ABS	Anti-lock Brake System – protiblokovací systém kol
AS	Axle Side – označení nápravy a strany vozidla
ATC	Automatic Traction Control – systém kontroly trakce
ATTS	Automatic Torque Transfer Systém – systém řízeného dělení momentu (Honda)
AYC	Active Yaw Control – systém řízení stáčení (Mitsubishi)
C	Carrier – nosná část
CL	Clutch left – levá spojka
CR	Clutch right - pravá spojka
CSL	Connection shaft to left driveshaft - spojovací hřídel k levé poloose
CSR	Connection shaft to right driveshaft - spojovací hřídel k pravé poloose
EBS	Electronic Braking System – systém elektronického řízení brzd
ESC	Electronic Stability Control – systém stabilizace vozidla
ESP	Electroic Stability Program – systém stabilizace vozidla
FL	Front Left – přední levé
FR	Front Right – přední pravé
I	Input shaft – vstupní hřídel
IMC	Internal Model Control – pokročilá metoda regulace
IWM	In-Wheel electric Motor – elektromobil s motory v kolech
L	Left driveshaft – levá poloosa
MPC	Model Predictive Control – pokročilá metoda regulace
PC	Pinion central – prostřední pastorek
PL	Pinion left – levý pastorek
PR	Pinion right – pravý pastorek

R		Right driveshaft - pravá poloosa
RL		Rear Left – zadní levé
RR		Rear Right – zadní pravé
SC		Sun gear center – prostřední centrální kolo
SL		Sun gear left - levé centrální kolo
SR		Sun gear right – pravé centrální kolo
TVD		Torque Vectoring Differential – diferenciál s řízeným dělením momentu
a_y	[m/s ²]	boční zrychlení vozidla
a_{y_cg}	[m/s ²]	boční zrychlení v těžišti vozidla
$C_{\alpha f}$	[N/rad]	směrová tuhost přední nápravy
$C_{\alpha fr}$	[N/rad]	směrová tuhost jedné pneumatiky zadní nápravy
$C_{\alpha ft}$	[N/rad]	směrová tuhost jedné pneumatiky přední nápravy
$C_{\alpha r}$	[N/rad]	směrová tuhost zadní nápravy
d_{bd}	[-]	požadavek řidiče na sešlápnutí brzdového pedálu
E_z	[J]	teoretická ztrátová energie aktivního diferenciálu
E_z	[J]	teoretická ztrátová energie aktivního diferenciálu
F_{xAS}	[N]	podélná síla na dané pneumatice, A (axle) obecné označení nápravy (F - front, R - rear), S (side) obecné označení strany vozidla (L - left, R - right)
F_{yAS}	[N]	boční síla na dané pneumatice
F_{yRR}	[N]	boční síla přenášená pravým kolem (s aktivním diferenciálem)
F'_{yRR}	[N]	boční síla přenášená pravým kolem (bez aktivního diferenciálu)
F'_{yRR}	[N]	boční síla přenášená pravým kolem (bez aktivního diferenciálu)
F_{xR}	[N]	celková podélná síla přenášená zadní nápravou
F_{yRL}	[N]	boční síla přenášená levým kolem (s aktivním diferenciálem)

g	$[m/s^2]$	gravitační zrychlení
i	$[-]$	nutný počet třecích ploch
i_b	$[-]$	poměr brzdného účinku zadní/přední náprava
i_c	$[-]$	skutečný převodový poměr prostředního centrálního kola a prostředního pastorku
i_{cl}	$[-]$	celkový převod zapojený při sepnutí levé spojky
i_{clo}	$[-]$	optimální převodový poměr při sepnuté levé spojce
i_{cr}	$[-]$	celkový převod zapojený při sepnutí pravé spojky
i_{cro}	$[-]$	optimální převodový poměr při sepnuté pravé spojce
i_d	$[-]$	převodový poměr mezi planetovými koly diferenciálu a satelity
i_l	$[-]$	skutečný převodový poměr levého centrálního kola a levého pastorku
i_r	$[-]$	převodový poměr mezi pravým centrálním kolem a pravým pastorkem
i_{ro}	$[-]$	optimální převodový poměr pravého centrálního kola a pravého pastorku
i_{roz}	$[-]$	převodový poměr rozvodovky
I_z	$[kgm^2]$	moment setrvačnosti vozidla kolem osy z
$J_{\omega R}$	$[kgm^2]$	moment setrvačnosti zadní dvojmontáže s nábojem a hnací hřídelí k ose rotace kola
K	$[rad/(m/s^2)]$	faktor stability
L	$[m]$	rozvor náprav
l_f	$[m]$	vzdálenost těžiště od přední nápravy ve směru osy x
l_r	$[m]$	vzdálenost těžiště od zadní nápravy ve směru osy x
l_w	$[m]$	rozchod kol hnací nápravy
l_{wf}	$[m]$	rozchod kol přední nápravy
l_{wr}	$[m]$	střední rozchod kol zadní nápravy
m	$[kg]$	hmotnost vozidla

M_c	[Nm]	točivý moment přenášený spojkou aktivního diferenciálu (levou či pravou)
M_{cl}	[Nm]	točivý moment přenášený levou spojkou
M_{cmax}	[Nm]	maximální točivý moment, který je schopna spojka přenést
M_{cr}	[N.m]	točivý moment přenášený pravou spojkou
$M_{cr(r)}$	[Nm]	moment přenášený pravou spojkou při maximálním zatížení (pravotočivá zatáčka)
$M_{csl(r)}$	[Nm]	moment přenášený spojovací hřídelí k levé poloose při maximálním zatížení (pravotočivá zatáčka)
M_{cslo}	[Nm]	idealizovaný točivý moment přenášený spojovací hřídelí k levé poloose
$M_{csr(r)}$	[Nm]	moment přenášený spojovací hřídelí k pravé poloose při maximálním zatížení (pravotočivá zatáčka)
M_{csro}	[Nm]	idealizovaný točivý moment přenášený spojovací hřídelí k pravé poloose
m_f	[kg]	hmotnost, kterou působí na vozovku přední náprava
M_i	[Nm]	točivý moment na vstupní hřídeli
$M_{i(l)}$	[Nm]	vstupní moment přivedený od motoru na klec diferenciálu maximálním zatížení (levotočivá zatáčka)
$M_{i(r)}$	[Nm]	vstupní moment přivedený od motoru na klec diferenciálu při maximálním zatížení mechanismu (pravotočivá zatáčka)
M_l	[N.m]	točivý moment na levém kole
$M_{p(l)}$	[Nm]	moment přenášený třístupňovým pastorkem při maximálním zatížení (levotočivá zatáčka)
$M_{p(r)}$	[Nm]	moment přenášený třístupňovým pastorkem při maximálním zatížení (pravotočivá zatáčka)
m_r	[kg]	hmotnost, kterou působí na vozovku zadní náprava
M_r	[Nm]	točivý moment na pravém kole
M_{RL}	[Nm]	točivý moment přivedený na levé zadní kolo od hnacího ústrojí
M_{RR}	[Nm]	točivý moment přivedený na pravé zadní kolo od hnacího ústrojí
$M_{s(l)}$	[Nm]	moment přenášený satelity diferenciálu při maximálním zatížení (letočivá zatáčka)

