



# 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

# NÁVRH ŘÍDÍCÍHO ALGORITMU ABS PRO NÁKLADNÍ VOZIDLO

DEVELOPMENT OF ABS CONTROL ALGORITHM FOR HEAVY COMMERCIAL VEHICLE

## DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. David Slepánek

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jan Fojtášek

BRNO 2018

# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>Bc. David Slepánek</b>
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	<b>Ing. Jan Fojtášek</b>
Akademický rok:	2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

## Návrh řídicího algoritmu ABS pro nákladní vozidlo

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pomocí správně navrženého řízení brzdového systému je možné dosáhnout nejenom výrazného zkrácení brzdné dráhy, ale také zlepšit ovladatelnost vozidla v krizových situacích, což značně přispívá bezpečnosti provozu. Testování řídicího algoritmu na reálném vozidle je však poměrně zdlouhavé a v raných fázích vývoje algoritmu také značně neefektivní. Pro tyto účely je vhodné využití virtuálního prototypu vozidla a testování algoritmu pomocí simulací, bez náročného provádění reálných jízdních zkoušek.

### Cíle diplomové práce:

Práce bude zaměřena na sestavení kontrolního algoritmu elektronického brzdového systému pro nákladní vozidlo v prostředí MATLAB Simulink a jeho testování pomocí virtuálního prototypu sestaveného v multibody systému ADAMS Car. Hlavní cíle práce:

- Sestavení kontrolního algoritmu elektronického brzdového systému,
- propojení řídicího algoritmu s virtuálním prototypem,
- ladění parametrů sestaveného řídicího algoritmu,
- vyhodnocení ovladatelnosti vozidla s navržených řídicím systémem ABS.

### Seznam doporučené literatury:

BERND, S. Computational flexible multibody dynamics: A differential-algebraic approach [online].

2013 [cit.2013-07-30]. ISBN 978-3-642-35158-7. Dostupné z :

<http://link.springer.com/book/10.1007/978-3-642-35158-7/page/1>

FIJALKOVSKI, B. T. Automotive mechatronics: operational and practical issues. Dordrecht: Springer Verlag, 2011. 526 s. ISBN 978-94-007-1182-2.



Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 1. 11. 2017



---

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katoňický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá návrhem řídicího algoritmu ABS pro nákladní vozidlo. V první části je čtenář seznámen s historií a prvním použitím anti-blokovacího systému, jeho principy a hlavními funkcemi. Jsou zde také nastíněny algoritmy řízení a kontrola funkčnosti systému. Druhá část je věnována dynamickému modelu, programům a prostředím ADAMS Car a MATLAB Simulink. Dále se v této části nachází popis algoritmu, jeho parametrů a základní ověření funkčnosti. Popsána je také simulace, propojení programů, testování a odladění. Závěrečná část je věnována výsledkům a jejich vyhodnocení.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Proti-blokovací systém ABS, kontrolní algoritmy ABS, kosimulace, ADAMS Car, MATLAB Simulink, nákladní vozidla, bezpečnost

## ABSTRACT

This thesis is concerned with ABS algorithm project for commercial vehicles. In the first part the reader is introduced to the history and first usage of the anti-blocking system, its principles and main functions. There are also driving algorithms and functionality system control. The second part is dedicated to the dynamic model, programs and ADAMS Car and MATLAB Simulink interfaces. It also contains the description of the algorithm, its parameters and basic functionality assay. Simulation, program interlink, testing and tuning are also described. The concluding part deals with results and their assessment.

## KEYWORDS

Anti-block braking system (ABS), ABS control algorithm, co-simulation, ADAMS Car, MATLAB Simulink, heavy commercial vehicles, safety

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SLEPÁNEK, D. *Návrh řídicího algoritmu ABS pro nákladní vozidlo*. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 64 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Fojtášek.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jana Fojtáška a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2018

.....

Bc. David Slepánek

## **PODĚKOVÁNÍ**

Rád bych poděkoval vedoucímu své práce Ing. Janu Fojtáškoví za ochotu, trpělivost, rady a připomínky při vedení této diplomové práce.

## OBSAH

Úvod .....	9
1 Seznámení se systémem ABS .....	10
1.1 Historie.....	10
1.2 Princip funkce .....	11
1.3 Motivace k použití systému .....	17
1.4 Kontrola systému .....	19
1.4.1 Regulační veličiny.....	19
1.5 Algoritmy řízení.....	20
1.5.1 Algoritmus založený na hraničním zpomalení.....	20
1.5.2 Regulační cyklus ABS (Bosch).....	21
1.5.3 Ostatní algoritmy .....	22
2 Dynamický model .....	25
2.1 Základní informace o programu ADAMS .....	25
2.2 Popis modelu.....	26
3 Řídící algoritmus .....	33
3.1 Popis prostředí Simulink.....	33
3.2 Popis algoritmu, parametrů.....	34
4 Simulace .....	39
4.1 Popis propojení modelů .....	39
4.2 Základní ověření algoritmu.....	43
4.3 Testování algoritmu a optimalizace parametrů.....	45
4.4 Simulace manévru.....	49
5 Výsledky a vyhodnocení .....	51
5.1 Brzdění v přímém směru.....	51
5.2 Brzdění při vyhýbacím manévru.....	55
Závěr.....	58
Použité zdroje .....	60
Seznam použitých zkratk a symbolů .....	64

## ÚVOD

Rozvoj asistenčních systémů je v posledních letech na vzestupu a tendence jejich atraktivitu, vývoje a výskytu ve vozidlech rapidně roste. Zájem nejen automobilek, ale i spotřebitelů, je logický, jelikož asistenční systémy mají za cíl zvyšovat bezpečnost silničních vozidel i jejich okolí. Tato diplomová práce se věnuje podmnožině asistenčních systémů, konkrétně proti-blokovacímu systému ABS.

Pomocí správně navrženého řízení brzdového systému je možné dosáhnout nejen výrazného zkrácení brzdě dráhy, ale také zlepšení ovladatelnosti vozidla v krizových situacích. To výrazně přispívá k bezpečnosti provozu. Ve společnosti se ve velké míře řeší bezpečnost v automobilové dopravě. Podíl úmrtí přímo spojených s dopravními nehodami netvoří sice největší část úmrtnosti populace, i tak ale není zanedbatelný. Na silnicích ročně zemřou řádově stovky osob [1]. Lze předpokládat, že díky modernizaci vozového parku, naštěstí počty obětí a zraněných stále klesají. Moderní automobily jsou nepochybně bezpečnější. Je to hlavně díky změně konstrukce, novým materiálům a také právě díky asistenčním systémům. Není možné zcela jednoznačně vyčíslit pokles dopravních nehod a jejich následků zásluhou asistenčních systémů, ale jejich pozitivní vliv na snižování čísel ve smutných statistikách je zcela jednoznačný [2].

I proto je v dnešní době nemožné pořídit si nový vůz bez protiblokovacího systému ABS, protiprokluzového systému ASR a elektronického stabilizačního programu ESP. ABS se stalo pro nákladní automobily a autobusy povinné od 90. let 20. století. Od 1. 7. 2006 je povinné pro všechny nově vyrobené automobily v EU. Nedílnou součástí nových vozidel se staly i systémy spojené se systémem ABS, jako je protiprokluzový systém ASR. Neméně důležité ESP přišlo na řadu jako poslední, stalo se povinným od listopadu roku 2014. Tato nařízení zaštiťuje Evropská komise a Asociace evropských výrobců automobilů ACEA [3]. Rozhodnutí zavést tuto povinnost ovšem nebylo snadné. Systémy nabízí nespočet výhod, ale také několik nevýhod.

Rostoucí je také tendence ustupování od reálných zkoušek a nahrazování je zkouškami softwarovými. Není se čemu divit, reálné testy jsou nejen časově velmi náročné, ale především velmi drahé. V raných fázích vývoje jsou navíc ve značné míře neefektivní. Je vhodné využít virtuálního prototypu vozidla a testování pomocí simulací. Tato práce bude zaměřena na sestavení kontrolního algoritmu elektronického brzdového systému pro nákladní vozidlo v prostředí MATLAB Simulink a jeho testování pomocí virtuálního prototypu sestaveného v multibody softwaru ADAMS Car.

# 1 SEZNÁMENÍ SE SYSTÉMEM ABS

ABS je část brzdové soustavy, která řídí samočinně podélný skluz, tedy skluz ve směru otáčení kola. Může řídit jedno nebo několik kol současně. Systém má největší účinek při kritických situacích, kdy řidič prudce zpomaluje, zejména pak na mokré či namrzlé vozovce. Může totiž snadno docházet k blokaci kol. Následkem je ztráta směrové stability, neovladatelnost a zpravidla smyk. V těchto jízdnicích situacích pomáhá systém včas rozpoznávat blokování jednoho či více kol a snížením tlaku v brzdovém systému pomáhá skluz stabilizovat nebo potlačit. Vůz je pak opět říditelný, chová se stabilně a brzdění není dále nestabilní. To je důvod proč ABS v mnoha případech dokáže zkracovat brzdovou dráhu [4][5].

Na proti-blokovací systém jsou kladeny požadavky, aby během regulovaného brzdění byla zachována stabilita, říditelnost vozu a aby nutné korekce volantem byly co nejmenší, i v případě brzděného manévru s různě kluzkými povrchy pod levou a pravou polovinou vozu. Regulace musí být schopna pracovat ve všech rychlostech. Soustava by měla upřednostňovat říditelnost před zkrácením brzděné dráhy. Regulace se musí velmi rychle přizpůsobovat změnám přílnavosti mezi pneumatikou a vozovkou. Bezpečný musí být i brzděný manévr na zvlněné vozovce, vůz musí zůstat ovladatelný při libovolně prudkém zpomalení. Regulace taktéž musí vhodně reagovat na aquaplaning. A v poslední řadě, pokud dojde k poruše systému, řidič musí být o této skutečnosti informován a musí být zachována plná funkčnost základní brzdové soustavy bez ABS. Ke splnění těchto požadavků je zapotřebí regulace všech kol vozidla [4][5].

## 1.1 HISTORIE

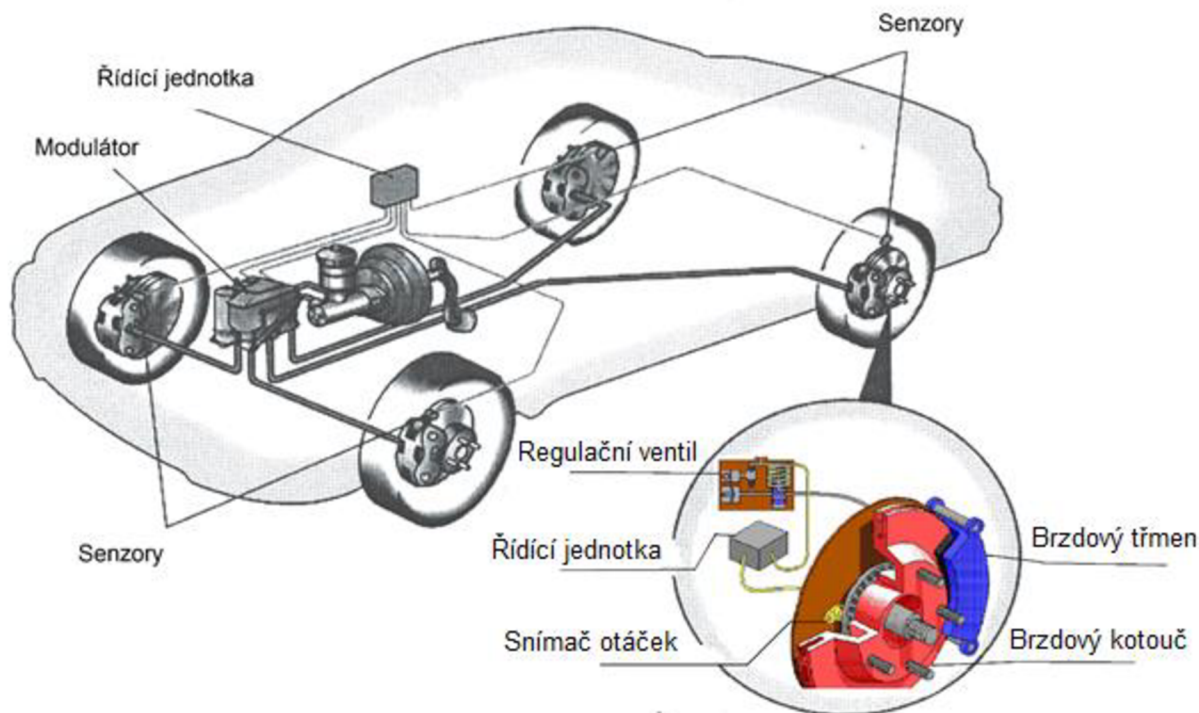
Od představení prvního motorového vozidla v roce 1769 a první automobilové nehody v roce 1770 se je inženýři snaží co nejvíce redukovat a snižovat jejich následky [6]. Je více než jasné, že konstrukce brzdového systému má velký vliv na bezpečnost a počet nehod, případně jejich následky alespoň snižuje. Automobiloví experti tedy vyvinuli první mechanický anti-blokovací systém ABS již v roce 1930. V roce 1936, v té době padesátiletá, německá firma Bosch patentovala přístroj zvaný „Zařízení k zabránění silného brzdění kol motorového vozidla“ [7]. Dřívější pokusy o podobný systém byly příliš nákladné, pomalé a málo odolné. Zprvu byl však systém použit výhradně v leteckém odvětví [8][9]. V roce 1945 byl namontován na Boeing B-47 a později, po roce 1950, byl tento systém aplikován na letadlech už běžně, jako prevence proti smýkání a explozím pneumatik [9][10]. Brzy na to, v 60. letech, se systém ABS začal objevovat v automobilech. V drtivé většině byla systémem vybavena pouze zadní náprava, která je k blokaci náchylnější. Docházelo také k rapidnímu progresu ve vývoji mikroprocesorů a elektrotechniky jako takové. Teprve v 70. letech bylo možné uvést na trh provozuschopný proti-blokovací systém pro automobily díky elektronickému řízení. První vůz, který tuto technologii nabízel, byl Mercedes-Benz třídy S [11]. Trend se ještě více rozrostl v 80. letech.

Dnes jsou automobily nevybavené systémem ABS na všech kolech spíše výjimkou. Nové automobily i motocykly mají absenci systému dokonce legislativně zakázanou [12]. ABS je díky svým schopnostem důležitým přínosem k bezpečnosti na silnicích. Dokáže udržet vozidlo ve směru jízdy a zachovat ovladatelnost při snížené adhezi mezi pneumatikou a vozovkou. Jak vyplývá z názvu, působí také jako prevence proti zablokování kol při nouzovém brzdění. Za plného výkonu brzdového systému na kluzkém povrchu nebo při snížených podmínkách vlivem mokra, mrazu nebo extrémních teplot, je bez systému ABS téměř nemožné



blokování kol či smyku zabránit. Blokace kol následně způsobuje prodloužení brzdné dráhy. Při smyku, kdy je skluz nekontrolovaný, je pneumatika schopna přenést nižší maximální síly, což vychází z její charakteristiky. Společně s delší dráhou bývá projevem smyku i ztráta stability a ovladatelnosti vozidla [12][13].

Hlavní funkcí systému je řízení prokluzu kola tak, aby mezi kolem a vozovkou bylo maximální možné tření a zároveň byla zachována laterální stabilita. To znamená, že vozidlo zastaví na co nejkratší možné vzdálenosti při zachování směrové kontroly. Ideálním cílem kontroly je regulace rychlosti otáčení kola. Technologie systému ABS jsou také aplikovány v dalších příbuzných systémech typu ASR, ESP a dalších [13]. Typické komponenty systému ABS jsou samotné brzdy, senzory snímající rychlost otáčení každého kola, elektronická řídicí jednotka, hlavní brzdový válec a hydraulický modulátor s pumpou a válcem. Pokročilejší systémy ABS, dnes už běžně používané, potřebují ještě akcelerometry k rozpoznávání zpomalení vozidla [14].



Obr. 1 Typické komponenty systému ABS [14]

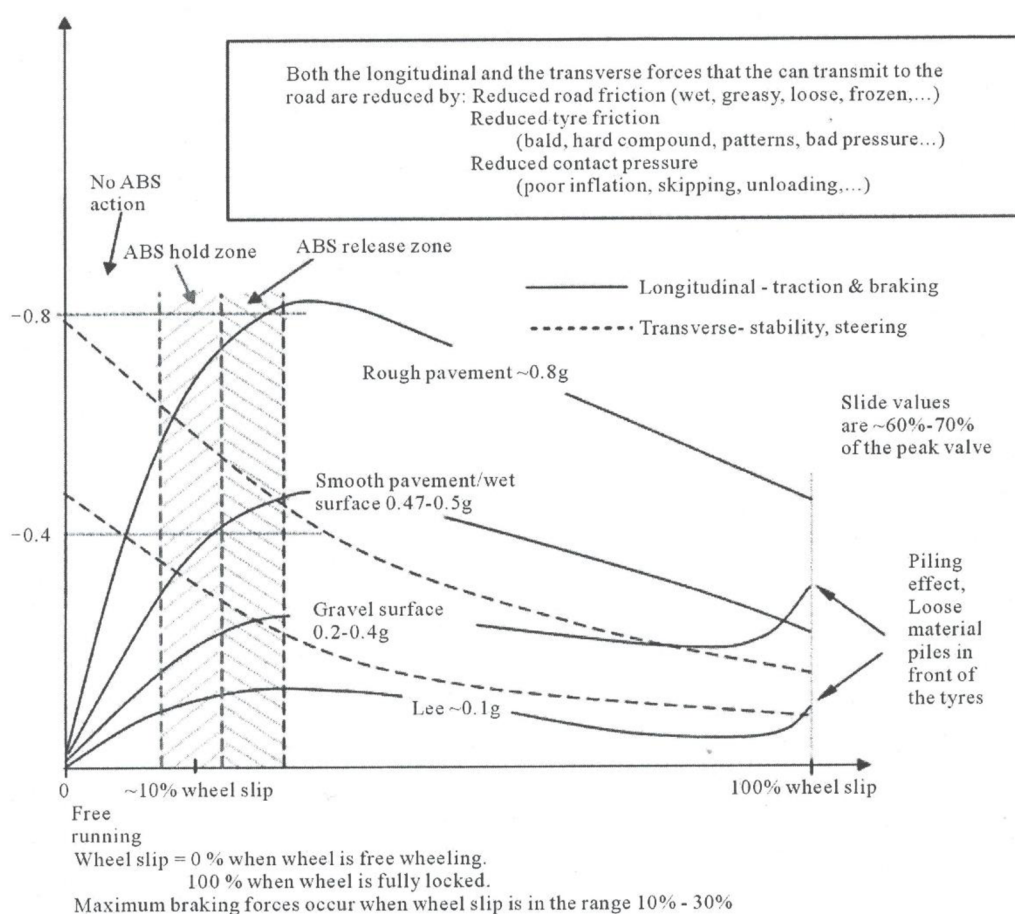
## 1.2 PRINCIP FUNKCE

Aplikací brzdné síly generujeme sílu, která má směr opačný ke směru pohybu vozidla. Hlavním cílem ABS je udržovat nebo snižovat tlak v brzdovém systému a tím brzdný účinek na kole v případě nebezpečí zablokování kola. Zároveň ale musí umožnit tlaku růst, pokud je blokace odvrácena nebo již nehrozí. Systém ABS zkrátka ovládá brzdný moment na kole a tím udržuje poměr skluzu na optimálních hodnotách [15].

Ovladač ABS se musí vypořádat s dynamikou brzdění a dynamikou kola. Skluz kola  $s$  je definován jako:

$$s = (V - \omega * R) / V [-], \quad (1)$$

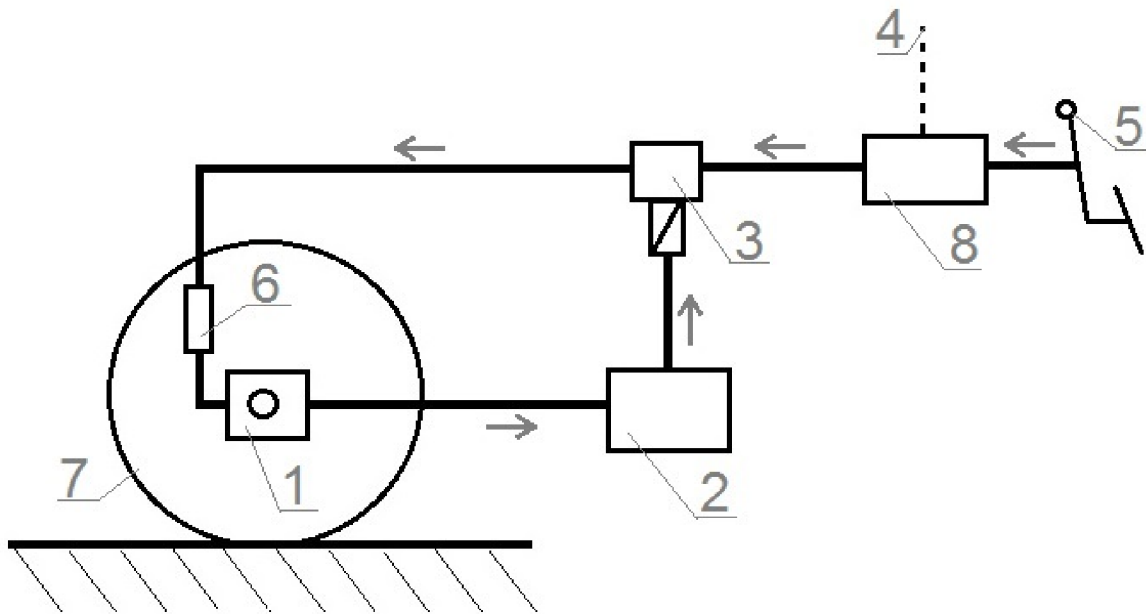
kde  $\omega$ ,  $R$  a  $V$  charakterizují úhlovou rychlost kola, dynamický poloměr kola a rychlost vozidla v tomto pořadí. Při normálních podmínkách, kdy se kolo volně odvaluje, je skluz nulový,  $s = V - \omega * R$ . Může nastat situace, kdy je kolo takzvaně zamknuto, tedy zcela zablokováno, a tomu pak odpovídá nulová úhlová rychlost a maximální skluz,  $\omega = 0$  a  $s = 1$ . Zablokování kola vždy vede k prodloužení brzdné dráhy a ztráty směrové stability [15][16].