$M_{x(l)}$	[Nm]	moment přenášený mezi klecí diferenciálu a levým centrální kolem při maximálním zatížení
$M_{x(r)}$	[Nm]	moment přenášený mezi klecí diferenciálu a levým centrální kolem při maximálním zatížení (pravotočivá zatáčka)
m_z	[mm]	normální modul ozubení
M_z	[Nm]	stáčivý moment vytvořený rozdíly hnacích sil
$M_{\Psi d}$	[Nm]	stáčivý moment od aktivního diferenciálu
$M_{\Psi d}$	[Nm]	přídavný stáčivý moment vytvořený rozdíly hnacích sil
n_l	[s ⁻¹]	otáčky klece diferenciálu
n_L	[s ⁻¹]	otáčky levé poloosy
$n_{l(l)}$	[s ⁻¹]	otáčky levé poloosy v levotočivé zatáčce
$n_{l(p)}$	[s ⁻¹]	otáčky levé poloosy v pravotočivé zatáčce
n_p	[s ⁻¹]	aritmetický průměr otáček levé a pravé poloosy
n_R	[s ⁻¹]	otáčky pravé poloosy
n_{SC}	[s ⁻¹]	otáčky prostředního centrálního kola
p_{max}	[Pa]	maximální tlak na obložení lamel
P_t	[W]	třecí výkon produkovaný spojkou
q_{AE}	[J/mm ²]	měrná třecí práce vyprodukovaná spojkou během manévru
q_{AEDov}	[J/mm ²]	maximální dovolená měrná třecí práce spojky stanovená výrobcem lamel
Q_c	[J]	teplo vyprodukované spojkou
q_{des}	[-]	referenční ovládací koeficient spojek
q_{target}	[-]	žádaný koeficient ovládní spojky
R	[m]	poloměr zatáčky
r_{cns}	[mm]	poloměr centrální nosné roury
r_{eff}	[mm]	efektivní poloměr kola

R_{eff}	[mm]	konstanta efektivního poloměru kola
R_l	[N]	výsledná přenositelná vodorovná síla na levém kole
R_r	[N]	výsledná přenositelná vodorovná síla na pravém kole
r_s	[m]	účinný poloměr spojky
R_Z	[m]	rádus trajektorie vozidla
s	[-]	klouzavá plocha
S	[-]	poměrné otáčky pravé poloosy vůči kleci diferenciálu
s_{cl}	[-]	skluz levé spojky
s_{cr}	[-]	skluz pravé spojky
S_l	[m ²]	plocha jedné třecí dvojice
S_{max}	[-]	skluz prostředního centrálního kola vůči kleci diferenciálu
T_b	[Nm]	brzdný moment
T_{bmax}	[Nm]	maximální brzdý moment
t_k	[s]	čas trvání manévru
v	[m/s]	rychlost vozidla
Z_{pc}	[-]	počet zubů prostředního pastorku
Z_{pl}	[-]	počet zubů levého pastorku
Z_{pr}	[-]	počet zubů pravého pastorku
Z_{sc}	[-]	počet zubů prostředního centrálního kola
Z_{sl}	[-]	počet zubů levého centrálního kola
Z_{sr}	[-]	počet zubů pravého centrálního kola
β	[rad]	úhel směrové úchylky těžiště vozidla
β_{target}	[rad]	žádaný úhel směrové úchylky
β_{upper_bound}	[rad]	horní mez úhlu směrové úchylky

β_{des}	[rad]	referenční úhel směrové úchyly v těžišti vozidla
δ	[rad]	střední úhel natočení předních kol
δ_{AS}	[rad]	úhel natočení daného kola
ΔF_x	[N]	rozdíl hnací síly na jednom kole
ΔF_{xbF}	[N]	rozdíl hnací síly mezi koly přední nápravy vytvořený brzděním jednoho kola
ΔF_{xbR}	[N]	rozdíl hnací síly mezi koly zadní nápravy vytvořený brzděním jednoho kola
ΔF_{xF}	[N]	rozdíl hnací síly na jednom kole přední nápravy
ΔF_{xR}	[N]	rozdíl hnací síly na jednom kole zadní nápravy
ΔF_{yR}	[N]	rozdíl bočních sil, které jsou schopné přenést kola
ΔM	[N.m]	rozdíl točivých momentů na pravém a levém kole
Δn_{lR}	[s ⁻¹]	rozdíl otáček levého a pravého kola
Δn_{lR}	[s ⁻¹]	rozdíl otáček levého a pravého kola
$\Delta \omega_c$	[rad/s ⁻¹]	rozdíl úhlových rychlostí vstupu a výstupu spojky
$\Delta \omega_{cmax}$	[rad/s ⁻¹]	maximální rozdíl úhlových rychlostí teoreticky dosažitelný navrhovanou spojkou v mechanismu
μ	[-]	koeficient adheze mezi pneumatikou a vozovkou
μ_d	[-]	dynamický koeficient tření spojkových lamel
η	[-]	koeficient klouzavé plochy
ξ	[-]	koeficient úhlu směrové úchyly
ω	[rad/s]	úhlová rychlost kola
\dot{q}_{Ao}	[W/mm ²]	měrný třecí výkon teoreticky dosažitelný spojkou v navrhovaném mechanismu
\dot{q}_{AoDov}	[W/mm ²]	maximální dovolený měrný třecí výkon stanovený výrobcem lamel
\dot{s}	[-]	derivace klouzavé plochy podle času
\dot{x}	[m/s]	podélná rychlost vozidla v těžišti