Obr. 2 Závislost mezi koeficientem tření a skluzem [17]

Na obrázku 2 je zobrazena závislost brzdného koeficientu tření na skluzu kola. Je patrné, že hodnoty skluzu pro podélné síly při zastavení kola nebo pro zachování trakce, jsou proporcionálně vyšší než síly řídicí. Zablokované kolo způsobuje snížení řídicích a ovládacích sil. Z toho plyne, že systém ABS, zvláště při nouzovém brzdění, zvyšuje směrovou stabilitu. Může se však stát, že za ideálních okolních podmínek bude brzdná dráha delší se systémem bez ABS, než by byla s ním. Odborníci se však shodují na tom, že stálá ovladatelnost je pro bezpečnost posádky vozu i jeho okolí větším benefitem [17].

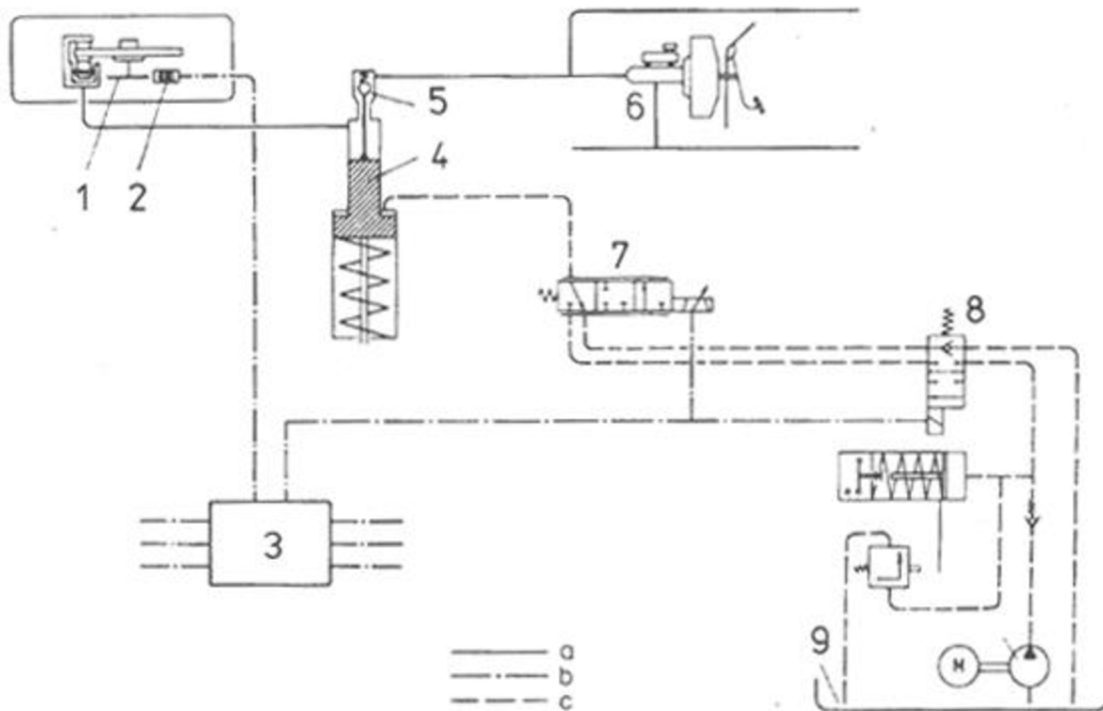
Na obrázku 3 je schéma regulačního obvodu proti-blokovacího systému ABS. Obvod se skládá ze tří hlavních prvků a je možné jej použít jak pro vzduchotlaké, tak pro kapalinové brzdy.



Obr. 3 Schéma proti-blokovacího zařízení [4]

Mezi výše zmíněné základní prvky patří snímač otáček umístěný na kole, případně na pastorku stálého převodu hnací nápravy (1), který snímá okamžitou rychlost otáčení kola (hnacího hřídele). Dále elektronická řídicí jednotka (2) zpracovávající signál ze snímače otáček kola a akční člen (3), modulátor brzdného tlaku měnící tlak v brzdovém kolovém válci (6), který mění brzdný moment na kole (7). Součástí je i brzdový pedál (5), hlavní brzdový válec (8), zdroj energie (4), tlak kapaliny nebo vzduchu. Většina brzdových systémů disponuje také podtlakovým nebo přetlakovým posilovačem. Nechybí základní prvky brzdové soustavy, jako jsou kotoučové brzdy, bubnové brzdy, trubkové či hadicové rozvody brzdové kapaliny, brzdová kapalina, senzor minima brzdové kapaliny a senzor zatažené ruční brzdy, kabeláž a pojistky. Většina systémů ABS používá ovládání hydraulického válce jako regulaci brzdného účinku během brzdění. Brzdný tlak roste, klesá nebo je stálý. Čas potřebný k otevření, zavření nebo udržení stálé pozice je klíč k efektivitě systému společně s frekvencí snímání vstupních hodnot [4].

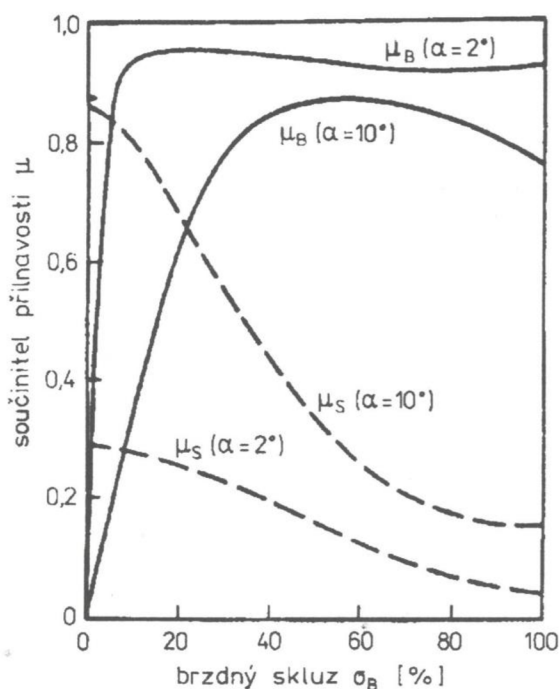
V závislosti na počtu ovládaných kol se může ABS skládat ze čtyř, tří nebo jednoho kanálu a senzoru, podle toho, jestli je ovládáno každé kolo zvlášť, přední kola zvlášť a zadní náprava nebo jen přední náprava dohromady. Každý kanál ovládaný systémem ABS má ventil. V závislosti na pozici ventilu je brzdný tlak udržován, snižován nebo ovládán přímo řidičem [4].



Obr. 4 Princip činnosti systému ABS (1 – impulzní kotouč, 2 – snímač otáček, 3 – řídicí jednotka, 4 – píst, 5 – zpětný ventil, 6 – hlavní brzdový válec, 7 – regulační ventil, 8 – elektromagnetický ventil, a – brzdový okruh, b – elektrický brzdový okruh, c – okruh ABS) [4]

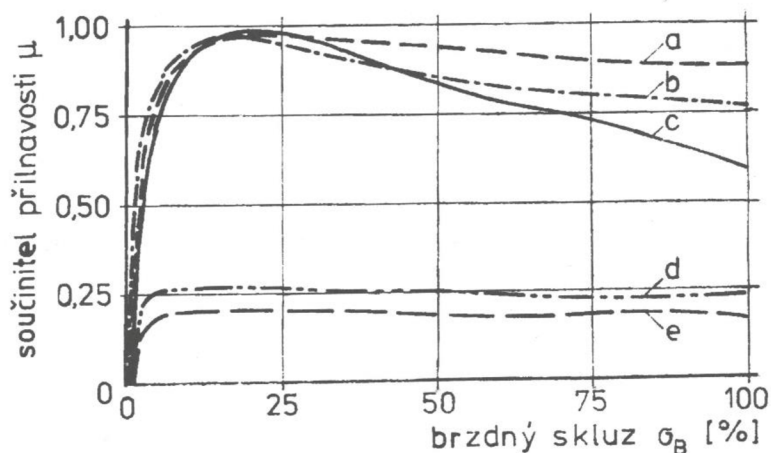
Na obrázku 4 je znázorněno schéma funkce systému ABS. Při běžném brzdění brzdová kapalina proudí od hlavního brzdového válce do brzdového válce kolového. Akční člen v jednotce, která uvolňuje tlak, je v horní poloze. To řidiči umožňuje plné ovládnutí brzdné síly. Jestliže kolo bude mít tendenci k blokaci, signál putující od kola přes řídicí jednotku zašle tuto informaci do elektromagnetického regulačního ventilu. Akční člen jednotky uvolňování tlaku, v tomto případě píst, je tlačěn směrem dolů, objem brzdové kapaliny nad pístem se zvětšuje, a tím klesá brzdný tlak i brzdný moment na kole. Zároveň se uzavře kuličkový zpětný ventil a odstaví tak brzdový systém od brzdového pedálu. Důsledek je prevence dalšího růstu tlaku v soustavě a izolace přílišného tlaku na brzdový pedál ze strany řidiče [4][17].

Jízdní vlastnosti vozidla jsou limitovány velikostí sil, jež je možné přenést mezi pneumatikami a vozovkou. Tento silový přenos se řídí stejnými zákonitostmi i v případě brzdění. Okamžitý přenos sil je charakterizován pomocí součinitele zvaného adheze, přilnavost. To je poměr podélné nebo boční síly a svislého zatížení kola. Součinitel adheze závisí především na povrchu vozovky, pneumatikách, okolních podmínkách a na velikosti skluzu mezi koly a vozovkou. Pokud se kolo odvaluje volně, skluz je nulový. Naopak zablokované kolo má skluz roven 100 %. Na obrázku 5 je příklad průběhu přilnavosti v závislosti na skluzu. Tato závislost se přitom také odvíjí od směrové úchylny pneumatiky [4].

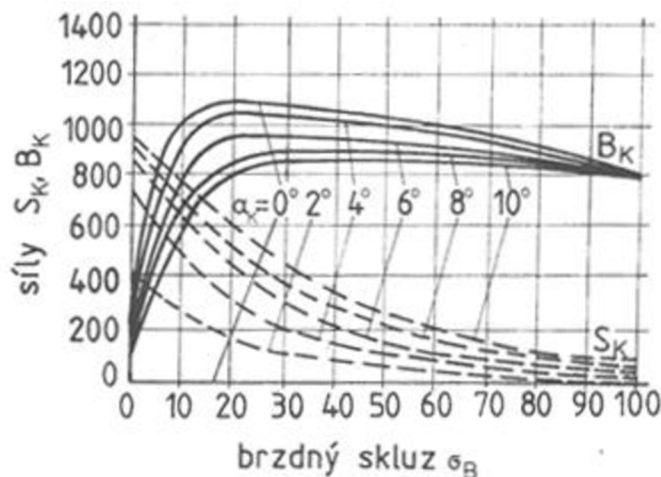


Obr. 5 Příklady závislosti součinitele adheze pro brzdou sílu  $\mu_B$  a boční sílu  $\mu_S$  na velikosti skluzu  $\sigma_B$  pro různou velikost úhlu směrové úchylky  $\alpha$  [4]

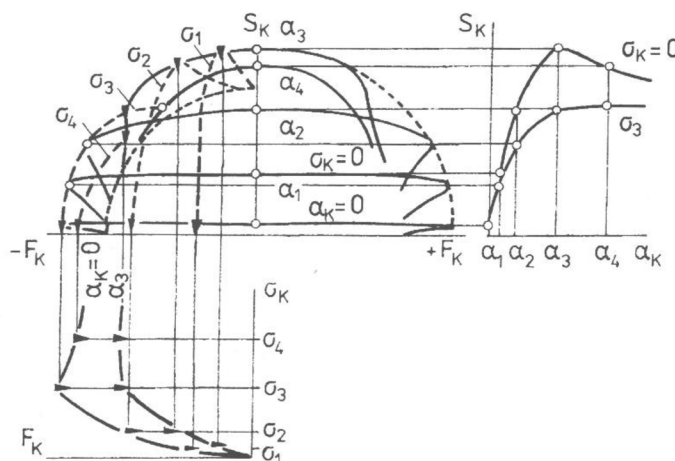
Normální plynulé brzdění probíhá většinou v nízkých skluzech. Zvýšení skluzu tedy přináší ještě zvýšení brzdě síly. Při prudkém brzdění se pneumatika dostane do nestabilní oblasti, skluz je příliš velký a jeho další zvýšení vede ke snížení brzdě síly. Na obrázku lze dobře vidět, že větší skluz je doprovázen nižší schopností přenášet boční síly, které jsou nutné pro změny směru jízdy. V případě blokace kol vůz tedy nedokáže reagovat na pohyby volantu. Proto je nutné zajistit co nejlepší silový přenos mezi pneumatikou a silnicí, tzn. omezit skluz. Brzdový tlak je následně regulován, aby byl skluz udržován v oblasti kolem maxima křivky  $\mu = f(\sigma)$ . V případě velmi kluzké silnice nemá křivka žádné výrazné maximum, součinitel valivé přilnavosti je stejný jako součinitel skluzové přilnavosti [4].



Obr. 6 Závislost součinitele přilnavosti na brzděném skluzu (a - suchý beton, b - suchý asfalt, c - mokrý beton, d - ujetý sníh, e - led) [4]



Obr. 7 Součinitel přilnavosti v závislosti na brzděném skluzu a úhlu směrové úchylky pneumatiky [4]



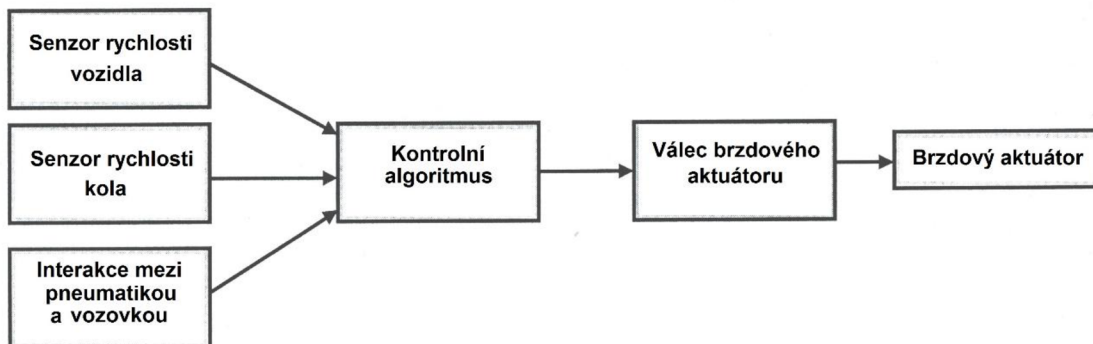
Obr. 8 Souvislost mezi boční vodící silou, podélnou silou, úhlem směrové úchylky a skluzem [4]

Hlavní problém systému je nemožnost levného a snadného měření skluzu přímo na vozidle. Jediné měřené veličiny jsou často rychlosti jednotlivých kol. Algoritmy tak mají k dispozici na správnou predikci a odvrácení blokáce kol pouze tyto údaje. Proces určování, zda se kolo zablokuje či ne, je anglicky nazýván „prediction“, tedy predikce. „Prediction point slip“ je pak bod predikce skluzu a je definován jako okamžik, kdy je poprvé předpověděna blokáce kola v prvním cyklu. Proces určování, kdy blokáce už nehrozí je anglicky nazván „reselection“, volně přeloženo jako opětovný výběr. „Reselection point slip“ je pak bod definovaný jako okamžik, kdy už nehrozí zablokování kola. Následuje brzděný cyklus, při kterém je nebezpečí blokáce odvráceno [18].

Dalším problémem je řízení brzděného účinku vyplývající z nelinearity a nepředvídatelnosti problému. Je velmi složité a v mnoha případech téměř nemožné řešit tyto problémy použitím klasických lineárních metod [16]. ABS systémy jsou navrhovány za předpokladu spolupráce hydraulických a elektronických komponentů se senzory. Tyto komponenty závisí jeden na druhém a jejich změny jsou závislé na změnách softwarového řízení [19]. Senzor na kole podává informaci o rotaci kola a jeho rychlosti do elektronické řídicí jednotky, která zakládá výpočty potřebné pro řízení na určité metodě. Výstupní signál dále



putuje do brzdového aktuátoru, který řídí brzdou sílu. Logika kontroly je založena na zachování kol v nezablokovaném stavu společně s udržením optimální hodnoty koeficientu tření mezi povrchem vozovky a pneumatikou. Úkol zajistit optimální hodnoty trakce je komplikován proměnlivostí okolních podmínek, stavu vozu, povrchu vozovky, pneumatikami a mnoha dalšími okolnostmi [19].



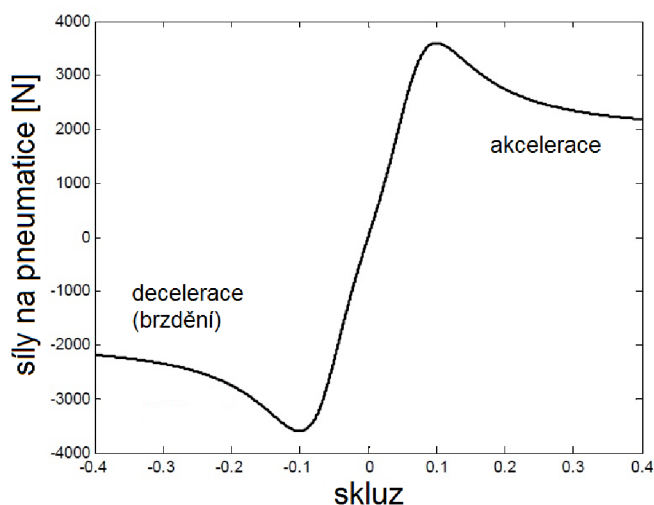
Obr. 9 Blokový diagram systému ABS [20]

Obrázek číslo 9 znázorňuje blokový digram proti-blokovacího systému. Ukazuje základní funkce komponentů systému, jejich posloupnost a tok dat [20].

### 1.3 MOTIVACE K POUŽITÍ SYSTÉMU

Proti-blokovací brzdový systém ABS byl původně vyvinut k prevenci zablokování kol během rázného brzdění. Moderní systémy ABS ovšem nejsou určeny jen k tomuto účelu, maximalizují také brzdou sílu pomocí bránění podélnému skluzu vybočit z optimálních hodnot. Blokace kol redukuje brzdou sílu generovanou pneumatikou a výsledkem je delší čas potřebný na zastavení a delší brzdná dráha. Další problém při blokaci, zejména předních kol, je nemožnost vozidlo ovládat.

K porozumění vlivu podélného skluzu při brzdění nahlédněte na níže uvedenou charakteristiku sil na pneumatice a skluzu.

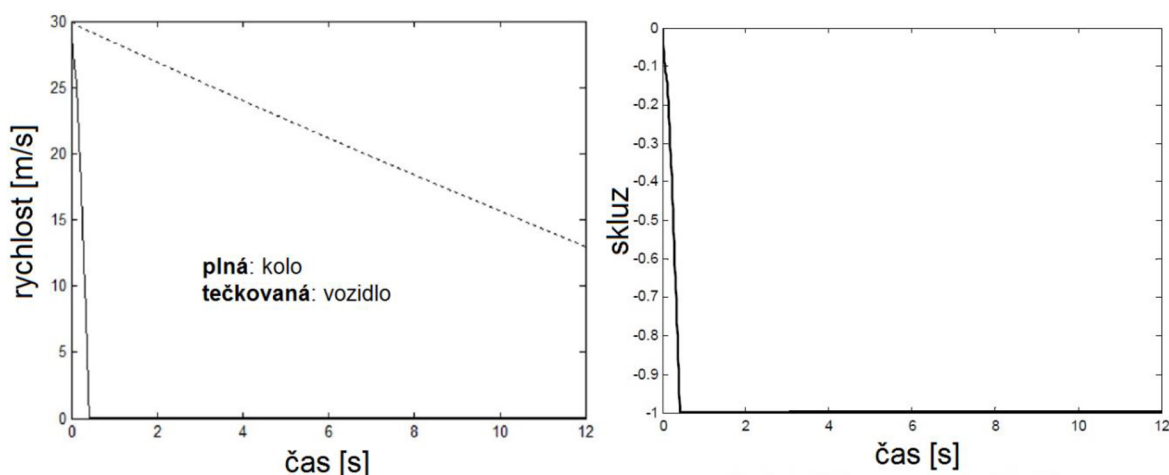


Obr. 10 Závislost podílné síly na podélném skluzu [18]

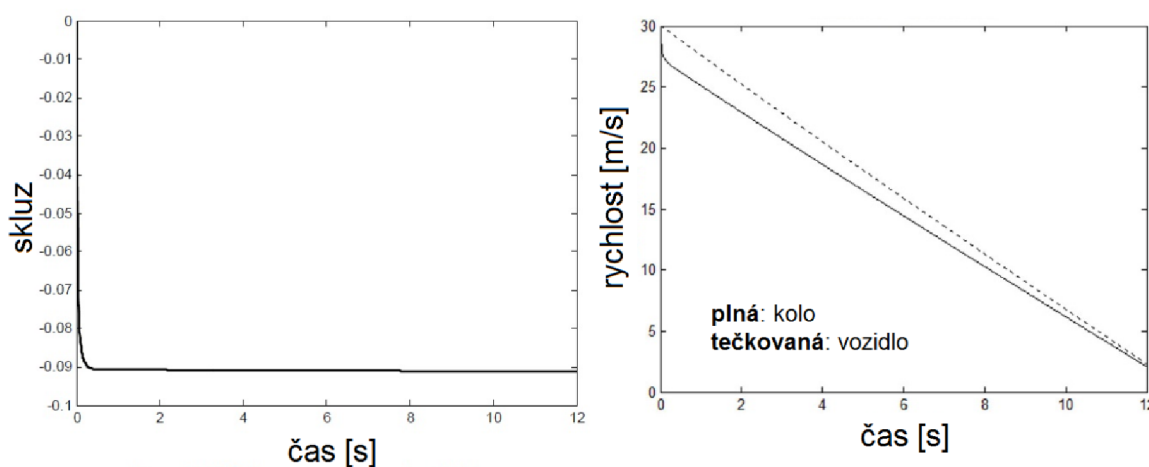
Jak jste si mohli všimnout, rozsah podélných sil typicky vzroste lineárně s poměrným skluzem při jeho nízkých hodnotách. Maxima dosáhne většinou kolem hodnot skluzu mezi 0,1 a 0,15. Při těchto hodnotách se rozsah sil na pneumatice velmi zvýší, dále se ustálí na konstantních hodnotách.

Když řidič prudce sešlápne brzdový pedál, kola začnou zpomalovat výrazně rychleji než celé vozidlo. Výsledkem je velký skluz. Jak bylo popsáno výše, poměrný skluz vyšší, než je požadované optimum, má za následek snížení brzdných sil. Vozidlo tak zastaví na delší dráze, pokud se skluz nebude držet optimálních hodnot. Řešení systému ABS je prevence nadměrného brzdného momentu na kolech, takže skluz výrazně nepřesáhne optimální hodnoty. To má za následek i prevenci či potlačení blokace kol a zvýšení stability a ovladatelnosti během brzdění.

Následující grafy demonstrují negativní konsekvence prudkého brzdění. První dva ukazují rychlost vozidla a skluz v závislosti na čase. Jak můžete vidět na prvním grafu, kola se zpomalí na nulu během 1 sekundy po iniciaci brzdění. Ovšem vozidlo dále pokračuje v pohybu a zpomalí z 30 m/s na 13 m/s až za 12 sekund.



Obr. 11 Vlevo rychlost vozu při brzdění bez ABS, vpravo závislost skluzu na čase [18]



Obr. 12 Vlevo závislost skluzu na čase při redukovaném brzdění s ABS, vpravo rychlost vozidla a kola [18]



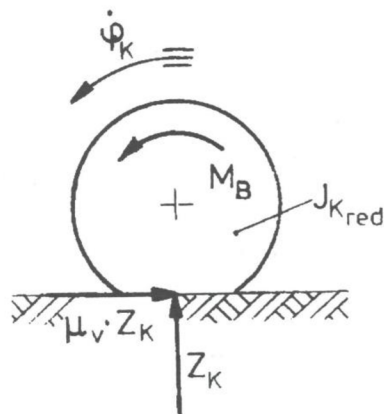
Spodní grafy ukazují závislost skluzu a rychlosti vozidla během redukováného brzdění systémem ABS zkonstruovaného tak, aby nedošlo k blokaci kol. Na druhém grafu lze pozorovat hodnotu skluzu 0,09, což je velmi blízko stanovené optimální hodnotě 0,1. Kola se nezablokují, což můžeme vidět na posledním grafu. To umožňuje vozidlo řídit a sníží se i potřebný čas k zastavení vozidla. Z 30 m/s zpomalí vozidlo během 12 sekund na 2 m/s, to je o 11 m/s nižší rychlost během stejné doby než u brzdění bez systému ABS. To je velmi výrazné zlepšení zapříčiněné limitováním brzdného momentu na kolech [18].

## 1.4 KONTROLA SYSTÉMU

Regulátory systému ABS znamenají jedinečné výzvy pro vývojáře. Vždy se jedná o určitý kompromis optimálního výkonu, hledání ideálního a velmi nestálého bodu rovnováhy a vše záleží na podmínkách jízdy, cesty a síly použité k brzdění. Nesmírně důležitý je také signál poklesu přilnavosti pneumatiky, jenž je nezbytný pro řízení regulátoru. Vše je velmi nestabilní a rychle se mění. Na hrubém povrchu se skluz kol velmi rychle mění a dosahuje rozdílných hodnot. To je způsobeno pružením pneumatiky. Se změnou podkladu se také rapidně mění koeficient tření. Nakonec je systém ještě omezen prodlevou snímání a tokem informací, případně vyhodnocením dat [13]. Systém ABS je tedy silně nelineární problém komplikovaný vztahem mezi koeficientem tření a skluzem. Dalším problémem v řízení je, že lineární rychlost kola je směrově téměř neměřitelná a musí být odhadována. Koeficient tření mezi silnicí a pneumatikou je ve skutečnosti také těžko měřitelný, protože k měření vyžaduje velké množství složitých senzorů. Existuje však velké množství odlišných přístupů a metod, jak se s těmito problémy vypořádat. Realitě se ovšem pouze přibližují. Jedna z hlavních technologií, která má zásluhu na rozvoji systému ABS je netradiční přístup k řešení obtížných problémů v angličtině zvaný „*soft computing*“ [20].

### 1.4.1 REGULAČNÍ VELIČINY

Regulační veličiny jsou důležité, protože skluz mezi pneumatikou a vozovkou nelze měřit přímo. Výhodou však je, že více či méně výrazná maxima součinitele adheze vznikají při velmi podobném skluzu. Aby byl brzdný moment konstantní při překročení meze přilnavosti, musí být zvětšeno úhlové zpomalení kola. To kompenzuje nižší brzdný moment. Úhlové zpomalení kola je pro systém ABS vhodná veličina z důvodu významné rozdílnosti citlivosti ostatních faktorů, které jsou vyobrazeny na obrázku 13. Zjišťuje se ve většině případů derivací signálu otáček kola ze snímače.



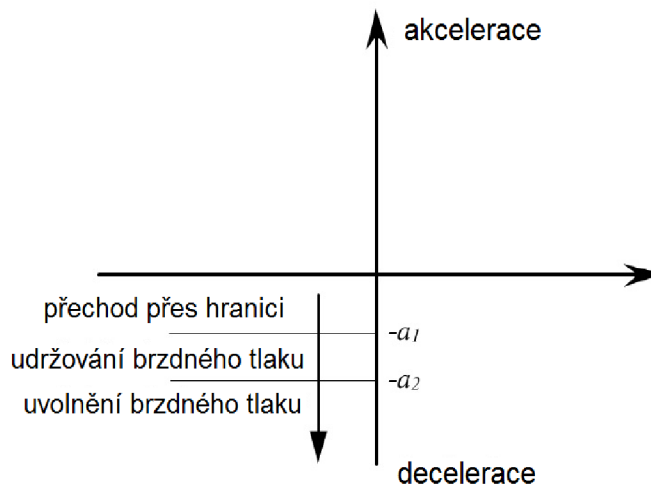
Obr. 13 Silové poměry na brzděném kole [4]

Úhlové zpomalení kola ovšem pro exaktní regulaci brzdění nestačí, proto se jako druhá veličina často používá relativní skluz. To je veličina získaná z rychlostí více kol, ze kterých je vypočtena referenční rychlost vozu, jenž odpovídá rychlosti brzděného kola pro optimální skluz v daném okamžiku. Při normálním brzdění se referenční rychlost řídí podle rychleji se otáčejícího se kola. Při plném brzdění s korekcemi systému ABS ale nelze použít rychlosti kol, protože se liší od rychlosti vozidla. Řídící jednotka tak musí během první fáze vytvořit referenční rychlost vycházející z původní rychlosti před regulací a tu postupně snižovat. Relativní skluz je pak porovnání skutečné rychlosti s referenční rychlostí. Druhou regulační veličinou může také být podélné zpomalení vozidla, které je měřeno akcelerometrem a referenční rychlost je pak dopočtena integrací zrychlení [4].

## 1.5 ALGORITMY ŘÍZENÍ

### 1.5.1 ALGORITMUS ZALOŽENÝ NA HRANIČNÍM ZPOMALENÍ

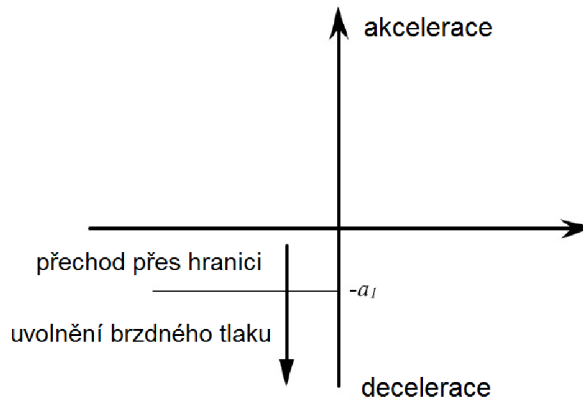
Algoritmus založený na hraničním zpomalení je jeden z mnoha běžných ABS algoritmů. Signál zpomalení kola je používán k predikci jeho blokace. Zpomalení je definováno jako úhlové zrychlení vynásobeno dynamickým poloměrem kola, kde  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $\alpha_3$  a  $\alpha_4$  jsou hraniční hodnoty zrychlení. Pozitivní hodnoty jsou definovány jako  $\alpha_2 > \alpha_1$  a  $\alpha_4 > \alpha_3$ .



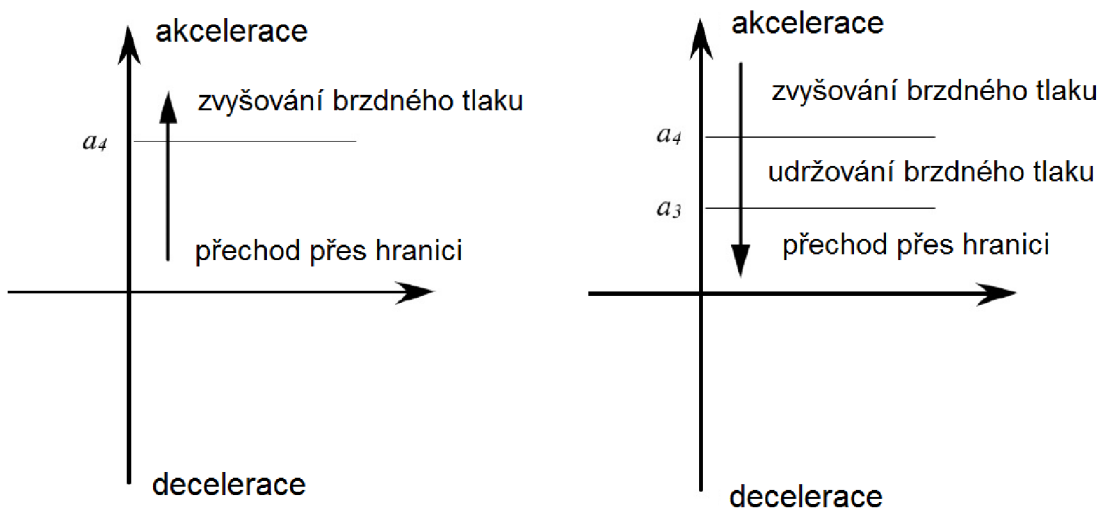
Obr. 14 Zpomalení v prvním cyklu [18]

Když řidič začne vyvíjet tlak na brzdový pedál a decelerace je menší než  $\alpha_1$ , jeho pokyn je přenesen přímo k brzdám. Pokud ale decelerace překročí hodnotu  $\alpha_1$ , řidičův pokyn není dopraven přímo k brzdám. Místo toho je brzdý tlak konstantní s hodnotou dosaženou na hranici  $\alpha_1$ . Když zpomalení kola pokračuje a dosáhne hranice  $\alpha_2$ , brzdý tlak v systému poklesne. To má zabránit dalšímu zpomalování kola a dokonce může kolo začít zrychlovat. Když zpomalení kola poklesne na  $\alpha_2$ , pak je snižování brzdného tlaku zastaveno. Pokud decelerace spadne pod hodnotu  $\alpha_1$ , stlačení brzdového pedálu je opět přímo odpovídá brzdnému účinku. Když kolo začne zrychlovat a dosáhne relativně vysoké hodnoty  $\alpha_4$ , brzdý tlak začne růst více, než by odpovídalo stlačení pedálu. To má zabránit příliš velkému zrychlení kola. V případě, že akcelerace kola poklesne pod hranici  $\alpha_3$ , brzdý tlak bude znovu záviset přímo na řidičově reakci. Pokud decelerace opět poklesne pod  $\alpha_1$ , začne druhý cyklus. Během všech cyklů je kolo chráněno před blokací. Jeho rychlost otáčení je však záměrně udržována na hodnotách, při kterých je dosaženo maximálního možného koeficientu tření. Během druhého

brzdného cyklu je brzdný tlak redukován okamžitě, jakmile decelerace dosáhne hranice  $\alpha_1$ . To je případ, kdy nedochází k držení brzdného tlaku na konstantní hodnotě mezi  $\alpha_1$  a  $\alpha_2$ . V prvním cyklu je používána krátká fáze držení tlaku k filtraci rušení. Na dalším obrázku je znázorněna metoda při deceleraci a akceleraci.



Obr. 15 Decelerace v druhém a následujících cyklech [18]

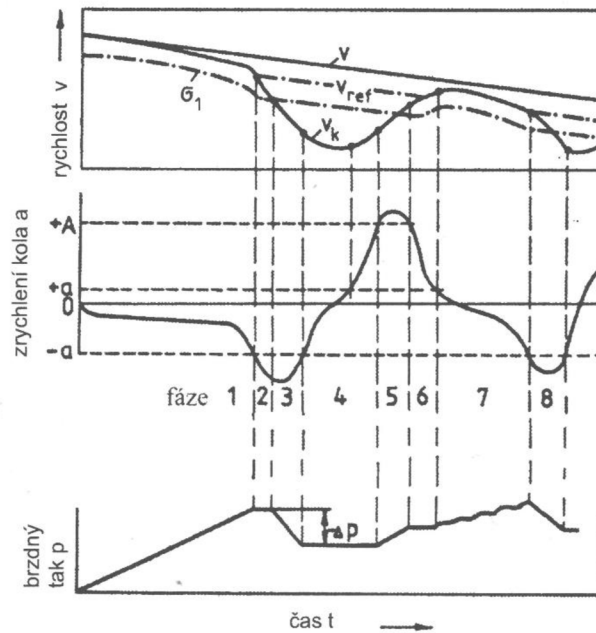


Obr. 16 Vlevo případ zrychlování, vpravo zpomalování [18]

V modifikovaných verzích tohoto algoritmu během prvního cyklu, když decelerace dosáhne hranice  $\alpha_1$  a rychlost kola poklesne pod hranici, kdy se mění hodnota skluzu (určenou počáteční rychlostí při startu brzdění), brzdný účinek je zredukován. Tak je zcela vynechána decelerační hranice  $\alpha_2$ . Od druhého brzdného cyklu dál je tlak v systému redukován ihned po překročení hodnoty  $\alpha_1$  [18].

### 1.5.2 REGULAČNÍ CYKLUS ABS (BOSCH)

V případě řízení proti-blokovacího systému ABS úhlovým zpomalením kola je průběh regulačního cyklu v podstatě stejný. Řidič v případě plného sešlápnutí pedálu v brzdovém systému vyvolá příliš vysoký tlak, který je dál regulován mezi hranicí horního a dolního úhlového zpomalení kola. Odlišnosti pak můžeme nalézt v metodách, které určují potřebné meze pro optimální brzdění [4].



Obr. 17 Regulační cyklus ABS (Bosch) [4]

Následuje vysvětlení průběhu regulačního cyklu, pro nějž je použito úhlové zpomalení kola a relativní skluz. Cyklus je rozdělen do 8 fází. V první fázi řidič zvyšuje brzdny tlak, vzrůstá úhlové zpomalení kola. V případě, že nastane skluz, klesá obvodová rychlost kola rychleji než rychlost automobilu. Pokud překročí zpoždění kola hraniční hodnotu charakterizovanou pro maximální adhezi  $-\alpha$ , je brzdny tlak udržován konstantní. Pokud při konstantním tlaku bude poměrný skluz a adheze stabilní, tlak se dále nebude snižovat, jelikož by se tím prodloužila brzdna dráha. Nastává fáze druhá, kdy klesá referenční rychlost, ze které je odvozena prahová hodnota skluzu  $\sigma_1$ . Na konci fáze obvodová rychlost překročí prahovou hodnotu skluzu  $\sigma_1$ , proto ve fázi třetí dochází k dalšímu snižování tlaku do chvíle dosažení nižších hodnot zpoždění kola, než je limitní hodnota  $-\alpha$ . V další, čtvrté, fázi je brzdny tlak konstantní, vzrůstá tedy zrychlení kola. Postupně překročí hranici  $+\alpha$ , dále hranici  $+A$ . To zapříčiní zvýšení brzdného tlaku ve fázi pět, jenž bude stoupat, než bude zrychlení kola opět nižší než  $+A$ . V další fázi je udržován konstantní tlak, není překročen práh  $+\alpha$ . Na konci šesté fáze je kolo znovu ve stabilní části charakteristiky pod limitní hodnotou  $+\alpha$ . Ve fázi sedmé, je postupně brzdny tlak stupňovitě zvyšován, dokud není překročena hranice  $-\alpha$ . Proto dojde k osmé fázi, kde je tlak opět snížen již bez ohledu na  $\sigma_1$ . Udržování tlaku v jednotlivých fázích na začátku regulace slouží jako odstínění možných poruch vlivem okolních podmínek. Další problém nastává při velkém momentu setrvačnosti kola a malém součiniteli adheze. Při pomalém nárůstu tlaku v kolovém brzdovém válci se kolo může blokovat i při mírném brzdění bez nutnosti dosažení hranice  $-\alpha$ . Proto se používá druhá veličina, relativní skluz, která při určité hodnotě také vyvolá snížení brzdného tlaku v soustavě [4].

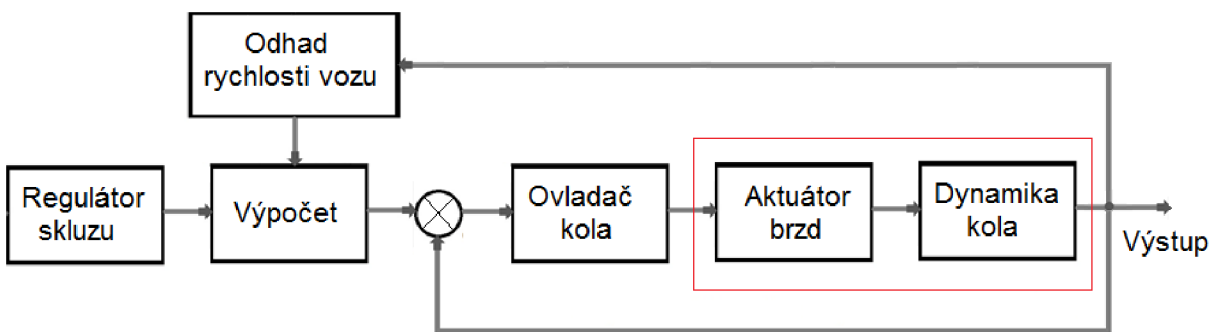
### 1.5.3 OSTATNÍ ALGORITMY

Funkci systému ABS ovlivňuje velké množství faktorů. Je to hlavně koeficient tření mezi vozovkou a pneumatikou, jenž má vliv na udržovaný rozsah hodnot skluzu kola, dále intenzita brzdného momentu vycházející z dynamiky brzd. V prvním cyklu závisí na sešlápnutí

pedálu řidičem, v následujících cyklech závisí na charakteristice růstu tlaku modulátoru. Důležitá je také počáteční podélná rychlost vozidla, určuje totiž, jak rychle dokáže vozidlo zastavit. Neméně důležitá je distribuce a rozložení brzdného účinku mezi přední a zadní nápravou. Výkonost systému ABS potom závisí na výše uvedených proměnných, proto je opravdu důležité zohlednit je už v samotném návrhu systému a dále v jeho konstrukci a provedení [21].

V průběhu let byly vyvíjeny a probírány různé kontrolní strategie pro ABS. Od doby, kdy se tyto technologie staly nedílnou součástí komerčních produktů, je velmi obtížné získat detailní řídicí algoritmy. Firmy si střeží své poznání a udržují se tak konkurence schopné na trhu. Z dostupné literatury jsou popsány akorát výše zmíněné hraniční algoritmy. V průmyslu jsou také hojně používané metody konečného stavu. Jsou založené na měření signálů jako je úhlová rychlost kol, zpomalení vozidla nebo velikosti brzdového tlaku a dále stavu, ve kterém se vozidlo právě nachází jako běžná jízda, odvalování nebo blokace kol. Brzdový tlak je pak zvyšován, udržován konstantní nebo snižován na základě stavu vozidla. Tyto metody jsou velmi závislé na zkušenosti vývojářů a řidičů. Je poměrně obtížné analyzovat výkon algoritmu během první fáze vývoje. Optimalizace algoritmu je prováděna pouze na základě pokusů a omylů. Potřeba systematickosti při navrhování řízení ABS je zřejmá [22].