\ddot{x}	[m/s ²]	derivace podélné rychlosti podle času (v těžišti vozidla)
\dot{y}	[m/s]	boční rychlost vozidla v těžišti
\ddot{y}	[m/s ²]	derivace boční rychlosti podle času (v těžišti vozidla)
$\dot{\beta}$	[rad/s]	derivace úhlu směrové úchylky
$\dot{\beta}_{\text{target}}$	[rad/s]	žádaná derivace úhlu směrové úchylky
$\dot{\Psi}$	[rad/s]	stáčivá rychlost vozidla (úhlová rychlost kolem osy z)
$\dot{\Psi}_{\text{des}}$	[rad/s]	referenční stáčivá rychlost (kolem osy Z)
$\dot{\Psi}_{\text{target}}$	[rad/s]	žádaná stáčivá rychlost
$\dot{\Psi}_{\text{upper_bound}}$	[rad/s]	horní mez stáčivé rychlosti
$\ddot{\Psi}$	[rad/s ²]	stáčivé zrychlení vozidla (úhlové zrychlení kolem osy z)
$\ddot{\Psi}_{\text{target}}$	[rad/s ²]	žádané stáčivé zrychlení
$\dot{\omega}_{\text{RL}}$	[rad/s ²]	úhlové zrychlení levého zadního kola
$\dot{\omega}_{\text{RR}}$	[rad/s ²]	úhlové zrychlení pravého zadního kola
aX_m	[m/s ²]	podélné zrychlení
aX_{RT_m}	[m/s ²]	podélné zrychlení
aX_{vehicle_m}	[m/s ²]	podélné zrychlení vozidla v rovině rovnoběžné rovinou vozovky
aY_m	[m/s ²]	boční zrychlení
aY_{RT_m}	[m/s ²]	boční zrychlení
aY_{vehicle_m}	[m/s ²]	boční zrychlení vozidla v rovině rovnoběžné s rovinou vozovky
aZ_{RT_m}	[m/s ²]	svislé zrychlení
brake_pedal_m	[%]	sešlápnutí brzdového pedálu
$\text{brake_pressureAS}_m$	[bar]	tlak v brzdovém válci
damperAS_m	[mm]	zdvih tlumiče

engineRpm_m	[min ⁻¹]	otáčky motoru
gear_m	[-]	zařazený rychlostní stupeň
HT_F_mid_m	[mm]	svislá vzdálenost karoserie od vozovky uprostřed přední nápravy
HT_pitch_m	[°]	úhel klonění karoserie vůči vozovce določtený ze signálu snímačů výšek karoserie
HT_roll_m	[°]	úhel klopení vůči vozovce ze signálu předních snímačů vzdáleností karoserie od vozovky
HT250AS_m	[mm]	výška rámu od vozovky
MpercentEngine_m	[%]	točivý moment motoru
Msteering_wheel_m	[Nm]	moment na volantu
omegaAS_m	[°/s]	úhlová rychlost kola
pitch_acc_m	[°/s ²]	úhlové zrychlení klonění
pitch_angle_m	[°]	úhel klonění karoserie vůči horizontální rovině systému GPS
pitch_rate_m	[°/s]	rychlost klonění
pos_alt_m	[m]	nadmořská výška
pos_lat_m	[°]	zeměpisná šířka
pos_lon_m	[°]	zeměpisná délka
pressureAS_m	[bar]	tlak v pneumatickém vaku
pressureAS_m	[bar]	tlak v pneumatickém vaku
road_bank_angle_m	[°]	úhel příčného sklonu vozovky vůči horizontální rovině GPS
road_slope_angle_m	[°]	úhel stoupání vozovky vůči horizontální rovině GPS
roll_acc_m	[°/s ²]	úhlové zrychlení klopení
roll_angle_m	[°]	úhel klopení karoserie vůči horizontální rovině systému GPS
roll_rate_m	[°/s]	rychlost klopení
side_slip_angle_m	[°]	úhel směrové úchylky GPS

steering_wheel_angle_m	[°]	úhel natočení volantu
vX_m	[km/h]	podélná rychlost vozidla
vY_m	[km/h]	boční rychlost vozidla
vZ_m	[km/h]	svislá rychlost vozidla
wheelSpeedAS_m	[km/h]	obvodová rychlost kola
yaw_acc_m	[°/s ²]	úhlové zrychlení stáčení
yaw_angle_m	[°]	úhel stáčení vůči
yaw_rate_m	[°/s]	rychlost stáčení

SEZNAM PŘÍLOH

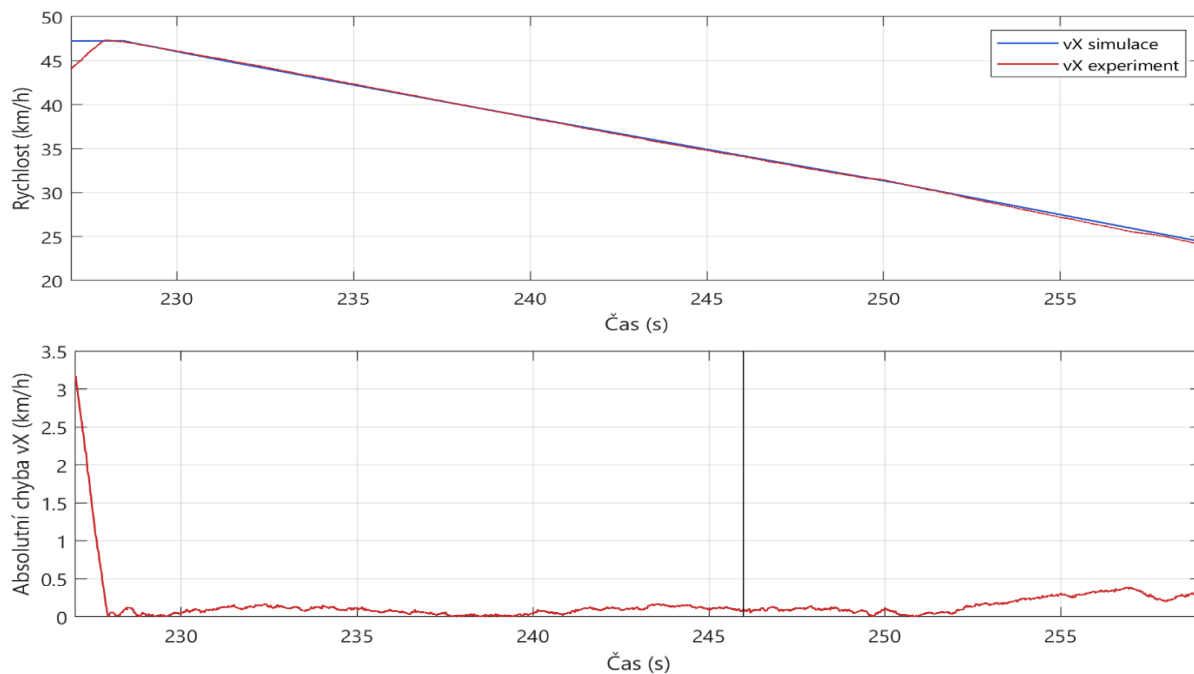
Příloha A – Validace výsledků simulace plně zatíženého vozidla

Příloha B – Výkres koncepčního návrhu aktivního diferenciálu

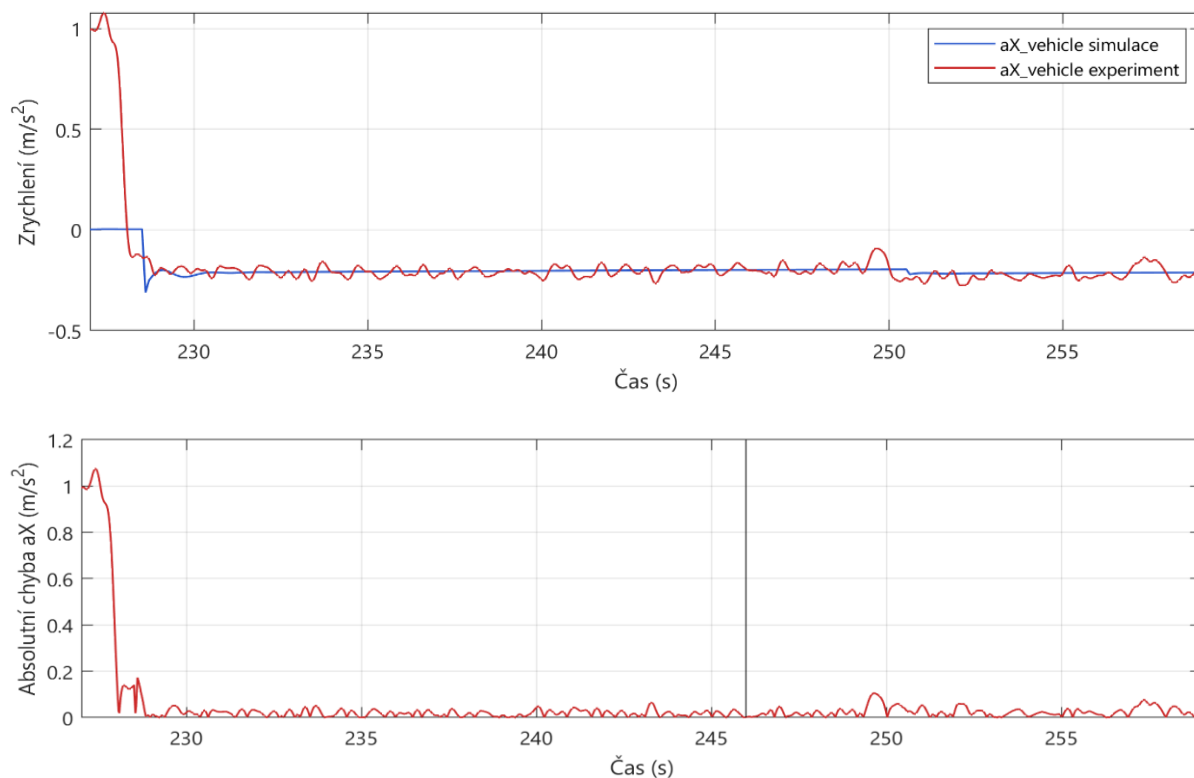
PŘÍLOHA A

VALIDACE VÝSLEDKŮ SIMULACE PLNĚ ZATÍŽENÉHO VOZIDLA

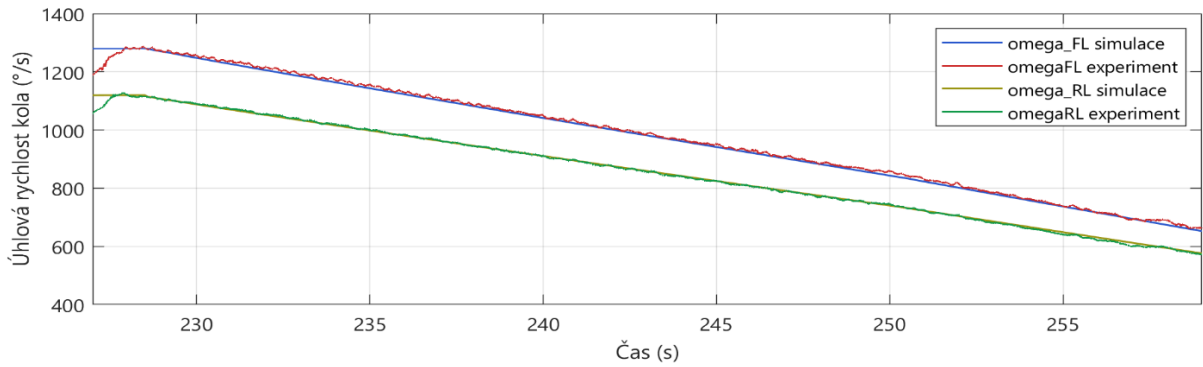
I. Volný dojezd



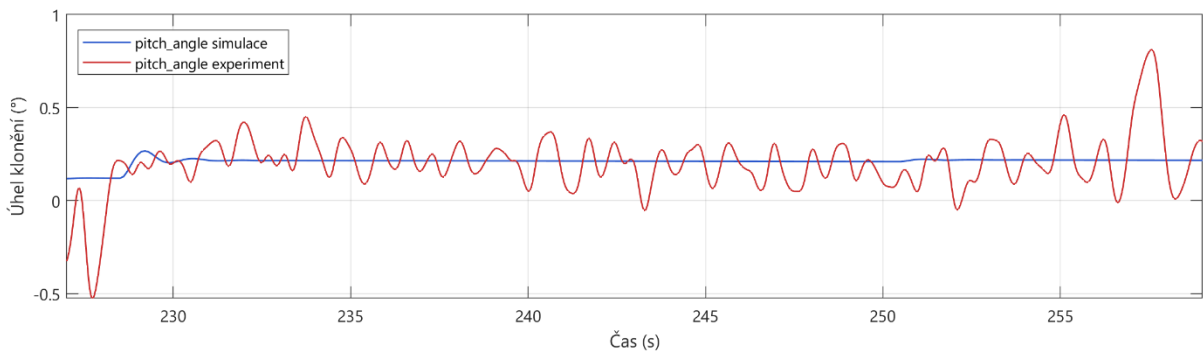
Obr. A.1 Srovnání průběhů rychlosti v čase při volném dojezdu a absolutní chyba výsledků simulace