Problémy řízení ABS nákladních vozidel jsou formulovány jako problémy řízení v uzavřené smyčce. Na obrázku níže je zobrazeno schéma kaskádové smyčky. S malými odchylkami jsou podle ní navrhovány různé algoritmy. Vnější smyčka, která obsahuje odhad rychlosti vozidla a výpočet požadovaného skluzu, poskytuje ovládací signál pro vnitřní smyčku řídicí dynamiku kola. Koncept oddělení vnitřní a vnější smyčky je podobný principu oddělení v systému lineární teorie, jenž je možný pouze v případě tohoto řízení.



Obr. 18 Kaskádová smyčka pro řízení ABS [22]

Hlavní problém tohoto konceptu spočívá ve správném odhadu rychlosti vozidla a ovladače úhlové rychlosti kola. Nelineární přístup k tomuto problému se ukázal být poměrně úspěšný. Pro řízení vnitřní smyčky se nabízí tři možnosti řešení. Takzvaná PID regulace, tvarování frekvenční charakteristiky a NPID, tedy nelineární PID regulace. PID regulátor je spojený regulátor používaný pro přesné řízení regulované veličiny. Skládá ze tří částí: proporcionální, integrační a derivační složky. V systémech se řadí před řízenou soustavu, vstupuje do něj regulační odchylka a vystupuje akční veličina. PID regulátor se snadno optimalizuje, má však jistá omezení ve výkonosti. Ovladač tvarování frekvenční charakteristiky je založen na lineárním modelu zařízení a frekvenční odezvě. Nevýhodou je obtížné naladění a optimalizace ovladače v reálném provedení, kde musí být ovladač schopen vypořádat se s nelinearitami a rušením, které musí být zahrnuto v modelu. Proto se používá především v simulacích. Podobné



problémy s optimalizací mají i další možné strategie řízení, jako je například fuzzy logika [22]. Fuzzy logika patří to kategorie vícehodnotových logik. Liší se od klasické výrokové logiky operacemi se všemi hodnotami v intervalu od 0 do 1, kterých je nekonečně mnoho. Funguje na částečné příslušnosti k množině, což se pak v řízení projevuje přiřazováním výstupní hodnoty z množiny možných výstupních stavů hodnotě vstupní [23]. U řízení proti-blokovacího systému se ukazují pravidla fuzzy logiky jako přínosné a komplexní. Systém je pak více odolný. Zároveň řeší nečnosti jiných algoritmů a to je zejména ztráta výkonosti kvůli omezené schopnosti kompenzace pro široké rozpětí podmínek na vozovce. Nevýhodou je již zmíněná optimalizace, která je velmi obtížná. Hlavní problém v ladění je časová náročnost zkušebních a chybných procesů, které jsou zásadní pro správné nastavení fuzzy podmínek [20].

Ve vývoji ovladačů pro ABS je jeden z hlavních problémů testování. Ovladače nezbytně musí projít řadou softwarových a hardwarových testů. Komplikovaností nákladních automobilů, jejich velkou variabilitou a možnostmi použití se vše ještě více komplikuje. V tomto případě je kalibrace a odladění systému nevyhnutelná pro každou variantu vozu. Tato skutečnost si žádá nejen nové nebo zdokonalené kontrolní metody, ale hlavně jejich snadnou a účinnou optimalizaci [22].



*Obr. 19 Testování systému ABS [24]*

## 2 DYNAMICKÝ MODEL

Jedná se o model, jehož základem je matematický zápis popisující chování soustavy či systému. Matematické modely se používají v přírodních i sociálních vědách, nejčastěji se ale využívají v inženýrských disciplínách. Konkrétně dynamický model uvažuje prvek času, zatímco statický model nikoli [25][26].

### 2.1 ZÁKLADNÍ INFORMACE O PROGRAMU ADAMS

Nejdříve je nutné definovat anglický pojem „*multibody*“. Jedná se soustavu dvou a více těles, které jsou vzájemně spojeny kinematickými vazbami, a může mezi nimi docházet k pohybu. Zároveň mezi tělesy působí definované silové účinky jako je zatížení, gravitace, působení pružin, tlumičů a dalších. Jednotlivé vazby pak zamezují pohybu v určitém směru či rotaci, z čehož potom vyplývají stupně volnosti, které jednotlivá tělesa či soustavy mají [27].

Programy pracující s multibody systémy se označují zkratkou MBD z anglického „*multibody dynamics*“. Pomocí MBD softwaru se dají předpovídat síly působící na jednotlivá tělesa, rychlosti, zrychlení, konstrukční problémy, pohyblivost či kolize jednotlivých částí již před samotnou výrobní fází pomocí simulace na virtuálním prototypu. Ten výrazně zkracuje čas vývoje, a tím zlepšuje ekonomickou bilanci [28].

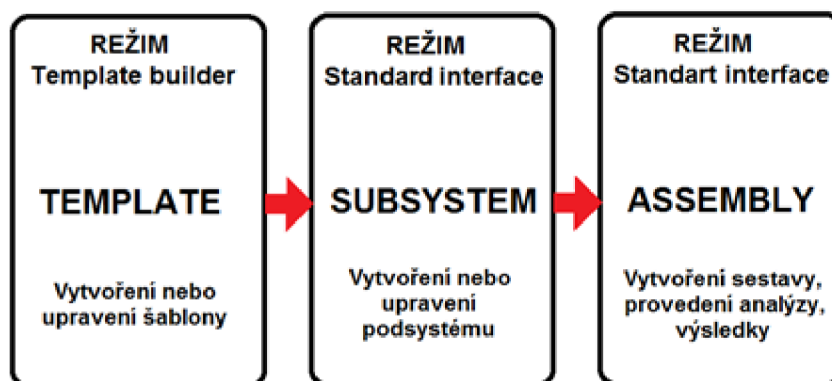
Jedním z nejrozšířenějších multibody softwarů na trhu je bezpochyby program ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) vyvíjený společností MSC Software z USA. Jedná se o výpočtový systém, který se používá k modelování, analyzování a optimalizování mechanických soustav. V programu je možné vykonávat statické, kinematické či dynamické analýzy modelů, jenž jsou tvořeny pomocí tuhých nebo pružných těles spojených kinematickými vazbami. Umožňuje tak vytváření virtuálních prototypů, které se v minulosti musely vyrábět [29].

Základní prostředí se nazývá ADAMS view. Toto prostředí slouží k vytváření geometrie modelu z jednotlivých těles v souřadnicových systémech zvaných markery, definice vazeb a zatížení. Probíhá zde rovněž simulace kinematiky a dynamiky těles. Výpočetní jádro programu se nazývá ADAMS solver, které pracuje s textovými soubory. Ke zpracování výsledků analýzy slouží modul postprocessor, kde je možné zobrazit animaci pohybu, grafy nebo tabulky měřených veličin [29].

Pro svoje široké využití a uplatnění poskytuje ADAMS velké množství přidavných modulů. Jedním z nich je také modul ADAMS Car, který byl využit v této diplomové práci. Jedná se o modul, který je schopen věrně simulovat jednotlivé komponenty nebo sestavy těchto komponentů tvořící automobil. Pro představu je možné simulovat nápravu vozidla a její zatížení, sledovat silové působení na jednotlivé části vozidla nebo provádět jízdni manévry jako je akcelerace, brzdění, zatáčení, smyk, losí test, test stability a další [29].

## 2.2 POPIS MODELU

Tvorbu modelu je možné rozdělit do tří etap. Jedná se o tvorbu šablony „*template*“, tvorbu podsystému „*subsystem*“ a nakonec vytvoření sestavy z jednotlivých podsystému zvanou „*assembly*“.



Obr. 20 Fáze tvorby modelu

Jak lze vidět výše, program ADAMS má dva uživatelské módy. Mód „*Template Builder*“ je pokročilé rozhraní. V tomto módu je možné vytvářet nové šablony, které se nenachází v knihovně šablon. Tento mód je také nezbytný pro definování takzvaných „*State Variables*“, vstupy a výstupy z virtuálního modelu. Druhý režim zvaný „*Standard Interface*“ umožňuje práci pouze s přednastavenými šablonami. Šablony v tomto módu již není možné měnit ani upravovat. Z jednotlivých šablon jsou vytvořeny subsystémy, které se skládají do sestav. K sestavě je možno připojit tzv. „*test-rig*“, což je doplněk sestavy, pomocí něhož lze provádět simulace.

Celé vozidlo je složeno pod názvem „*assembly*“ z jednotlivých komponentů neboli subsystémů. Nastavení takzvané „*template*“ obsahuje parametry celého systému, jako jsou kinematické body, jednotlivá tělesa a vazby mezi nimi, zatímco subsystém definuje vlastnosti systému jako celku. Vozidlo pak tvoří celek jako model níže na obrázku.

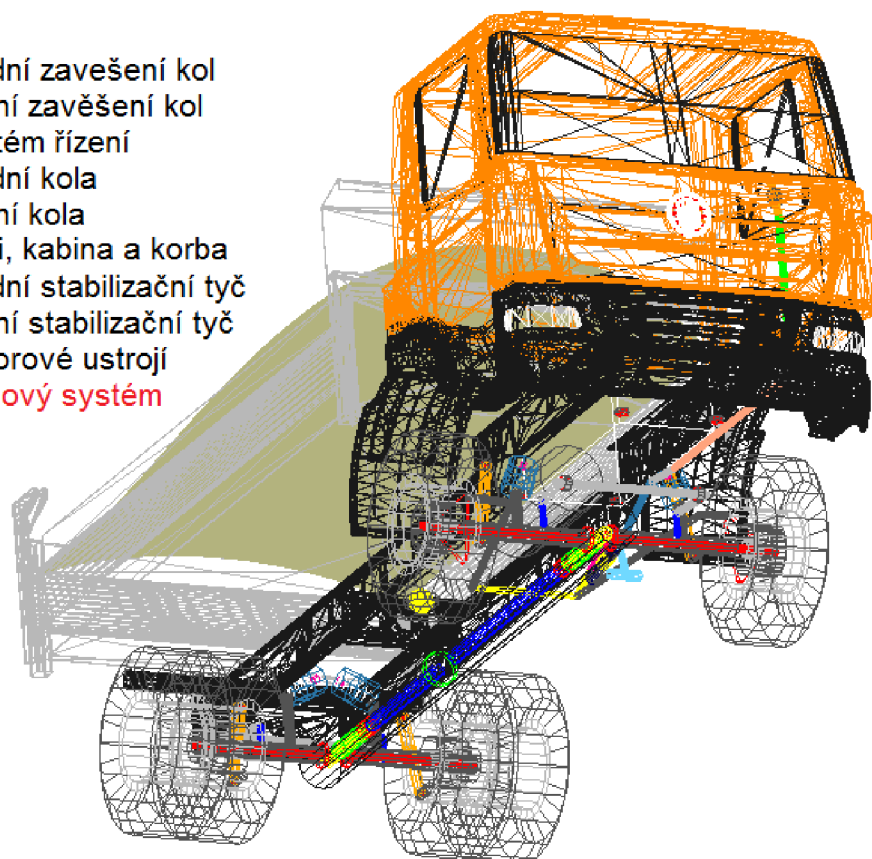


Obr. 21 Model experimentálního vozidla



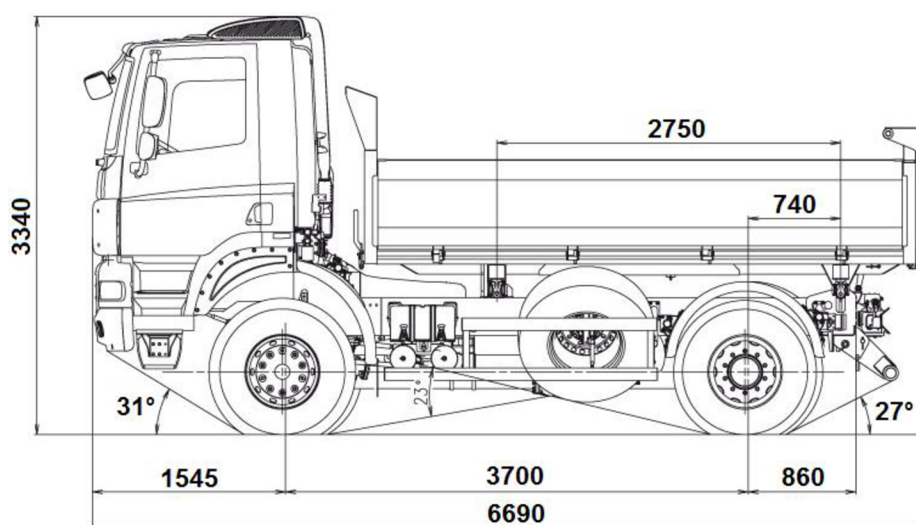
ADAMS tedy používá „templates“ k tvorbě celého modelu vozidla jako složení subsystémů. Následující sekce vysvětlí jednotlivé subsystémy dynamického modelu. Obrázek 22 znázorňuje jednotlivé části vozidla, z nichž je model složen.

- Přední zavešení kol
- Zadní zavěšení kol
- Systém řízení
- Přední kola
- Zadní kola
- Šasi, kabina a korba
- Přední stabilizační tyč
- Zadní stabilizační tyč
- Motorové ustrojí
- Brzdový systém



Obr. 22 Popis složení modelu

Jedná se o experimentální vozidlo nákladního automobilu vyvinuté ve spolupráci dvou automobilek se zahájením produkce v roce 2011. Konkrétně se jedná o sklápěč S3 Euro V s koncepcí pohonu 4x4 a maximální celkovou hmotností do 20 t [30]. Celková charakteristika vozidla se nachází v tabulce níže.

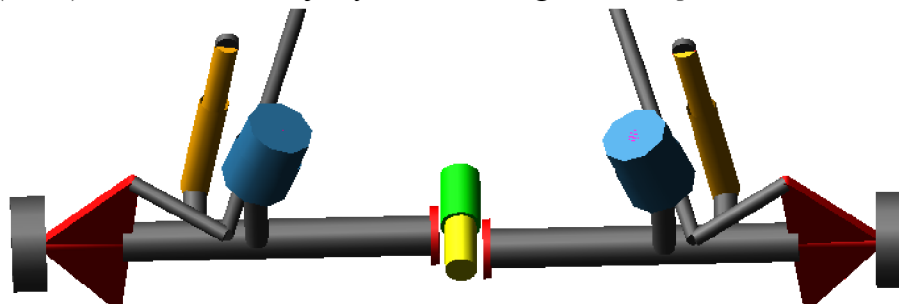


Obr. 23 Rozměry vozidla [31]

	Jednotky	Celkem	Levá	Pravá
<b>Celková hmotnost</b>	kg	8793	-	-
<b>Neodpružená hmota přední nápravy</b>	kg	864	-	-
<b>Neodpružená hmota zadní nápravy</b>	kg	1026	-	-
<b>Přední reakce vozovky</b>	N	59490	29730	29750
<b>Zadní reakce vozovky</b>	N	26770	13410	13370
<b>Setrvačnost v podélné ose</b>	kg/mm <sup>2</sup>	5,371*10 <sup>9</sup>	-	-
<b>Setrvačnost v příčné ose</b>	kg/mm <sup>2</sup>	25,75*10 <sup>9</sup>	-	-
<b>Setrvačnost ve vertikální ose</b>	kg/mm <sup>2</sup>	25,37*10 <sup>9</sup>	-	-
<b>Moment setrvačnosti (I<sub>xy</sub>)</b>	kg/mm <sup>2</sup>	42,78*10 <sup>6</sup>	-	-
<b>Moment setrvačnosti (I<sub>xz</sub>)</b>	kg/mm <sup>2</sup>	-836,1*10 <sup>6</sup>	-	-
<b>Moment setrvačnosti (I<sub>yz</sub>)</b>	kg/mm <sup>2</sup>	275*10 <sup>3</sup>	-	-
<b>Výška těžiště</b>	mm	1004,02	-	-
<b>Výška těžiště odpružené hmoty</b>	mm	1131,49	-	-
<b>Rozvor kol</b>	mm	3700,02	3700,01	3700,02
<b>Výška kabiny</b>	mm	3340	-	-
<b>Převis kabiny před nápravu</b>	mm	1545	-	-
<b>Převis za zadní nápravu</b>	mm	860	-	-
<b>Celková délka</b>	mm	6690	-	-
<b>Výška rámu</b>	mm	1090	-	-
<b>Světlá výška podvozku</b>	mm	300	-	-
<b>Výška středu kol</b>	mm	500	-	-
<b>Přední nájezdový úhel</b>	°	31	-	-
<b>Zadní nájezdový úhel</b>	°	27	-	-
<b>Obrysový průměr otáčení</b>	m	16,5	-	-
<b>Statický poloměr kola (přední)</b>	mm	518,24	518,25	518,23
<b>Statický poloměr kola (zadní)</b>	mm	541,26	541,26	541,28

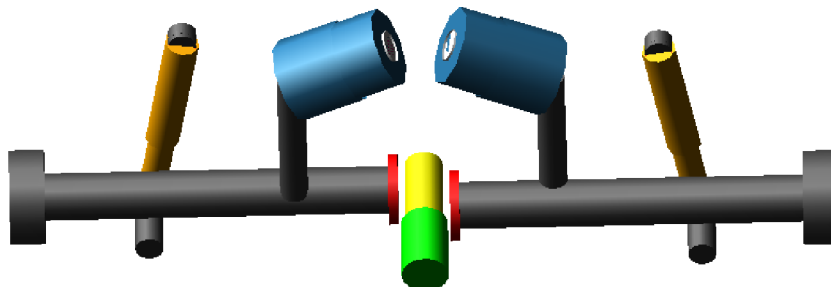
Tab. 1 Celková charakteristika vozidla

Řízené přední zavěšení kol (subsystém ASSEMBLY\_ABS.front\_susp) plní hned několik funkcí. Slouží k přenosu sil od pohonného ústrojí na kola, které ovšem není permanentní. Lze jej připojit nebo odpojit dle potřeby. Dál je zde pastorek od převodové skříně napojen ozubenými koly na hnací hřídele, které jsou vůči sobě mírně přesazeny. Jsou zde komponenty tlumení, tedy tlumiče a vzduchové měchy. Dále táhlo řízení spojené se zavěšením kola a nábojem. Pro jednoduchost jsou všechny části vymodelovány základní geometrií „cylinder“ (válec), mimo těhlici, ta je vymodelována geometrií „plate“.



Obr. 24 Přední zavěšení

Zadní zavěšení kol (subsystém ASSEMBLY\_ABS.rear\_susp) je velmi podobné přednímu zavěšení. Jsou zde tělesa propojena vazbami, reprezentující přesazené výkyvné polonápravy, ozubený pastorek, tlumiče, vzduchové vaky a náboje. Všechny části jsou vytvořeny z válce.



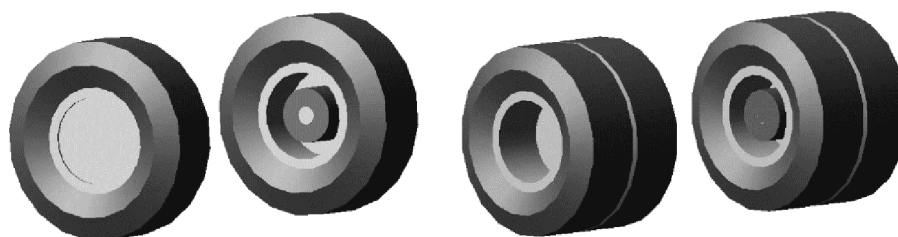
Obr. 25 Zadní zavěšení

Systém řízení (subsystém ASSEMBLY\_ABS.steering) se skládá z volantu, sloupku řízení, kabinové hřídele, propojovacích středních hřídelů, hřebenu řízení a členu propojujícího ovládací tyče přední nápravy. Volant je vymodelován funkcí „shell“, hřídele funkcí „link“ a hřeben válcem.



Obr. 26 Řízení

Přední kola a zadní kola (subsystém ASSEMBLY\_ABS.front\_whl a ASSEMBLY\_ABS.rear\_dual\_whl) se skládají z pneumatik a disků, zadní kola jsou ve dvoumontáži. Rozměr pneumatiky je 315 80R22, model je použit Magic formula 6.2 pro simulace v ADAMS Car.



Obr. 27 Kola

Model pneumatiky profesora Pacejky je jeden z nejpoužívanějších modelů pneumatik a to z důvodu opravdu dobré porovnatelnosti s reálnými pneumatikami. Obsahuje rovnice zahrnující kombinace podélných a příčných sil, efekt odklonu kola, vyosení podélné a příčné síly a citlivost pneumatiky na jejím zatížení. Základem tohoto modelu je aproximace odpovídající datům z experimentů. Konkrétně model Pacejka 2002 se zakládá na výpočtovém

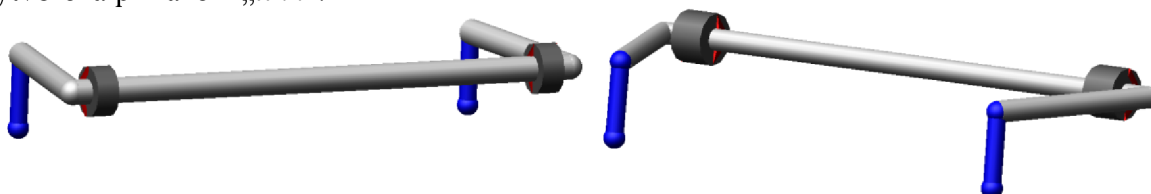
modelu z roku 1996, který byl upraven a doplněn o koeficienty příčného a podélného modelu pneumatiky, odporu valení a takzvaný „*overturning*“ moment [32].

Šasi vozidla (subsystém ASSEMBLY\_ABS.chassis\_load) je složeno z kabiny, rámu, centrální roury procházející pod automobilem a nástavby tvořené jedním tuhým tělesem, ke kterému je připojena pevnou vazbou součást reprezentující náklad. Geometrie těchto částí je v porovnání s ostatními částmi nejsložitější, bylo by ji nemožné vytvořit ze základních nástrojů ADAMSu, proto je nahraná z CAD modelů.