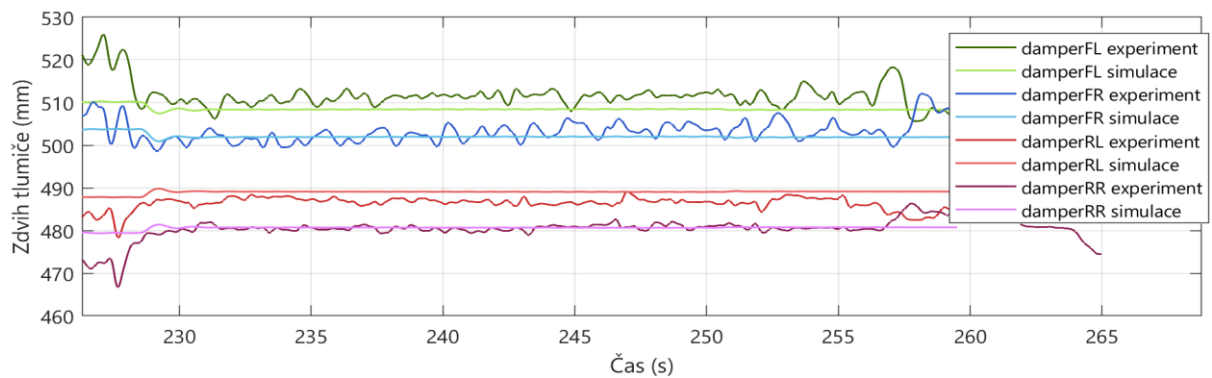
Obr. A.2 Srovnání podélného zrychlení v čase při volném dojezdu a absolutní chyba výsledků simulace



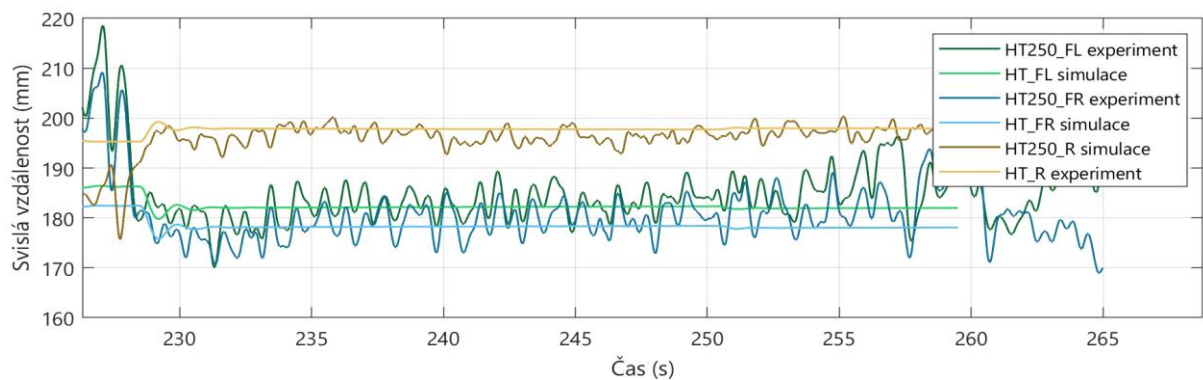
Obr. A.3 Srovnání průběhů úhlových rychlostí kol v čase při volném dojezdu



Obr. A.4 Srovnání průběhů úhlu klonění v čase při volném dojezdu

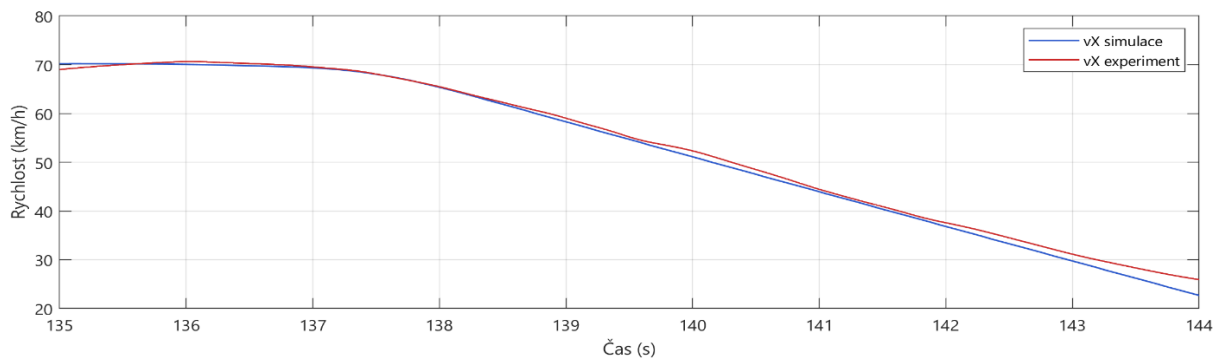


Obr. A.5 Srovnání průběhů zdvihů tlumičů v čase při volném dojezdu

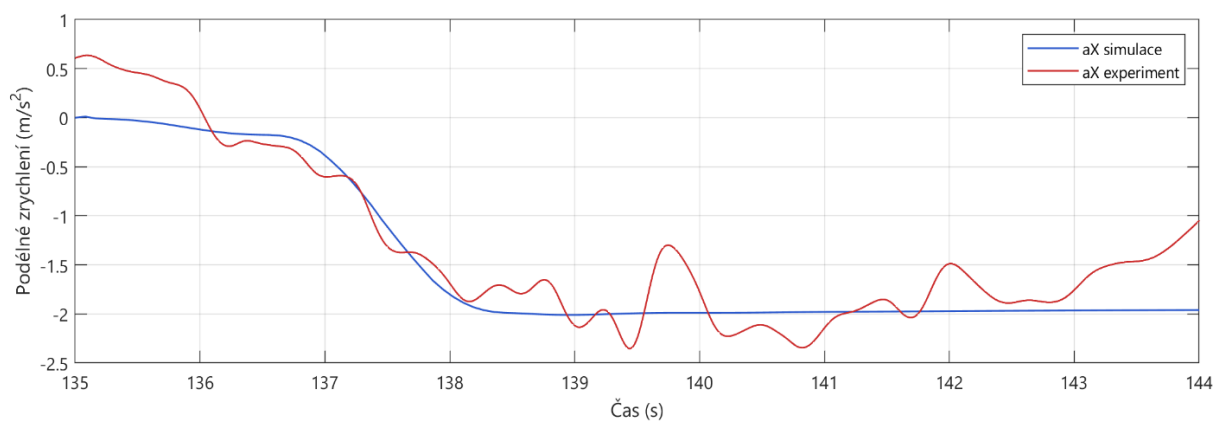


Obr. A.6 Srovnání průběhů svislé vzdálenosti karoserie od vozovky při volném dojezdu

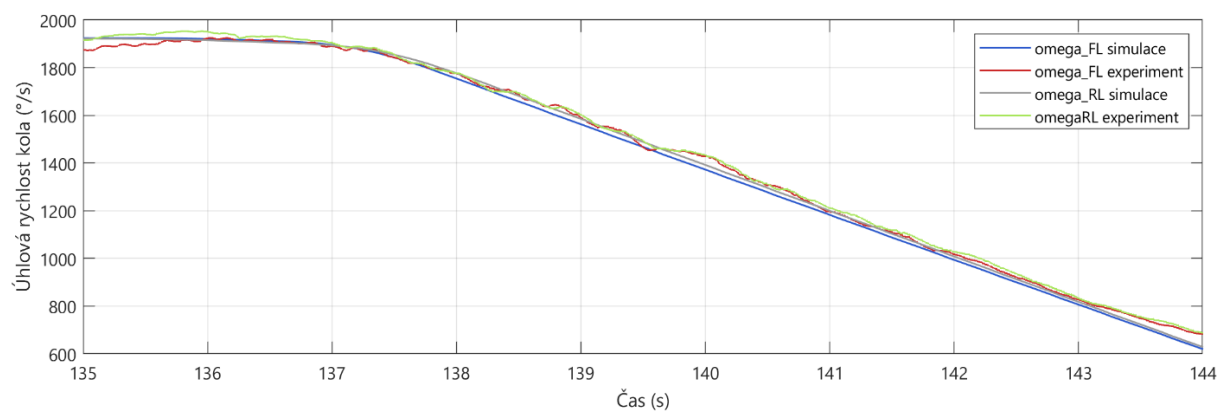
II. Mírné brzdění



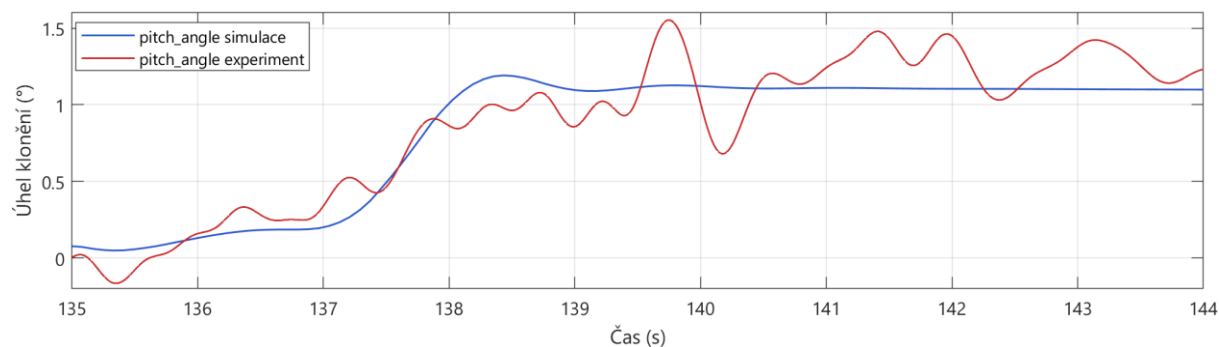
Obr. A 7 Srovnání průběhů rychlosti v čase při mírném brzdění



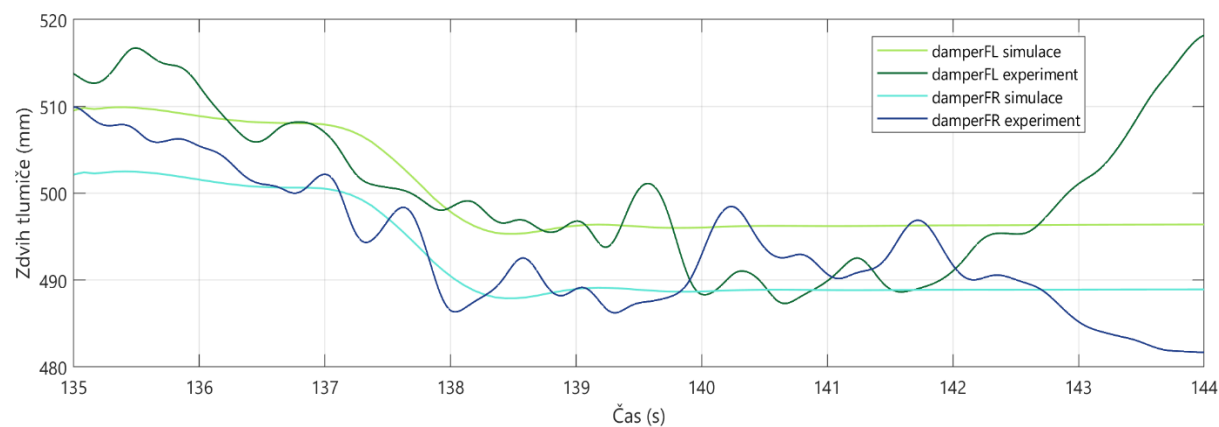
Obr. A 8 Srovnání podélného zrychlení v čase při mírném brzdění