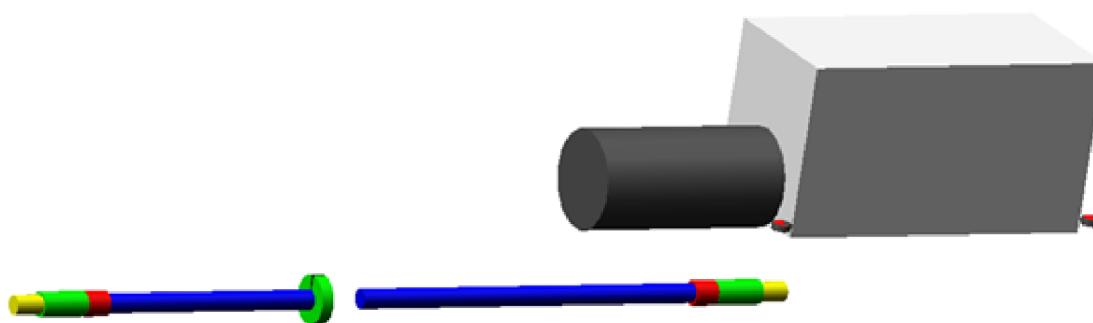
Obr. 28 Šasi

Přední stabilizační tyč a zadní stabilizační tyč (subsystém ASSEMBLY\_ABS.front\_arb a subsystém ASSEMBLY\_ABS.rear\_arb) snižující klopení karoserie vozidla při průjezdu zatáčkou. Jedná se o pružné spojení zavěšení kol na nápravě. Samotný stabilizátor je tyč vytvořená příkazem „*link*“.



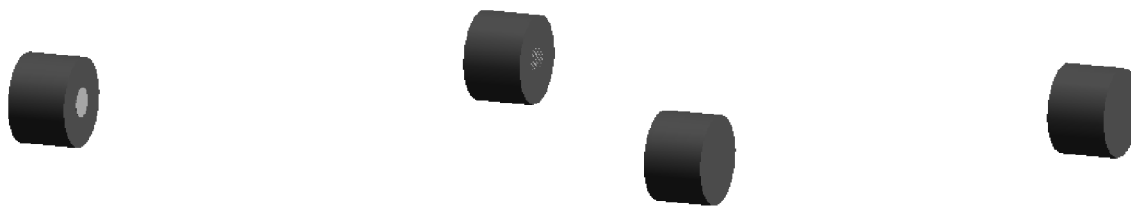
Obr. 29 Stabilizační tyče, přední a zadní

Motorové ústrojí (subsystém ASSEMBLY\_ABS.powertrain) je složeno ze samotného motoru, převodovky a hnacích hřídelů. Motor je vodou chlazený vznětový šestiválec značky PACCAR MX o objemu 12900 cm<sup>3</sup> [30]. V modelu je reprezentován pouze blokem, převodová skříň a hřídele s pastorky jsou vymodelovány pomocí válce.



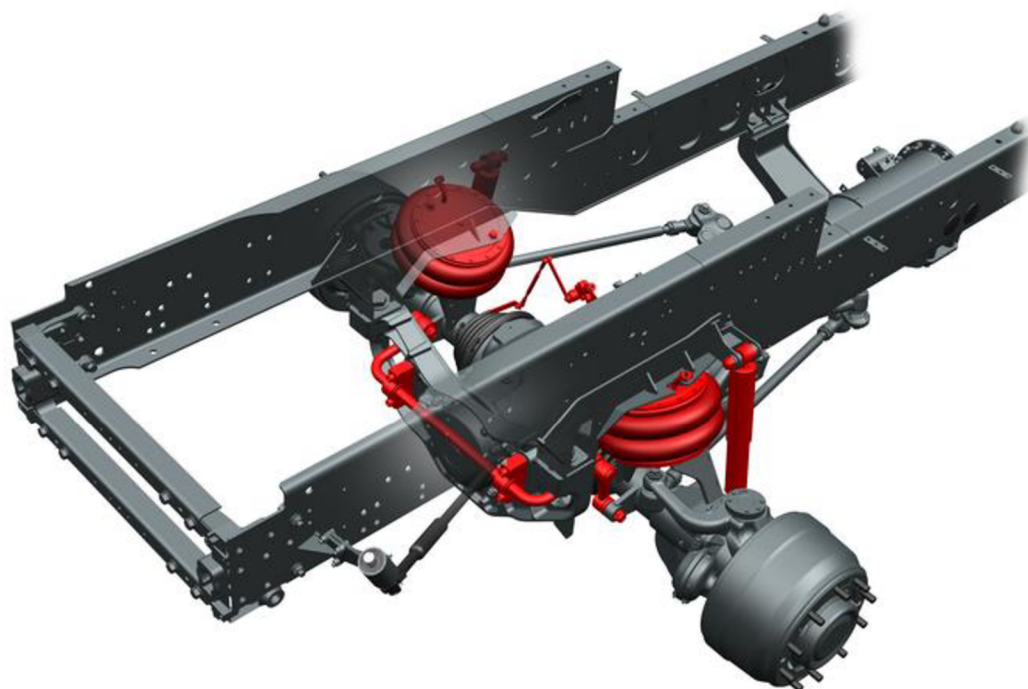
Obr. 30 Motor, převodová skříň a hnací hřídele

Brzdový systém (subsystem ASSEMBLY\_ABS.Brzdy) se skládá z bubnů a nábojů vymodelovaných pomocí válce.



*Obr. 31 Brzdová soustava*

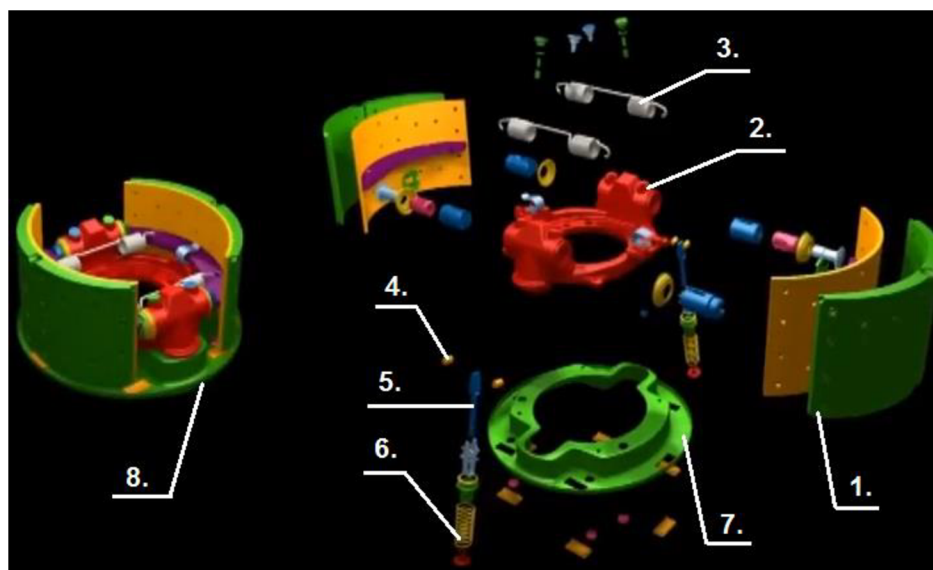
Tento model používá čtyři nezávislé brzdové systémy: servisní, nouzový, parkovací a motorový. Servisní brzdová soustava se většinou skládá z klínových bubnových brzd s funkcí automatického seřízení, ovládaných tlakem vzduchu, který je stlačován kompresorem do vzduchojemů, kde je uložen. Nádoba pak musí mít dostatečný objem, aby automobil dokázal několikrát zastavit i bez dalšího přísunu tlakového vzduchu z kompresoru v případě poruchy. Z tlakové soustavy musí být také odváděna zbytková voda a olej pomocí ručního ventilu na tlakové nádrži. Voda by mohla způsobit v případě zamrznutí selhání systému, proto je v některých případech systém vybaven i výparníkem a alkoholem. Klínové brzdy fungují tak, že brzdový aktuátor vtlačí klín přímo mezi brzdové obložení a přitlačí je tak na buben [33][34].



*Obr. 32 Zavěšení s bubnovými brzdami [35]*

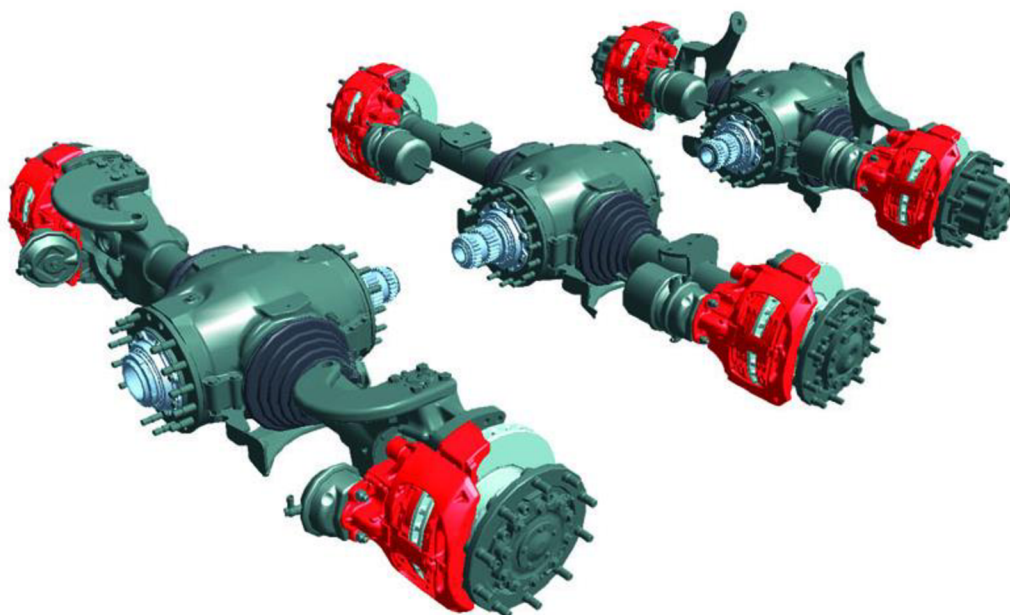
Níže na obrázku 33 jsou detailně rozebrané klínové bubnové brzdy. Mezi hlavní komponenty patří brzdové obložení na pozici 1, tělo brzdy označené číslem 2, dále vratné pružiny brzdového obložení číslo 3, válečky rolen, po nichž se odvaluje klín, na pozici číslo 4, poté klín s číslem 5 a vratná pružina klínu na pozici 6. Číslem 7 krycí plech a 8 je pak označen sestavený díl.





Obr. 33 Klínové bubnové brzdy v detailu [36]

Další možnost je aplikace systému kotoučových brzd, které jsou vyvíjeny od nástupu modelové řady v roce 2011. Kotoučové brzdy jsou osazovány výhradně na podvozky s pneumatickým odpružením předních náprav s kombinací odpružení KING FRAME na zadních nápravách. Vybaveny tímto systémem jsou tři modelové řady v konfiguraci na všech nápravách podvozku 4x4, 6x6 a 8x8, včetně říditelných zadních náprav. Úspěšné osazení kotoučovými brzdami si vyžádalo jisté konstrukční změny kolových částí. Změnou také prošel mechanismus řízení. Změnami se docílilo unifikace konstrukce podvozku, takže nyní lze jednoduše osadit nápravy bubnovými či kotoučovými brzdami. Jedná se o plnohodnotné rozšíření možností a schopností, zejména pak výkonosti. Vůz tak poskytuje vyšší úroveň bezpečnosti a komfortu díky velké rezervě brzdného výkonu, který ocení zejména řidiči záchranných vozů [37].



Obr. 34 Osazení náprav typu 6x6 kotoučovými brzdami [37]

## 3 ŘÍDÍCÍ ALGORITMUS

Ideální cíl řídicího algoritmu spočívá v regulaci úhlové rychlosti kola k dosažení optimálního skluzu, který odpovídá maximálnímu tření mezi povrchem vozovky a pneumatikou. Regulace brzdné síly u nákladních vozidel se ovšem musí vypořádat s několika specifiky, které běžně u osobních vozidel nenalezneme.

První problém vyplývá ze samotné konstrukce brzdového systému u nákladních vozidel. Typicky je zde okruh tlakového vzduchu spojen s pneumatickým aktuátorem, který má pomalejší odezvu a je obtížnější jej regulovat než hydraulický brzdový systém. Brzdový tlak je potom ovládán diskrétně ventilem. Je buď otevřen, nebo uzavřen. Brzdový tlak může být buď zvyšován, držen konstantní nebo snižován. To znamená, že kontrolní signál nabývá hodnot -1 (uvolnění tlaku), 0 (udržování tlaku) a 1 (zvyšování tlaku).

Druhým problémem je, že není dostupná hodnota brzdného tlaku, což činí regulaci pneumatického brzdového systému ještě složitější. Ovladač ABS se tedy musí vypořádat s dynamikou brzd a dynamikou kol jako celku.

Třetí problém spočívá v určení rychlosti vozidla, která není přímo k dispozici a někdy není snímáno ani zrychlení vozidla, z něž by šla rychlost dopočítat. V takovém případě je potom jediná zpětná vazba dvou či čtyř kanálový signál úhlových rychlostí kol. Pro správný odhad rychlosti vozu je nutné nastavit správnou referenční rychlost kol, což vede k dalšímu problému, a to je změna dynamického poloměru, která je u užitkových vozidel znatelnější než u automobilů osobních.

Další možné problémy vyplývají z velké variace užitkových vozidel a velkého rozptylu jejich použití. Vyskytují se také často na nezpevněných cestách a lehkém terénu. U nákladních vozidel je také nutné počítat s možností připojení přívěsu. To jsou problémy, které je potřeba nezanedbávat a i z toho plyne obtížné nastavování a ladění ABS algoritmů a jejich testování [20].

### 3.1 POPIS PROSTŘEDÍ SIMULINK

Simulink je nadstavbou výpočetního softwaru Matlab (zkratka z Matrix Laboratory) od společnosti Math-Works. Matlab je založen na maticových výpočtech a je určen pro matematické, vědecké a technické úlohy. Program obsahuje velké množství výpočetních nástrojů. Funguje na bázi vlastního programovacího jazyka. Výpočtové příkazy nebo ukládání proměnných lze psát přímo do příkazového okna pro okamžitý výsledek. Zároveň lze pracovat v takzvaném editoru a potom jej spustit jako napsaný kód příkazů nebo jako celou sekvenci [38][40].

Nadstavba Simulink poskytuje grafické rozhraní výpočtových a programovacích schémat pomocí jednotlivých bloků. Podporuje automatické generování kódů, vestavěných systémů, simulaci dynamických dějů a jejich testování. Model se vytváří pomocí bloků v grafickém rozhraní, tvoří ho spojitě a diskrétní prvky, lineární nebo nelineární. Výhodou tohoto programu je interaktivnost a možnost aktivně zasahovat a měnit hodnoty v spuštěné aplikaci, tedy při běhu. Bloky je možné vybírat z knihovny, kde jsou rozříděny podle funkce, kterou plní. Jedná se o běžně používané prvky, matematické, logické a signálové operace. Knihovnu lze rozšířit i o vlastní bloky a při složitém programu je postupně balit do takzvaných subsystémů. Ony bloky jsou poté propojeny do schémat, které simulují reálné situace a cestu

signálu. Součástí jednotlivých schémat jsou funkce, jež obsahují algoritmy psané v Matlabu. Ty lze přepsat nebo přizpůsobit požadavkům. Silnou stránkou tohoto softwaru je přehledné zobrazení a sestavování programu ze základních částí knihovny a jejich propojení cestami signálu. Sestavený program potom funguje stejně jako by byl sepsán ve standardním editoru Matlabu [39][40].

### 3.2 POPIS ALGORITMU, PARAMETRŮ

Prvním krokem je správná volba řešiče algoritmu. Tato část bude věnována výčtu základních možností volby v Simulinku a následně bude zvolen ten nejvhodnější.

The image shows the 'Solver Configuration' dialog box in Simulink. The 'Solver options' section is highlighted with a red border. The 'Type' is set to 'Variable-step' and the 'Solver' is set to 'ode45 (Dormand-Prince)'. Other parameters include 'Max step size: auto', 'Relative tolerance: 1e-3', 'Min step size: auto', 'Absolute tolerance: auto', 'Initial step size: auto', 'Shape preservation: Disable All', 'Number of consecutive min steps: 1', 'Tasking mode for periodic sample times: Auto', 'Zero-crossing control: Use local settings', 'Algorithm: Nonadaptive', 'Time tolerance: 10\*128\*eps', 'Signal threshold: auto', and 'Number of consecutive zero crossings: 1000'.

Obr. 35 Tabulka nastavení v Simulinku

Název řešiče ODE je zkratka anglického „*Ordinary Differential Equations*“, což je běžná diferenciální rovnice. Zpravidla obsahuje jednu nebo více derivací nezávislé proměnné podle druhé, nejčastěji podle času. Řád je poté roven nejvyšší dosažené derivaci. Start je podmíněn počáteční podmínkou, řešení je potom dosaženo iteračně. Na každý krok řešič aplikuje partikulární algoritmus k výsledku předchozího kroku. K prvnímu kroku je tedy nezbytná informace o iniciační podmínce, která umožní integraci. Finální výsledek je složen ze dvou vektorů, časových kroků a k nim korespondujícím vektoru výsledků [41].

Řešič **ode45** je určen pro méně tuhé systémy z anglického „*non-stiff*“, což je označení pro diferenciální rovnice, pro jejichž řešení jsou klasické numerické metody nestabilní, pokud nemají extrémně nízký krok. Jedná se o nejběžnější řešič, který je doporučen jako první volba.

Řešič **ode23** je rovněž určen pro méně tuhý systém, má však nízkou přesnost. Při určitých typech úloh může být ale efektivnější než řešič ode45, který může mít problém s hrubými tolerancemi nebo přítomností mírné tuhosti problému.



Řešič **ode113** je poslední řešič pro méně tuhý typ systému, má velký rozptyl přesnosti od nízké po velmi vysokou. Opět může být efektivnější než **ode45** v případech striktních hranicích chyb.

Řešič **ode15s** je určen k řešení tuhého problému s nízkou až střední přesností. Je doporučen k použití při selhání **ode45** nebo při očekávání problému s tuhostí problému. Tento řešič je také vhodný pro řešení diferenciálních algebraických rovnic (DAE).

Řešič **ode23s** je určen opět pro tuhé problémy s nízkou přesností, oproti **ode15s** zvládá úspěšně řešit úkoly se striktními hranicemi chyb. Může být také efektivnější, počítá totiž v každém kroku Jacobiho matici. Jestli je zde ale matice hmotností, musí být konstantní.

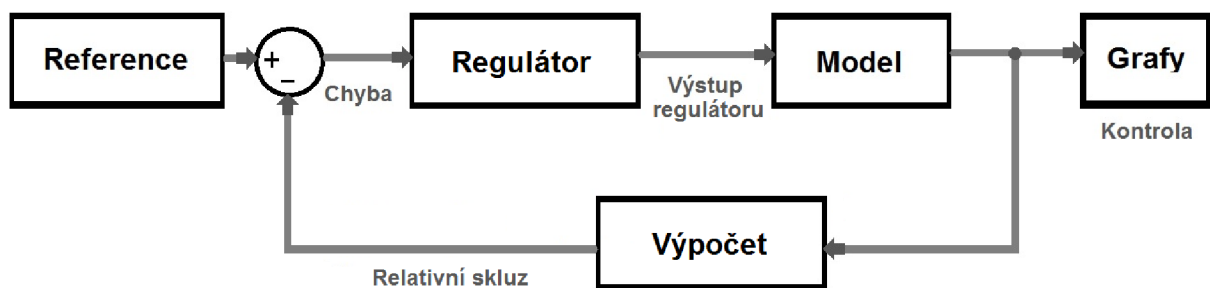
Řešič **ode23t** je doporučen pro mírně tuhé problémy, pokud je výsledek bez numerického tlumení. Dokáže také řešit diferenciální algebraické rovnice (DAE).

Poslední řešič pro tuhé úlohy je **ode23tb**, jedná se o další možnost optimálnějšího řešení problému se striktními hranicemi než při použití **ode15s**.

**Ode15i** je plně implicitní řešič s malou přesností, jenž se používá pro implicitní problémy a diferenciální algebraické rovnice (DAE) s indexem 1 [41].

Dle doporučení nápovědy MATLABu byl zvolen řešič **ode45** jako ten nejvýhodnější. Jiný řešič by připadal v úvahu, pokud by tento řešič nedokázal úlohu vyřešit nebo by byl extrémně pomalý. Ani jedno se při testování nepotvrdilo.

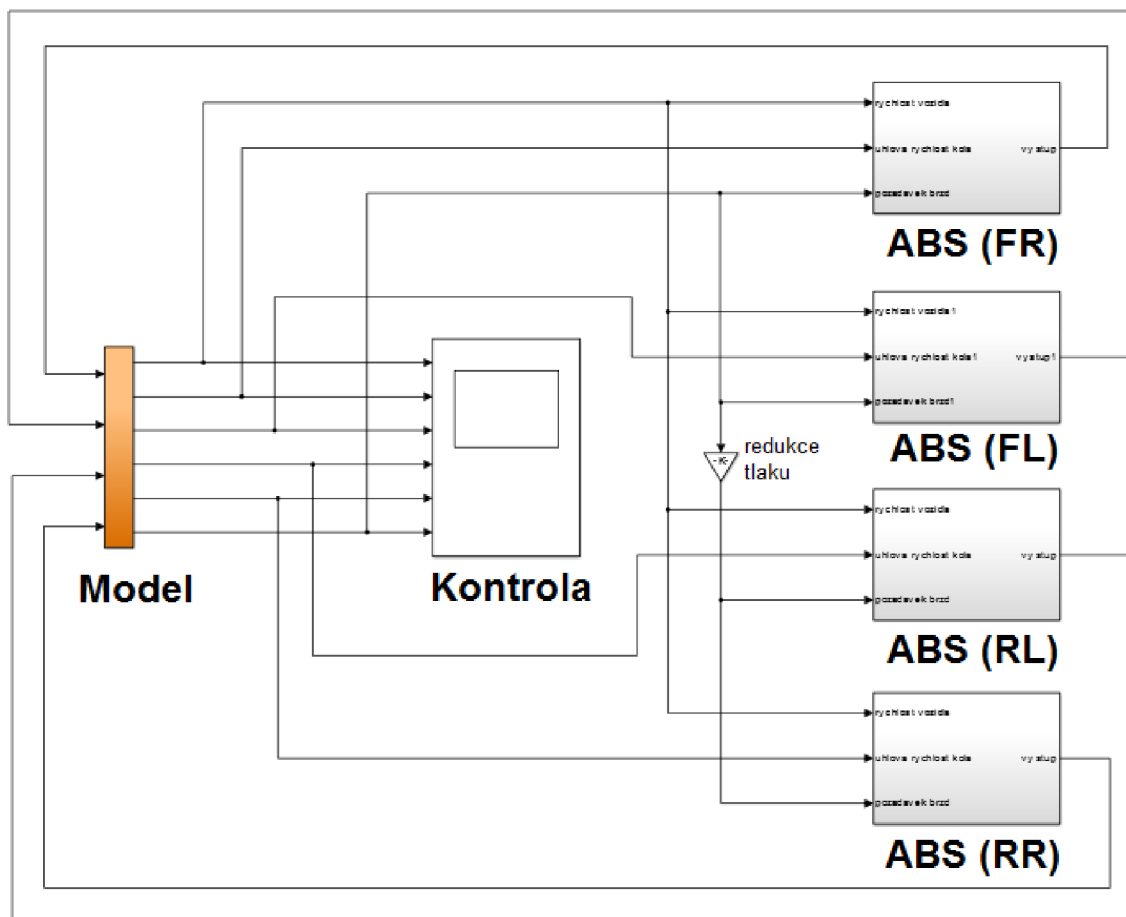
Na obrázku 36 je znázorněno schéma řídicího algoritmu, který řídí brzdný tlak na jednom kole. Jedná se o uzavřenou řídicí smyčku skládající se ze čtyř základních bloků: referenční hodnoty, regulátoru, modelu a výpočtu. Signály putující od snímačů modelu, úhlová rychlost kola a referenční rychlost vozidla vstupují do výpočtu relativního skluzu. Ten je poté odečten od referenční hodnoty ideálního skluzu, která vychází z charakteristiky pneumatiky. Tento rozdíl je poté přiveden do regulátoru, který na jeho základě rozezná, jestli je skluz dostatečný nebo nedostatečný. Pokud je skluz menší než referenční hodnota, brzdný tlak odpovídá požadavkům na brzdový pedál a není dále jinak redukován. Je-li ovšem vyšší než referenční hodnota, dochází k regulaci brzdného tlaku.



Obr. 36 Schéma řídicího algoritmu

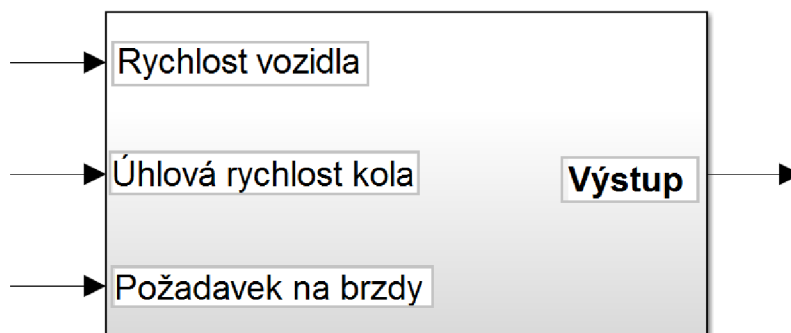
Na obrázku 37 je schéma zapojení pro celé vozidlo. Schéma se skládá z bloku vygenerovaného z ADAMSu reprezentujícího dynamický model, grafů zobrazujících výstupy systému a jednotlivých bloků ABS. Je patrné, že každé kolo má svůj vlastní algoritmus. Pro

přední a zadní nápravu je rozdílný požadovaný skluz a zároveň je pro zadní nápravu redukován požadavek na brzdový tlak. To proto, že zadní náprava má větší tendenci se blokovat. Důvodů je zde hned několik. První důvod je, že zadní náprava určuje stabilitu vozidla a i při brzdovém systému bez ABS je brzdový tlak na zadní nápravě redukován. Druhým důvodem je přenos hmotnosti při brzdění na přední nápravu. Zadní náprava je tedy odlehčena a kola na ní jsou náchylnější k zablokování. Třetím důvodem je velká změna zatížení zadní nápravy při prázdném a naloženém vozidle.



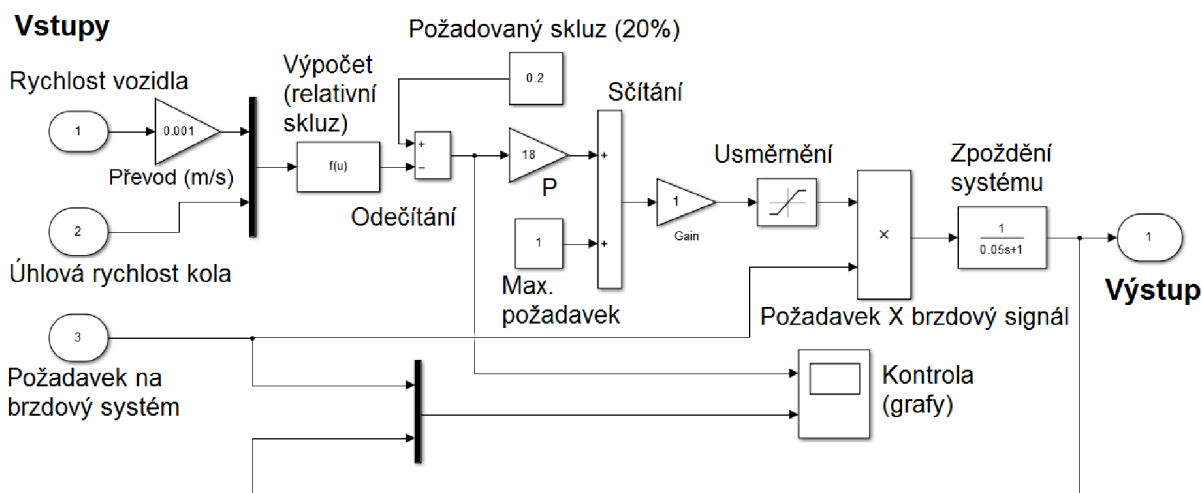
Obr. 37 Schéma propojení modelu s jednotlivými algoritmy ABS

Z modelu vystupuje rychlost vozidla, úhlová rychlost jednotlivých kol a požadavek na brzdový systém. Do každého bloku ABS putuje signál s rychlostí vozu, úhlovou rychlostí daného kola a požadavek od řidiče. Výstup z ABS bloku je poté opět přiveden do modelu vozu k aktuátorům brzdové soustavy na jednotlivých kolech. Detail bloku ABS je zobrazen na obrázku níže.



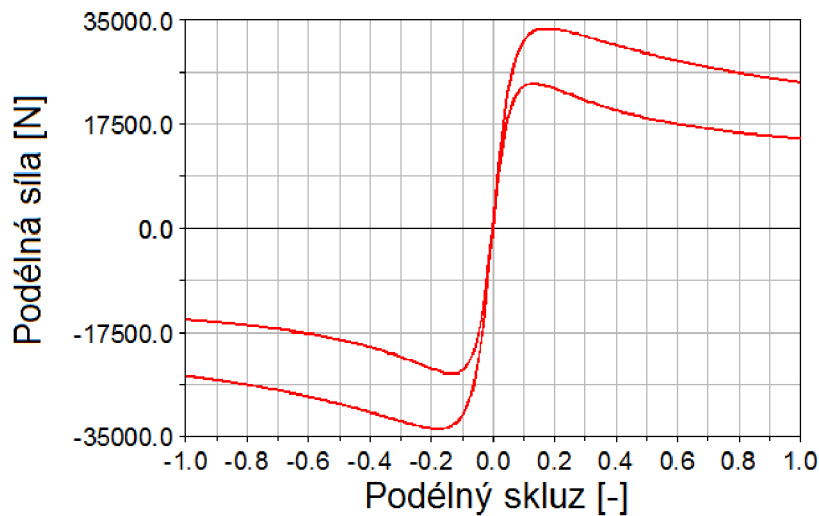
Obr. 38 Detail bloku ABS

V následujícím odstavci bude popsán základní algoritmus s proporcionální složkou vyobrazený na obrázku 39. Vstupní signály jsou stejné jako na bloku ABS, rychlost vozidla je znásobena jednou tisícínou. Jedná se o přepočítání jednotek na základní metry za sekundu z milimetrů za sekundu, ve kterých vyjadřuje rychlost ADAMS. Signály rychlosti vozidla a úhlové rychlosti kola postupují do bloku s výpočtem relativního skluzu. Ten je poté odečten od bloku s požadovaným skluzem 20 %. Rozdíl je vyveden do kontrolních grafů a dále je násoben proporcionální složkou s hodnotou 18. V následujícím bloku je sečten s konstantou o velikosti 1 z důvodu odstranění záporných hodnot při velkém reálném skluzu. Poté je signál usměrněn, může nabývat hodnot pouze od 0 do 1. V dalším bloku je signál násoben s požadavkem na brzdovou soustavu nabývajícím hodnot opět od 0 do 1, procentuálně od 0 do 100 %. Výsledný signál je ještě zpožděn pro reálné chování brzdové soustavy a vyveden do kontrolních grafů. Výstup vstupuje do dynamického modelu v ADAMSu a řídí brzdný tlak.



Obr. 39 Algoritmus ABS s proporcionální složkou

Požadovaný skluz vychází z následujícího obrázku, který znázorňuje charakteristiku pneumatiky, závislost podélných sil na podélném skluzu. Požadovaný skluz by měl odpovídat nejvyšším silám pro dané zatížení.



Obr. 40 Graf závislosti podélných sil na podélném skluzu

Srdcem řídicího algoritmu je výpočet relativního skluzu, který bude popsán v následující části. Samotný vztah v Simulinku je vložen v bloku s následujícím zápisem:

$$s = (-u(2) * 0.518 + u(1)) / (u(1) + (u(1)==0)*\text{eps}) \quad [-], \quad (2)$$

Jedná se o vztah vycházející z řešeršní části práce. V čitateli se nachází úhlová rychlost kola v radiánech za sekundu  $u(2)$  se záporným znaménkem, která je dále znásobena poloměrem kola v metrech. K této hodnotě je přičtena rychlost vozidla v metrech za sekundu. Ve jmenovateli se nachází rychlost vozidla a příkaz, jenž ji v případě rychlosti vozidla rovnající se nule vynásobí zanedbatelně malým číslem. Je to opatření, které je nezbytné, protože v případě zastavení vozidla by docházelo k dělení nulou.

Další velmi důležitý vztah je výpočet brzdového momentu v ADAMSu, který má následující tvar:

```
varval(._t_ABS_brakes.fr_brake_line_pressure)
      * t_ABS_brakes.pvs_brake_mu
      * ._t_ABS_brakes.pvs_pressure_to_torque_cnvt
      * STEP(VARVAL(._t_ABS_brakes.right_front_wheel_omega), -0.0175, 1, 0.0175, -1)
```

Vztah se skládá ze čtyř členů. První člen je proměnná hodnota brzdového tlaku pro každé kolo. Varval je zkratka z anglického „variable value“, tedy funkce, která vrací hodnotu proměnné. Další člen je koeficient tření „mu“ mezi brzdovým bubnem a brzdovou destičkou. Třetí člen, „cnvt“, je konstanta zahrnující průměr brzdového bubnu, třecí plochy, úhel rozevření brzdových destiček klínkem a další. Poslední člen „STEP“ má za úkol zajistit, aby se kolo zastavilo. Při zastavení kola se změní znaménko působícího brzdného momentu tak, aby se kolo neroztáčelo opačným směrem.

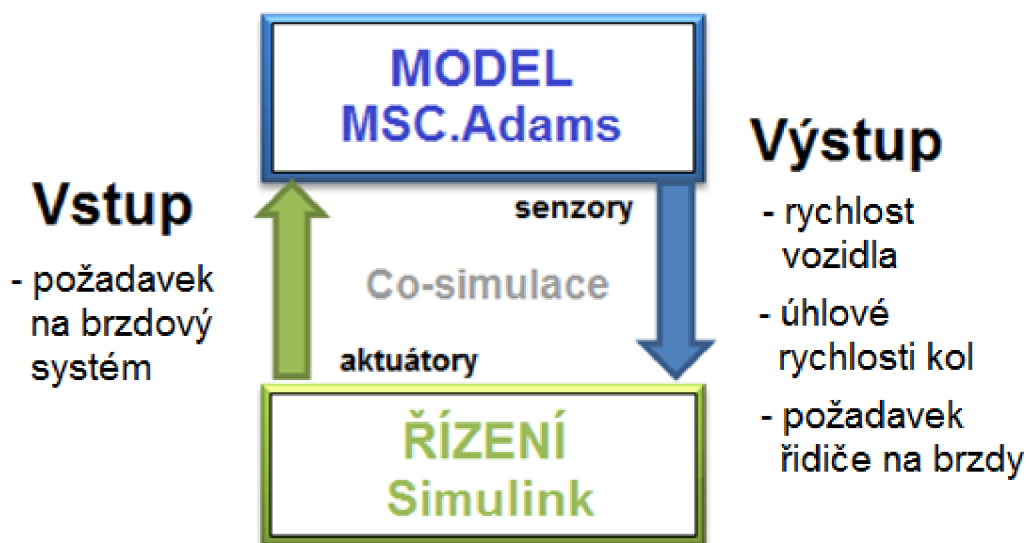
## 4 SIMULACE

Efektivita je jedním z klíčových faktorů úspěchu nejen v automobilovém průmyslu. Výrobci jsou často pod tlakem zkracování času potřebného k vývoji produktu a snižování výrobních nákladů. Při vývoji automobilu je nesmírně důležité moci provádět rychle mnoho složitých změn a přitom stále dodržovat funkčnost a kvalitu. Proto se simulace staly nedílnou součástí automobilového průmyslu, který zajisté velmi přispěl k jejich rozvoji. Hlavní výhodou simulací je tedy úspora času. Umožňují velké množství testů na virtuálních prototypy, podle kterých je pak možné provést optimalizace. Nižší náklady plynou nejen z časové úspory, ale také z absence fyzického prototypu každé varianty.

### 4.1 POPIS PROPOJENÍ MODELŮ

Pokud je model či soustava nadefinována, k úplnosti je potřeba nastavit i způsob řízení. Software ADAMS poskytuje základní řídicí toolbox, pro složitější úlohy je možné využít externí řídicí software, který dokáže řídit model i v reálném čase. Pro tuto možnost nabízí ADAMS kooperativní propojení s externími nástroji pro řízení soustav, například Matlab, LabView, MSC.Easy5 atd.

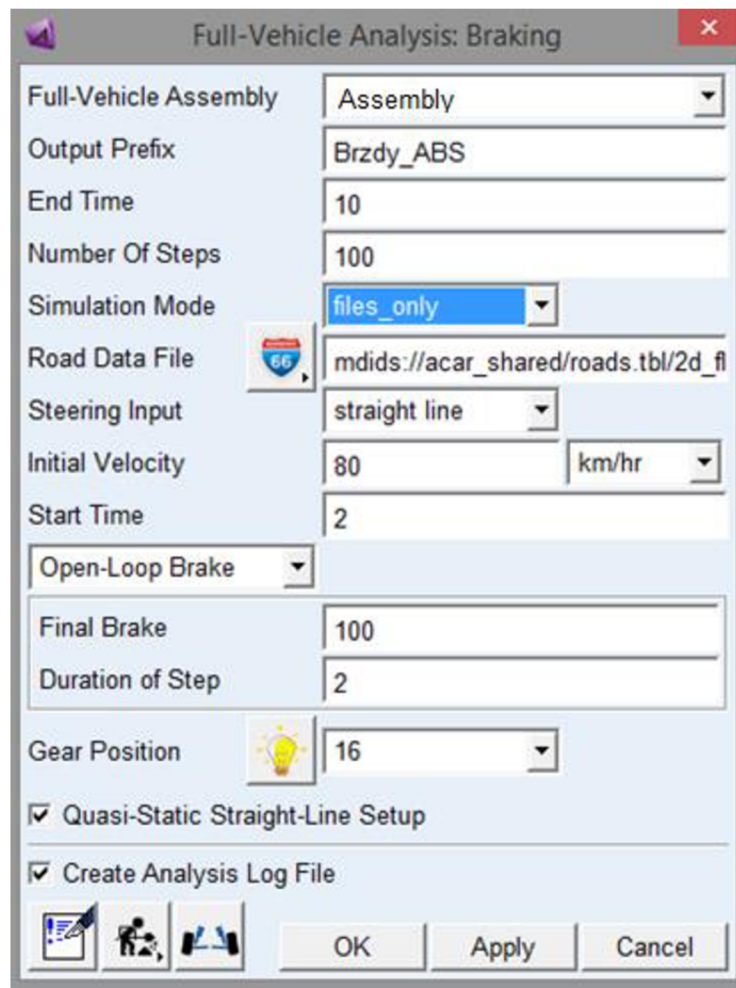
V této práci byl použit Matlab, konkrétně jeho nástavba Simulink. Komunikace probíhá přes modul MSC.Adams Control.



Obr. 41 Schéma co-simulace

Pro správný chod souběžné simulace je nutné mít kompatibilní verze obou programů a shodnou pracovní složku v adresáři. Nejdříve je potřeba definovat takzvané „State Variables“ v režimu template builder v záložce Build → Systém Elements → State Variable → New. Dále propojení probíhá v režimu Standart Interface. Zde je potřeba načíst nebo sestavit celý model vozu „full vehicle“. Dále přejdeme k vytvoření chtěné simulace v záložce Simulate, Full-Vehicle analysis (analýza celého vozidla), pak například manévr v přímém směru a brzdění. Objeví se tabulka, kde je potřeba vyplnit název do „Output Prefix“, dále celkový čas „End

*Time*“, důležité je vybrat možnost *files\_only* v „*Simulation Mode*“, dále počáteční rychlost vozidla „*Initial Velocity*“, čas iniciace brzdění v „*Start Time*“, kolik procent brzdného potenciálu má být využito v „*Final Brake*“, jak dlouhý má být nástup brzdného účinku v „*Duration of Step*“, poté na jaký rychlostní stupeň má vozidlo zařazeno v „*Gear Position*“ a poslední možnost, jestli má řidič udržovat přímý směr nebo ne v „*Quasi-Static Straight-Line Setup*“.

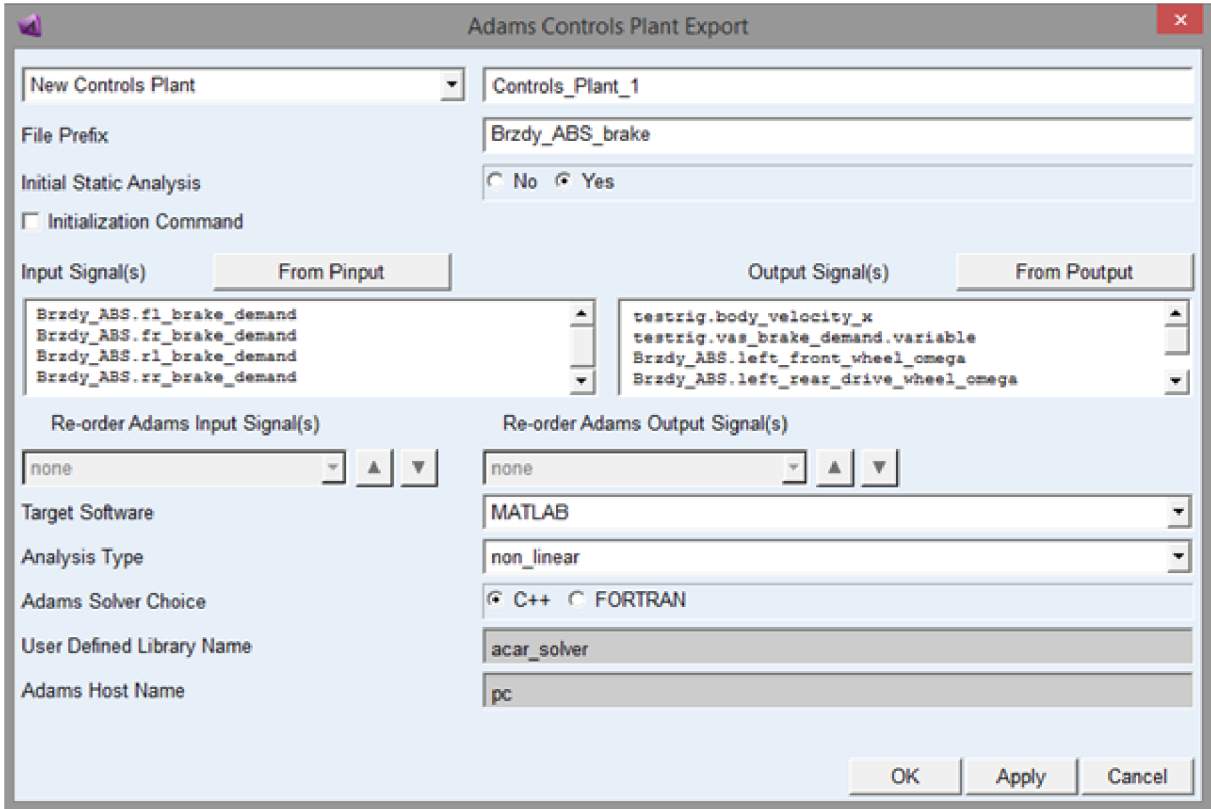


Obr. 42 Tabulka nastavení simulovaného manévru

ADAMS vyexportuje soubory s názvem doplněným o „*brake*“ s příponami .acf (příkazy pro ADAMS Solver pro spuštění dané simulace), .adm (sestavený model) a .xml (doplňující parametry pro ADAMS Car Solver).