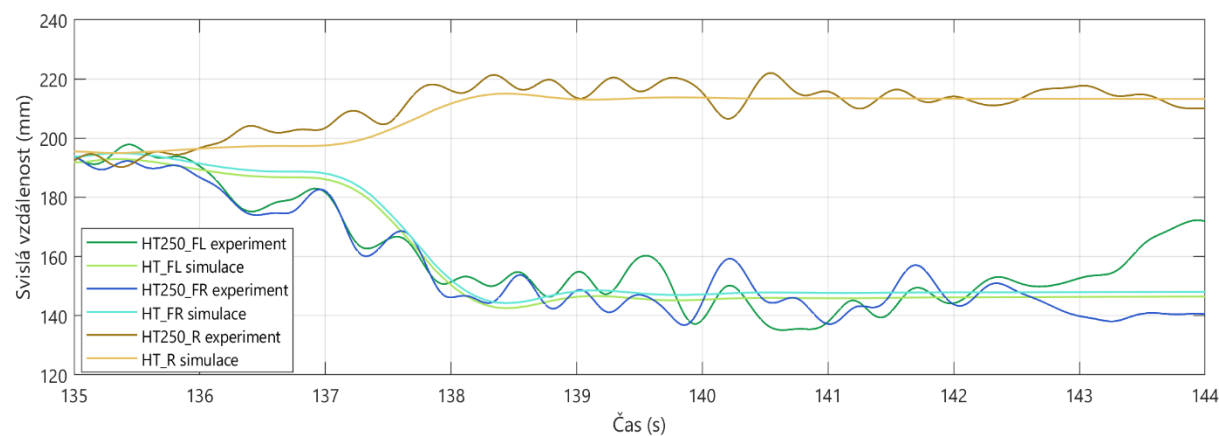
Obr. A 9 Srovnání průběhů úhlové rychlosti kol v čase při mírném brzdění



Obr. A 10 Srovnání průběhů úhlu klonění v čase při mírném brzdění

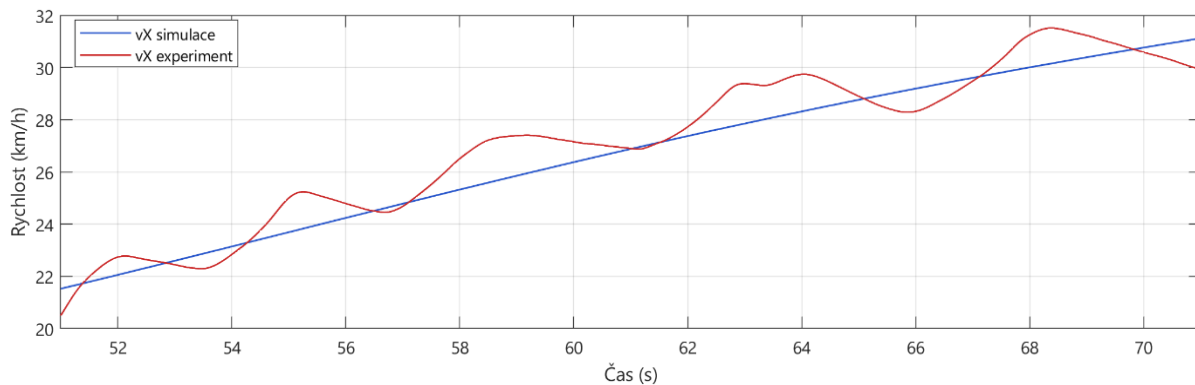


Obr. A 11 Srovnání průběhů zdvihů tlumičů v čase při mírném brzdění

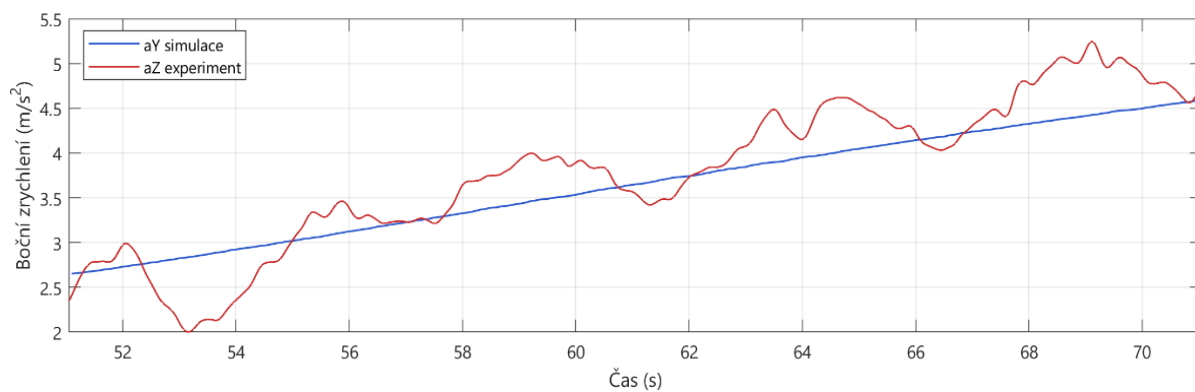


Obr. A 12 Srovnání průběhů svislé vzdálenosti karoserie od vozovky v čase při mírném brzdění