Dále je potřeba definovat vstupy a výstupy propojení. V ADAMSu je to záložka Controls → Plant Export. Objeví se tabulka na obrázku níže.





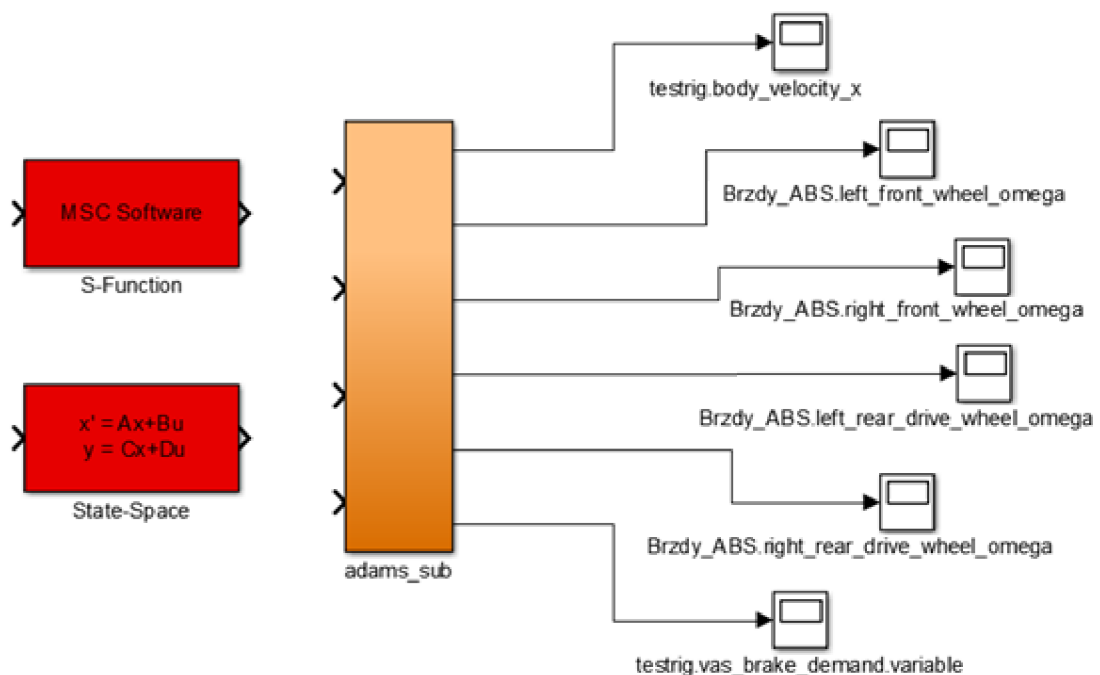
Obr. 43 Tabulka definující vstupy a výstupy

V kolonce „*File Prefix*“ je nezbytné správně doplnit název společně s doplněním o „*\_brake*“. Pokud bylo tedy označení manévru Brzdy\_ABS, zde musí být název Brzdy\_ABS\_brake. U „*Initial Static Analysis*“ musí být zatrhnuto „*Yes*“. Pak lze přistoupit k nadefinování vstupujících signálů „*Input Signal(s)*“. Jedná se o požadavky na brzdovou soustavu jednotlivých kol. Výstupní signály „*Output Signal(s)*“ jsou rychlost vozidla, stlačení brzdového pedálu a úhlová rychlost jednotlivých. Software se kterým simulaci propojujeme je MATLAB v „*Target Software*“. Po potvrzení tabulky ADAMS vyexportuje soubor „*m-file*“.

<i>Input Signal(s)</i>	<i>Output Signal(s)</i>
<i>Brzdy_ABS.fl_brake_demand</i>	<i>testrig.body_velocity_x</i>
<i>Brzdy_ABS.fr_brake_demand</i>	<i>testrig.vas_brake_demand_variable</i>
<i>Brzdy_ABS.rl_brake_demand</i>	<i>Brzdy_ABS.left_front_wheel_omega</i>
<i>Brzdy_ABS.rr_brake_demand</i>	<i>Brzdy_ABS.left_rear_drive_wheel_omega</i>
	<i>Brzdy_ABS.right_front_wheel_omega</i>
	<i>Brzdy_ABS.right_rear_drive_wheel_omega</i>

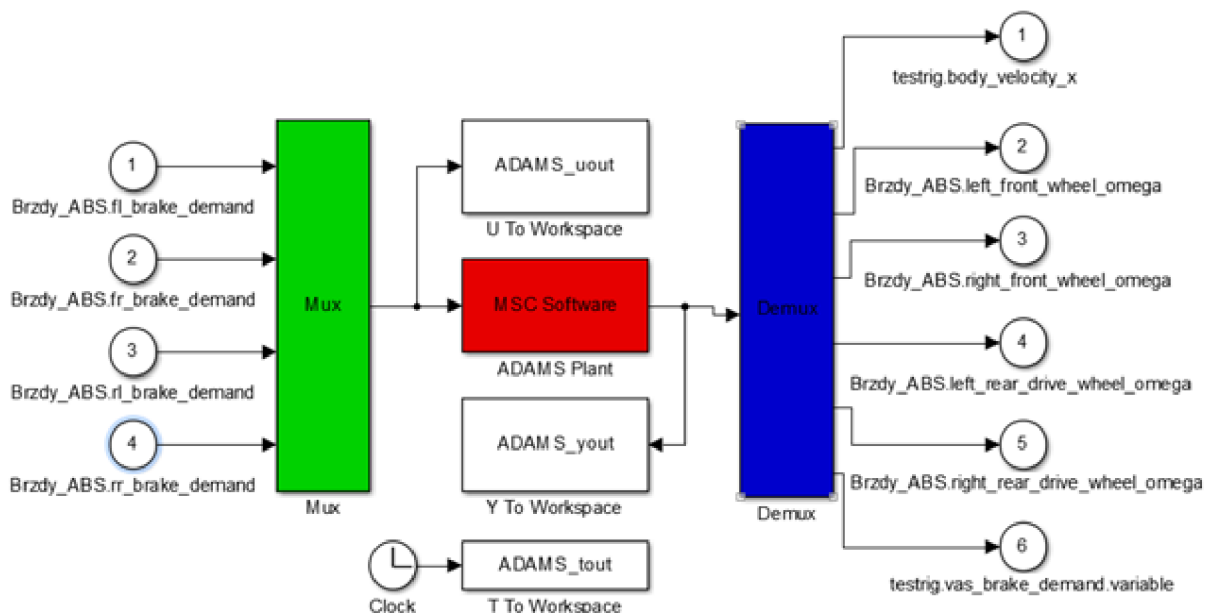
Tab. 2 Vstupní a výstupní signály

Dále propojení probíhá v MATLABu. Po spuštění je nutné do příkazového řádku vepsat příkaz s názvem simulace, tedy Brzdy\_ABS\_brake. Spustí se vytvořený m-file. Poté je příkazem „*adams\_sys*“ vytvořen blok modelu na obrázku níže.



Obr. 44 Vyexportovaný blok z ADAMSu

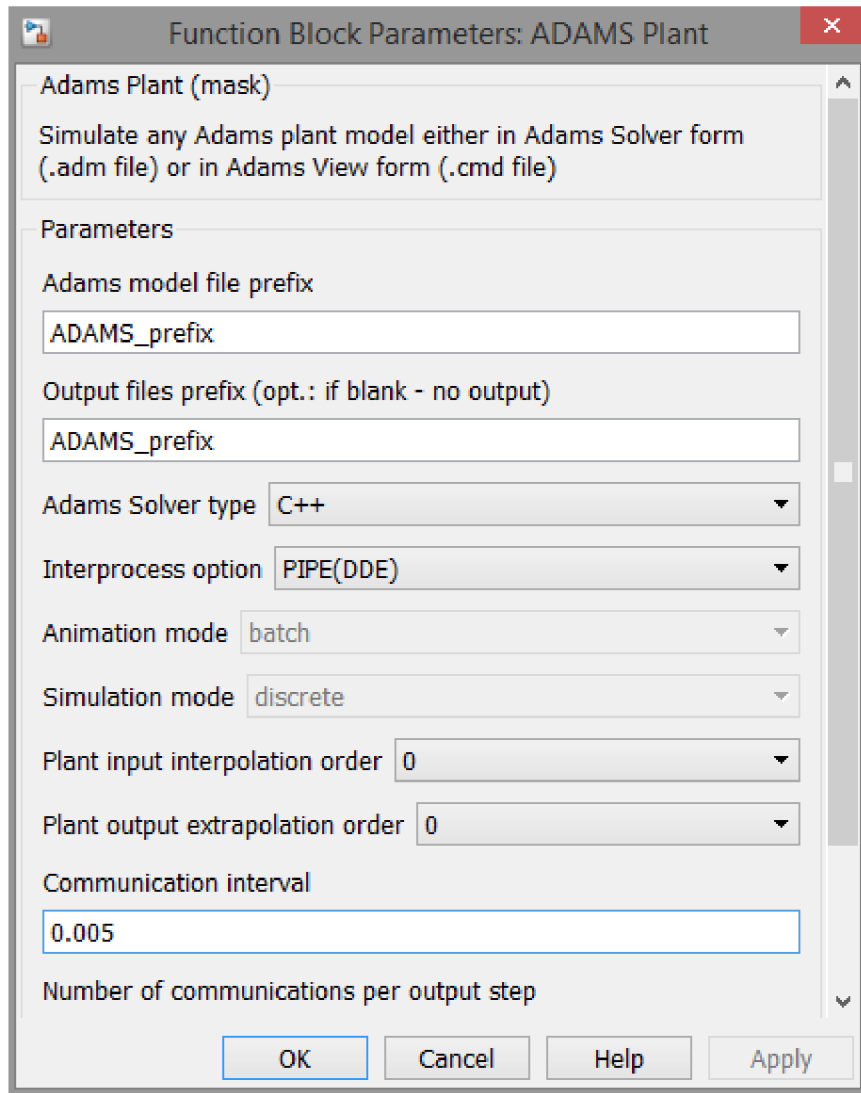
Oranžový blok pojmenovaný „*adams\_sub*“ je nutné zkopírovat do vlastního modelu v Simulinku. Při napájení vstupujících a vystupujících signálů je třeba zachovávat pořadí, které je viditelné po rozkliknutí vygenerovaného bloku zobrazeného na obrázku 44.



Obr. 45 Vnitřní schéma vyexportovaného bloku

Dvojklikem na červený blok MSC Software je možné nastavit další parametry simulace.



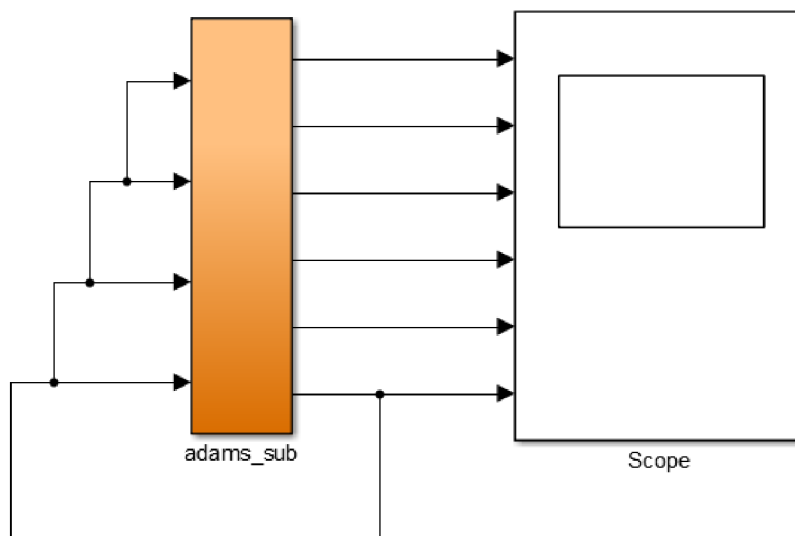


Obr. 46 Tabulka s možností nastavení simulace

Potřebný je především „*Communication interval*“. Jedná se o krok, který zkracuje nebo prodlužuje čas potřebný pro výpočet. Je nezbytné, aby se komunikační interval shodoval s krokem nastaveným v ADAMSu. Spuštění simulace v Simulinku způsobí vygenerování souboru s koncovkou „.res“. Jedná se o výsledkový soubor, který je možno importovat do postprocesoru v ADAMSu, kde je možné zobrazovat grafy nebo animace simulace.

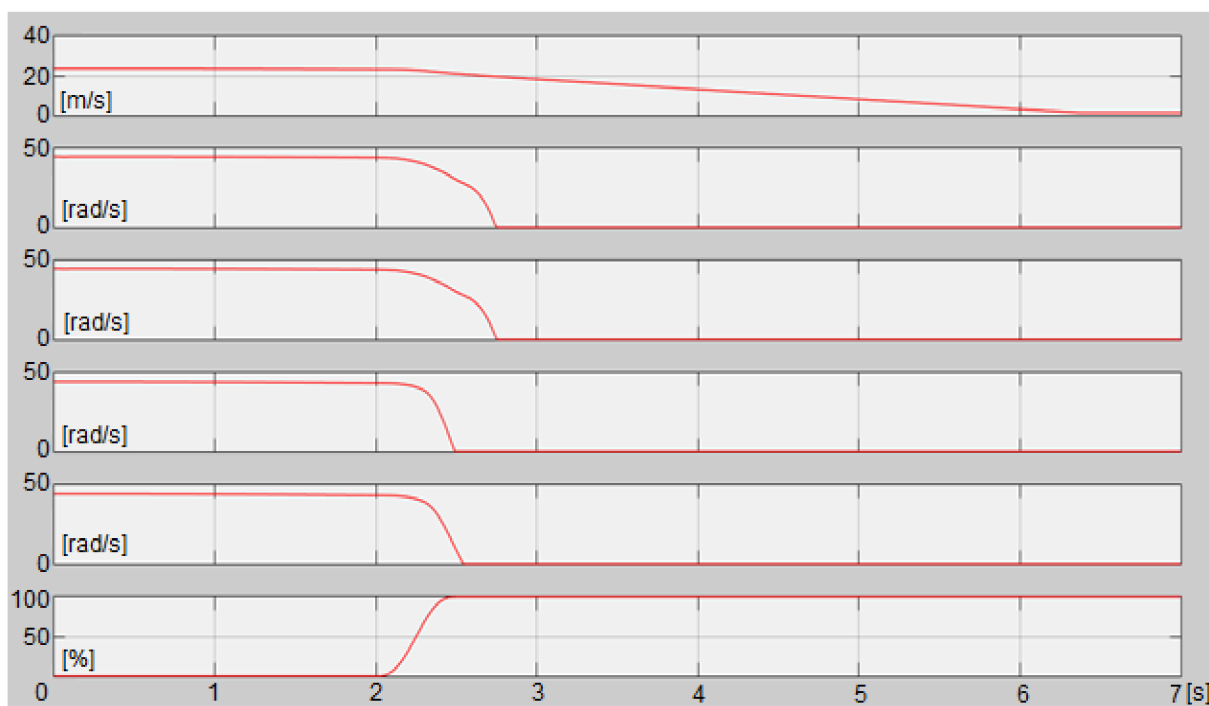
## 4.2 ZÁKLADNÍ OVĚŘENÍ ALGORITMU

Nejdříve je třeba ověřit funkčnost vygenerovaného bloku z ADAMSu. Pro přehlednost byl zkopírován do nového modelu v Simulinku a pro vizuální verifikaci propojen s blokem „scope“, což je výstup v podobě grafu. Jelikož má blok šest výstupů, je nutné nastavit v grafu stejný počet oken. Poté výstupy z bloku „adams\_sub“ propojíme se vstupy takzvaného „scopu“. Nyní by model vozidla nebrzdil, je tedy potřeba propojit výstupní požadavek na signálu od brzdového pedálu „testrig.vas\_brake\_demand.variable“ se vstupy do vygenerovaného bloku „Brzdy\_ABS.fl\_brake\_demand“, „Brzdy\_ABS.fr\_brake\_demand“, „Brzdy\_ABS.rl\_brake\_demand“ a „Brzdy\_ABS.rr\_brake\_demand“ jako je na obrázku níže.



Obr. 47 Schéma propojení bez ABS algoritmu

Po dokončení simulace je potřebné otevřít grafy, jež jsou zobrazeny pod textem.

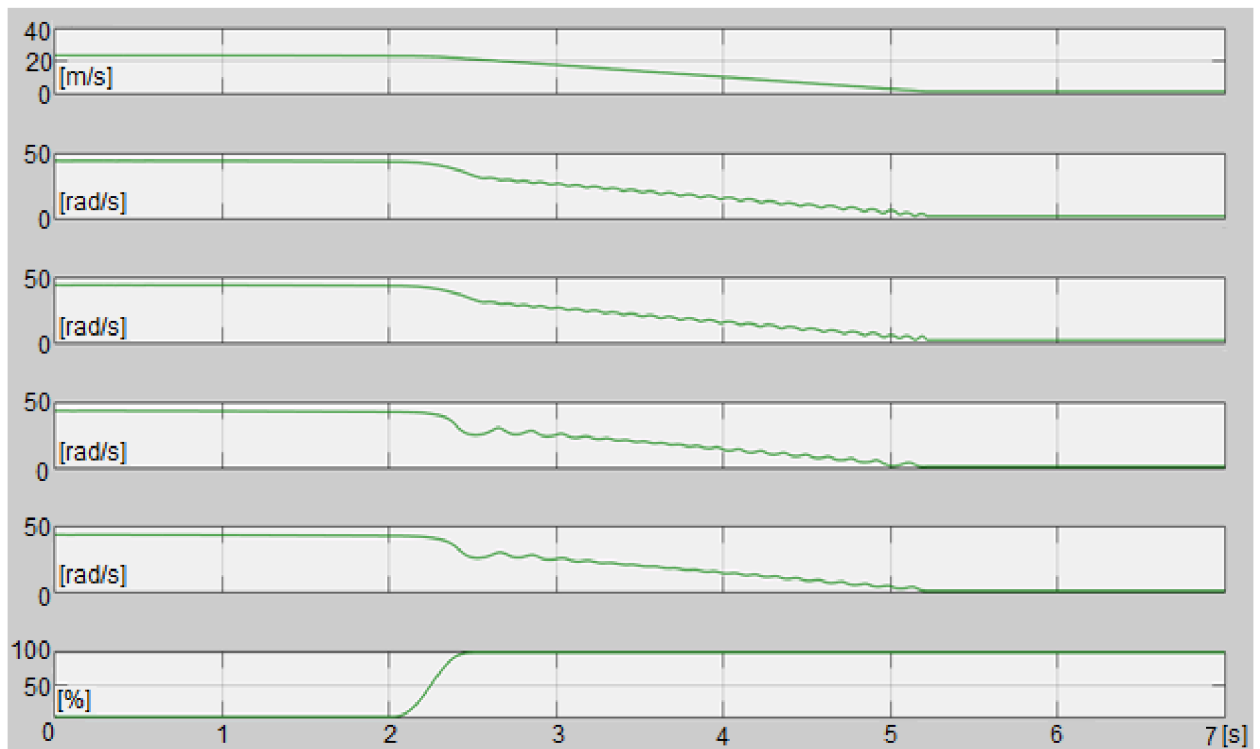


Obr. 48 Grafy z kontrolní simulace bez ABS

Všechny grafy jsou zobrazeny v závislosti na čase v sekundách. Na prvním grafu je velikost rychlosti v m/s, na dalších čtyřech jsou úhlová rychlost kol (přední levá a pravá, zadní levá a pravá) v rad/s a na posledním místě je zadaný požadavek na brzdový systém. Je zřejmé, že již při nabíhání brzdového požadavku došlo k blokaci všech kol, zadních dříve než předních. Vozidlo je nestabilní, pohybuje smykem. Grafy odpovídají očekávání, lze tedy prohlásit, že

ověření funkčnosti vygenerovaného bloku z programu ADAMS proběhlo v pořádku a propojení je funkční.

K ověření funkčnosti algoritmu je zapotřebí jej implementovat do schémat zapojení a propojit jej s modelem z ADAMSu, jako je to znázorněno v předchozích kapitolách. Kosimulace byla provedena se základním algoritmem s proporcionální složkou a simulací brzdění v přímém směru se zamknutým volantem na běžném suchém asfaltu. Pro porovnatelnost musí být vstupní parametry, jako je počáteční rychlost, požadavek na brzdový pedál a nástup brzd stejný, jako při předchozím ověřování funkčnosti bloku z ADAMSu.