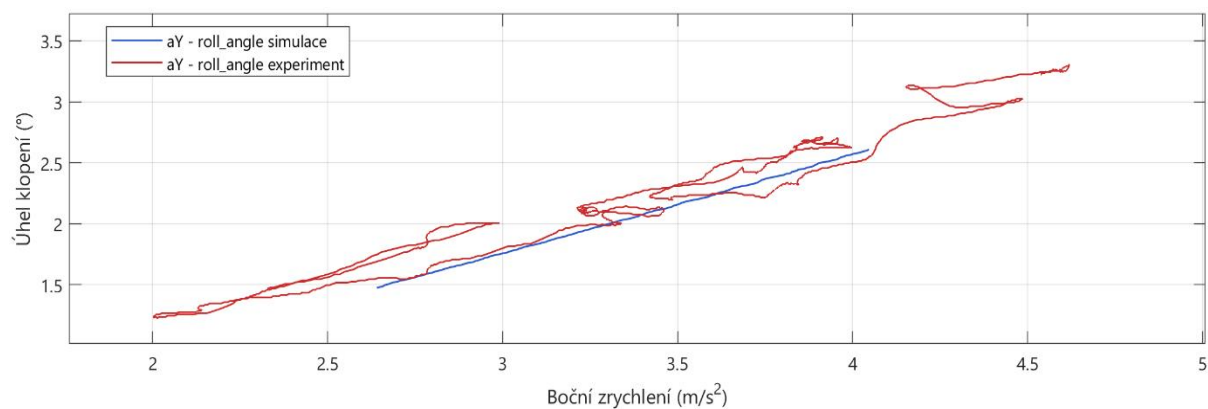
III. Kruhový test



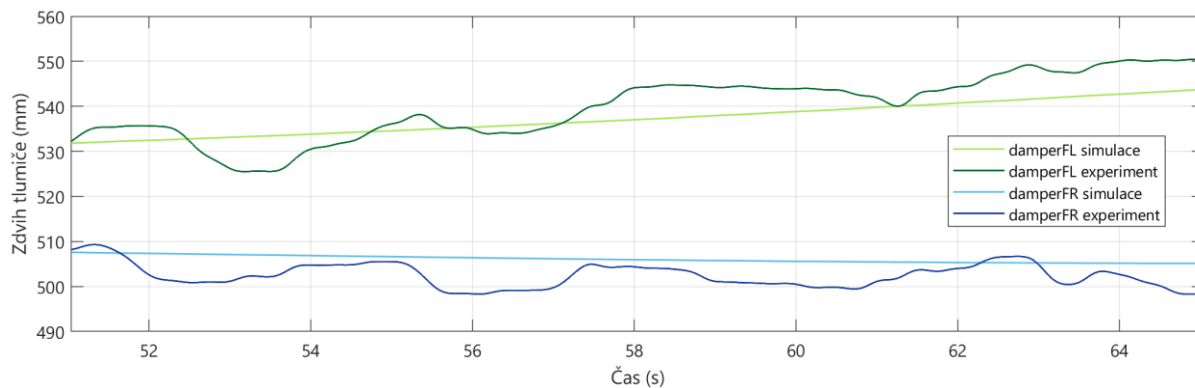
Obr. A.13 Srovnání průběhů rychlosti v čase při kruhovém testu



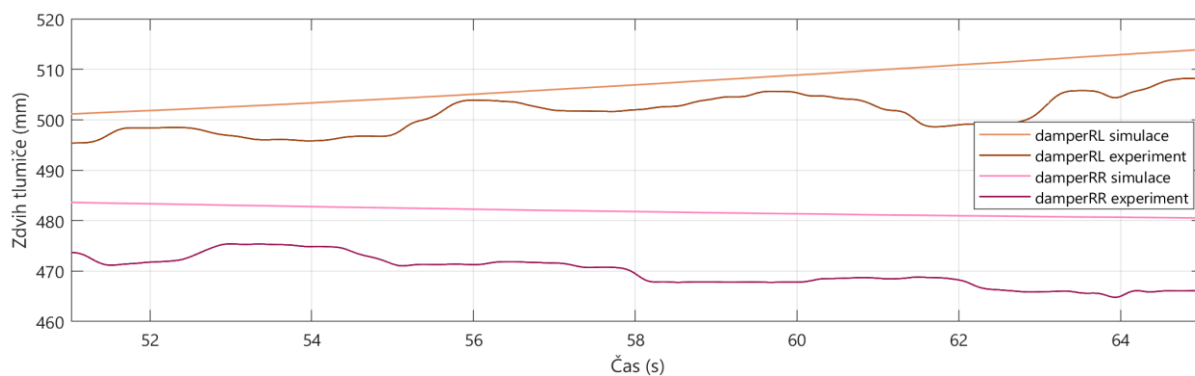
Obr. A.14 Srovnání průběhů bočního zrychlení při kruhovém testu



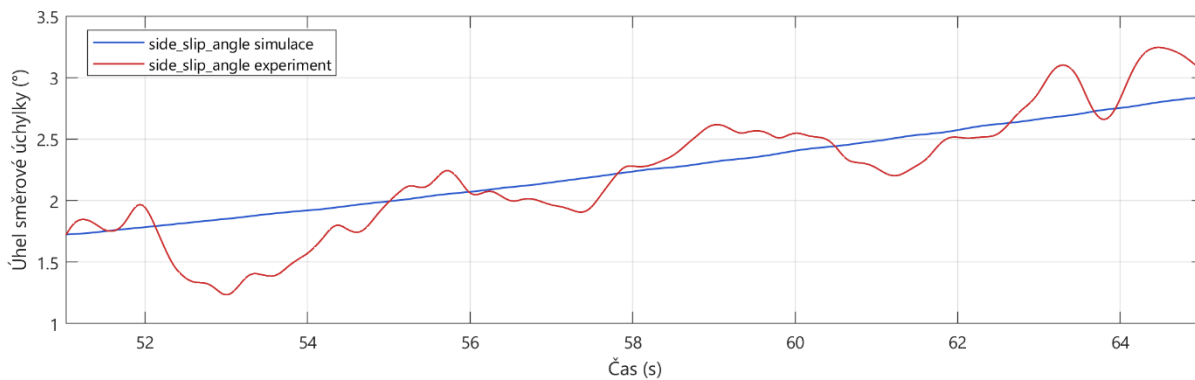
Obr. A.15 Srovnání závislosti úhlu klopení na bočním zrychlení při kruhovém testu



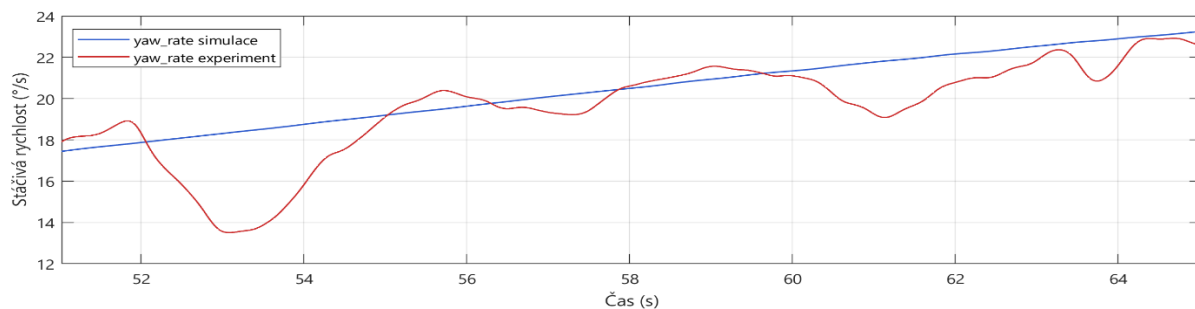
Obr. A.16 Srovnání průběhů zdvihů předních tlumičů v čase při kruhovém testu



Obr. A.17 Srovnání průběhů zdvihů zadních tlumičů v čase při kruhovém testu



Obr. A.18 Srovnání průběhů úhlu směrové úchylky v čase při kruhovém testu



Obr. A.19 Srovnání průběhů stáčívé rychlosti v čase při kruhovém testu

PŘÍLOHA B

VÝKRES KONCEPČNÍHO NÁVRHU AKTIVNÍHO DIFERENCIÁLU