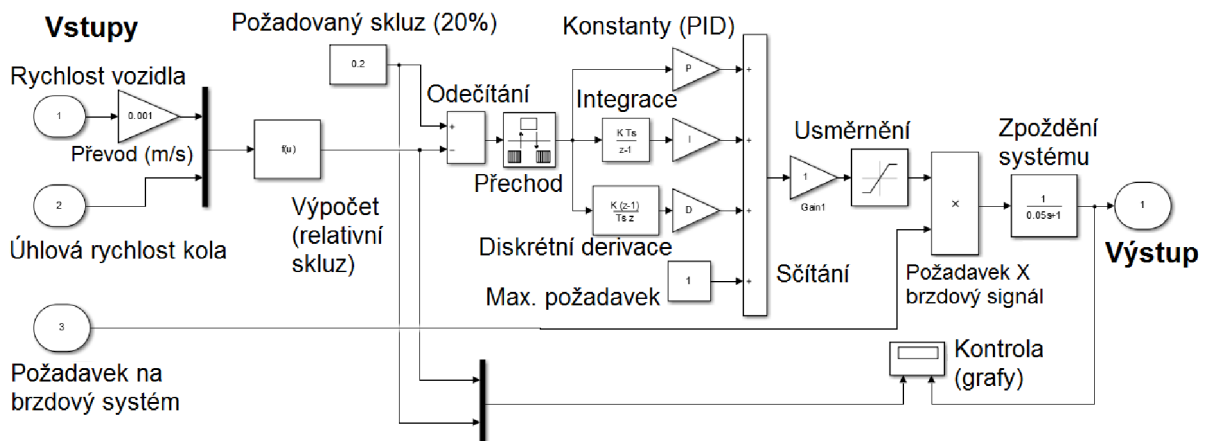
Obr. 49 Grafy z kontrolní simulace s ABS

Z porovnání grafů ze simulace bez ABS a s ABS se základním algoritmem s proporcionální složkou je patrné, že algoritmus plní svoji základní funkci. Je vidět na okně 2 až 4 zobrazující úhlová rychlost kol, že nedošlo k jejich zablokování. To má za následek zkrácení brzdné dráhy, které je patrné na prvním poli, kdy vozidlo zcela zastavilo za dobu přibližně 5 sekund, namísto za dobu přes 6 sekund jako v případě bez ABS.

### 4.3 TESTOVÁNÍ ALGORITMU A OPTIMALIZACE PARAMETRŮ

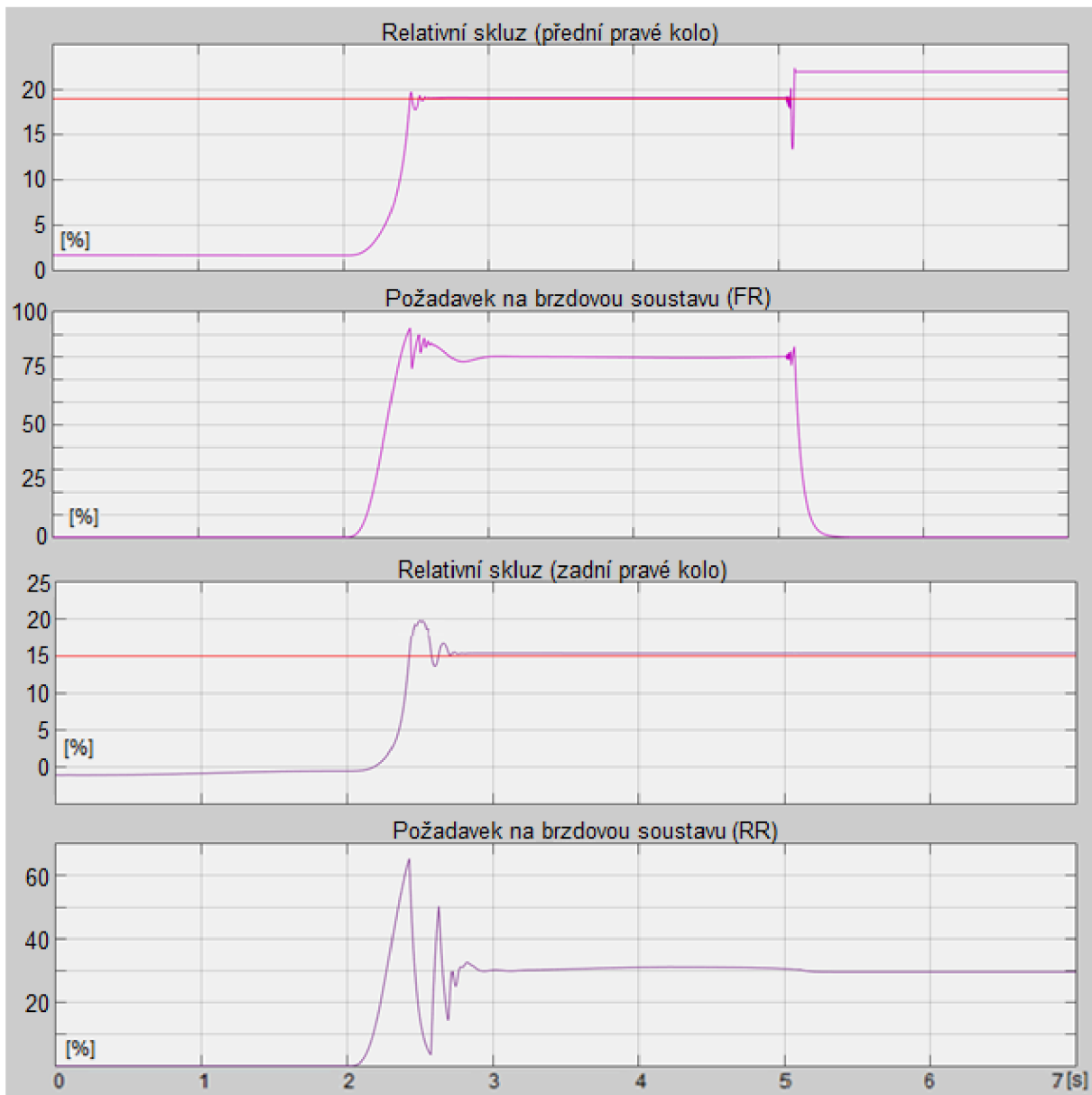
Z grafů na obrázku 49 je patrné, že algoritmus sice funguje podle očekávání, regulace však není optimální. Proto bude vylepšen o integrační a derivační složku. Vstupní signály jsou opět totožné jako v algoritmu s proporcionální složkou a rychlost vozidla je i zde znásobena jednou tisícinou kvůli přepočtu na metry za sekundu. Signály rychlost vozidla a úhlová rychlost kola postupují do bloku s výpočtem relativního skluzu. Ten je poté odečten od bloku s požadovaným skluzem 19 % na předních kolech a 15 % na zadních. Jedná se o kompromis mezi plně naloženým a nenaloženým stavem. Čísla vychází z prvotního předpokladu charakteristiky pneumatiky a testování. Ukázalo se, že při nenaloženém vozidle je vyšší hodnota skluzu na předních kolech lehce nevýhodná, rozdíl ovšem není příliš markantní.

Naopak při naloženém vozidle je skluz 19 % výhodný a to znatelně. Na zadní nápravě je výhodnější nižší hodnota skazu. Rozdíl požadovaného a vypočteného skazu je poté vyveden do kontrolních grafů a dále je veden do bloku s názvem „rate transition“, který má za následek vyšší stabilitu systému. Způsobuje celistvost dat i v případě rozdílných kroků mezi softwary při kosimulaci. V následujících blocích se nachází složky PID regulátoru, proporcionální složka s konstantou označenou písmenem P, diskretní integraci s konstantou označenou I a diskretní derivaci s konstantou označenou písmenem D. Jednotlivé složky jsou poté sečteny spolu s konstantou o velikosti 1 z důvodu odstranění záporných hodnot při velkém reálném skazu, jako v případě algoritmu s pouze proporcionální složkou. Poté je signál usměrněn, může nabývat hodnot pouze od 0 do 1. V dalším bloku je signál násoben s požadavkem na brzdovou soustavu nabývajícím hodnot opět od 0 do 1, procentuálně od 0 do 100 %. Výsledný signál je ještě zpožděn pro reálné chování brzdové soustavy a vyveden do kontrolních grafů. Výstup vstupuje do modelu experimentálního vozidla v ADAMSu a řídí brzdový tlak. Na obrázku 50 níže je znázorněno schéma algoritmu s PID regulací.



Obr. 50 Algoritmus ABS s PID regulací

Následujícím krokem bylo určení konstant pro PID regulaci. Při testech byl kladen důraz na maximální výkon algoritmu. Sledována byla brzdná dráha a čas potřebný k zastavení v přímém směru. Dále byly sledovány průběhy relativních skluzů a podélných sil na jednotlivých kolech. Byl kladen důraz nejen na velikost, ale také průběh těchto sil, který by měl být ideálně co nejhladší. Konstanty je nutné nastavit opět na kompromis vzhledem ke stavu vozidla, tedy naloženému nebo prázdnému. Postupnou iterací, tedy opakováním simulací se zužujícím se intervalu hodnot, byly určeny konstanty P rovno 160, I rovno 0,01 a D rovno 0,1 pro přední nápravu a P rovno 160, I rovno 0,01 a D rovno 0,4 pro zadní nápravu. Zároveň byl redukován tlak na zadní nápravu, která vykazovala známky přebrzdění již s algoritmem s proporcionální složkou. Tlak poté může dosahovat pouze 75 % celkového brzdného tlaku. Pro prázdné vozidlo by byla lepší nižší hodnota, okolo 35 až 40 %, v případě plně naloženého vozu by byl pak tlak příliš nízký. Na obrázku číslo 49 s předchozí simulací je také dobře viditelné, že je nastaven příliš velký krok s hodnotou 0,01. Nyní bude nastaven na 0,002. Výsledky jsou níže na obrázcích 51 a 52.

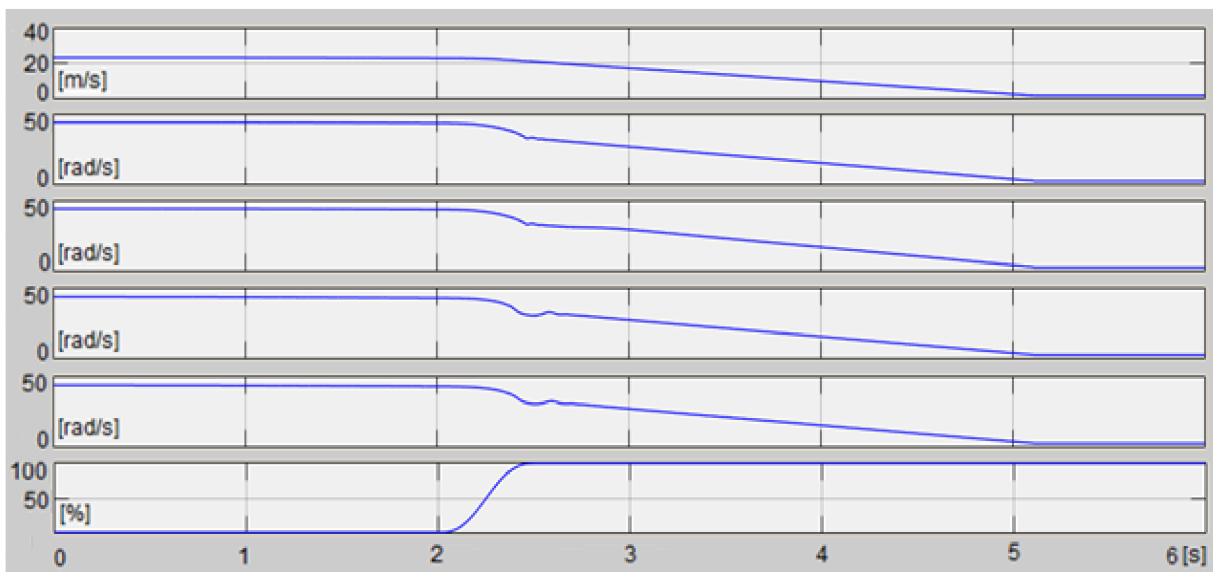


Obr. 51 Grafy skluzů a brzdových požadavků

Na obrázku 51 jsou vyobrazeny grafy v závislosti na čase. V prvním okně je požadovaný skluz červenou čarou s hodnotou 19 % a dopočtený relativní skluz v procentech čarou fialovou pro přední pravé kolo. Okno pod ním je požadavek na brzdný účinek opět v procentech pro přední pravé kolo. Další dvě okna jsou pro pravé zadní kolo, liší se jen v rozsahu. Zadní náprava má požadovaný skluz nastaven na 15 % a požadavek na brzdný účinek pouze na 75 %.

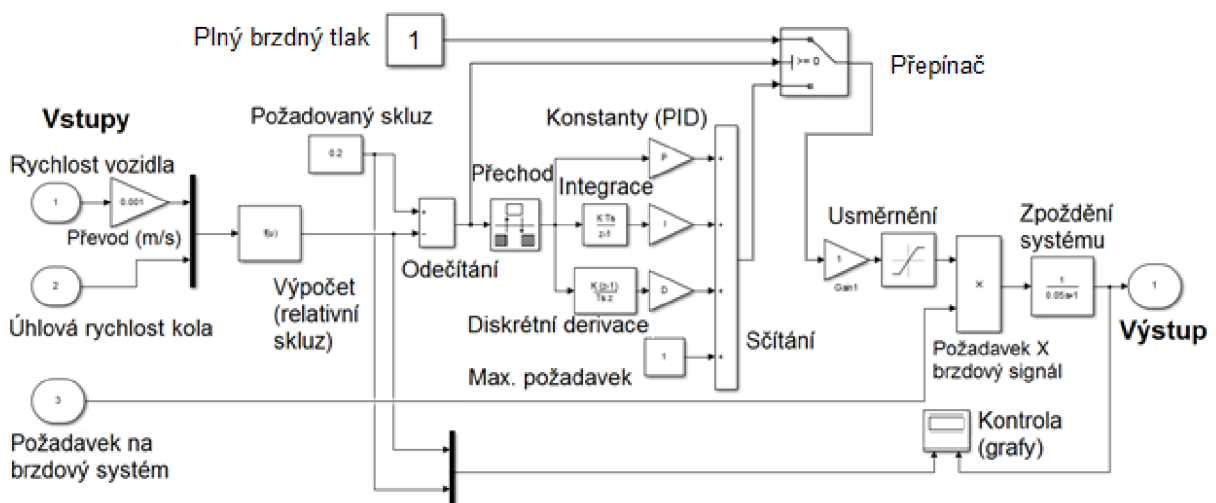
Na obrázku 52 jsou zobrazeny grafy v závislosti na čase v tomto pořadí: rychlost vozidla, uhlová rychlost jednotlivých kol a požadavek na brzdovou soustavu. Je patrné, že menší krok měl za následek vyšší plynulost řízení a omezení brzdného tlaku na zadní nápravu bylo také prospěšné. Kola se odvalují až do úplného zastavení vozidla, přičemž relativní skluz

je udržován na hranici požadovaného. Dochází tak k optimálnímu brzdění, pneumatiky jsou schopny přenést maximální možné síly.



Obr. 52 Grafy ze simulace s PID regulací

Algoritmus je tedy otestován a naladěn, byl ale navržen pouze na maximální brzdění. Pro běžný provoz je nezbytné doplnit jej o blok nazvaný „switch“, tedy přepínač. Ten pak rozhoduje o tom, jestli bude do okruhu puštěn brzdný tlak plný, nebo redukovaný. Funguje tak, že do něj vstupuje rozdíl požadovaného a vypočteného skluzu, na základě něž se rozhoduje, ze které větve pustí signál. Přepínač je nastaven na nulu, to znamená, že pokud bude signál přivedený do něj kladný nebo roven nule (reálný skluz na pneumatice nedosahuje požadovaného), dál bude pokračovat signál z horní větve, plný brzdný tlak. Pokud bude signál záporný (skluz je vyšší než požadovaný), signál bude brán ze spodní větve PID regulátoru. Zapojení je znázorněno na obrázku pod textem.



Obr. 53 Algoritmus s PID regulací a přepínačem



#### 4.4 SIMULACE MANÉVRŮ

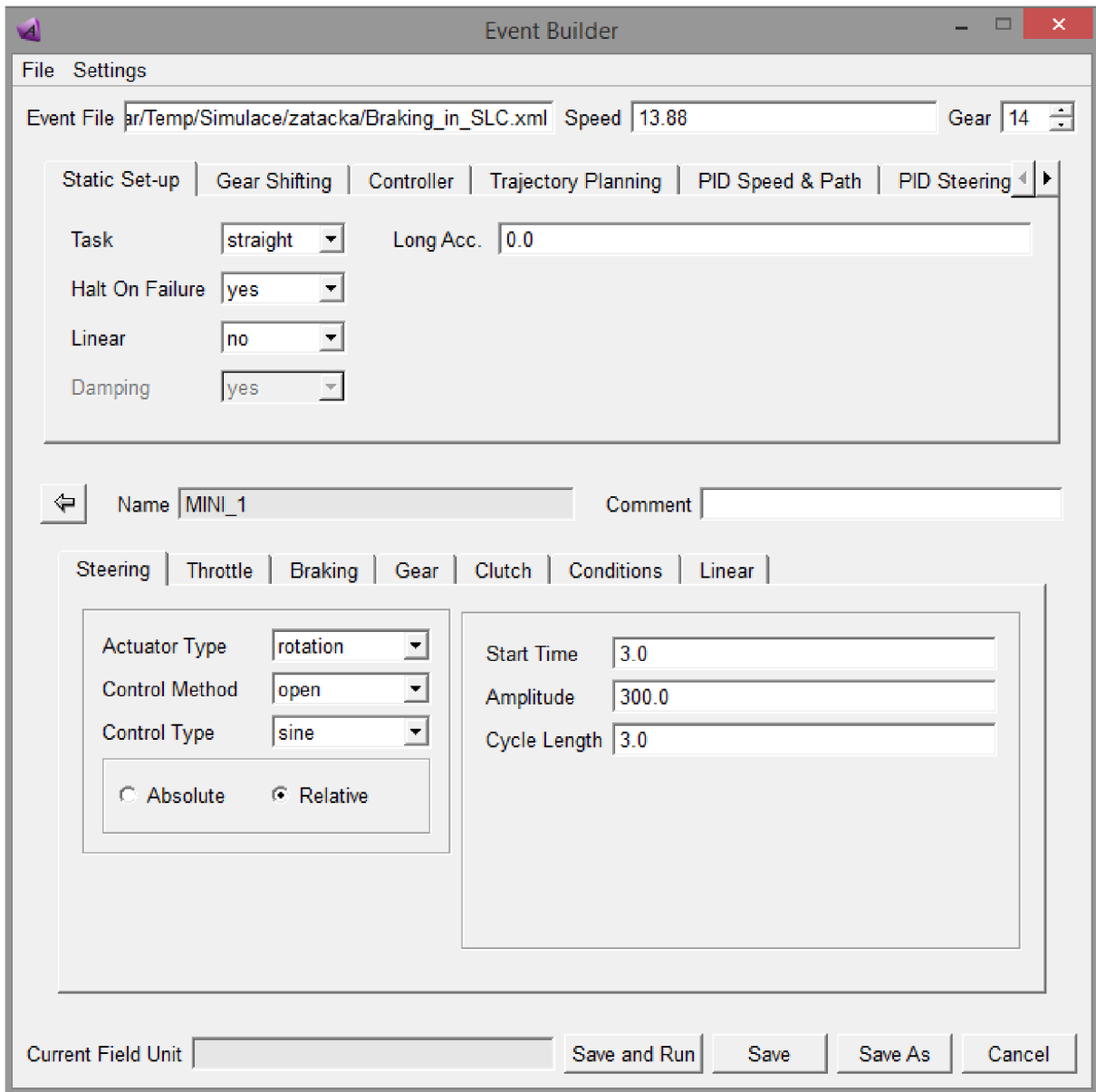
Aby bylo možné porovnat jízdní vlastnosti vozidla, je nutné nasimulovat různé kombinace manévrů. Hlavním testem bylo brzdění v přímém směru na čtyřech typech povrchů. První byl asfalt s koeficientem tření rovným 1. Druhý byl mokrý asfalt s koeficientem tření 0,8. Další byla šotolina s koeficientem tření 0,5 a poslední byl led nebo ujetý sníh s koeficientem tření 0,2. Simulace probíhaly s vozidlem bez ABS, s vozidlem s ABS s proporcionální složkou a s ABS s PID regulací. Všechny kombinace proběhly s naloženým i prázdným automobilem. Na obrázku níže je příklad nastavení simulace, která probíhala s počáteční rychlostí 85 kilometrů za hodinu. Brzdný účinek začal působit za 2 sekundy od spuštění simulace, brzdový pedál byl stlačen na 100 % za dobu 0,5 sekundy. Vozidlo mělo po dobu brzdného manévru zamknutý volant a zařazený 16. rychlostní stupeň. V poli „Road Data File“ je volena silnice se zadaným koeficientem tření.

Parameter	Value
Full-Vehicle Assembly	Assembly
Output Prefix	ABS_PID_asfalt
End Time	8
Number Of Steps	4000
Simulation Mode	files_only
Road Data File	mdids://_export/roads.tbl/2d_flat.rdf
Steering Input	locked
Initial Velocity	85 km/hr
Start Time	2
Open-Loop Brake	Open-Loop Brake
Final Brake	100
Duration of Step	0.5
Gear Position	16
Quasi-Static Straight-Line Setup	<input checked="" type="checkbox"/>
Create Analysis Log File	<input checked="" type="checkbox"/>

Obr. 54 Tabulka vstupních parametrů simulace brzdění v přímém směru

Neméně důležitý je pak test ovladatelnosti vozidla a udržení stability při brzdném manévru. K tomuto účelu byla vytvořena vlastní simulace kombinující brzdění a výhybný manévr pomocí záložky „Event Builder“. Velkou výhodou je možnost nastavit jednotlivé prvky řízení automobilu zvlášť. Manévr byl nadefinován tak, jakoby řidič zpozoroval překážku, začal

brzdit a musel se jí vyhnout. Tento test je také známý pod pojmem „*single line change*“ neboli změna jízdniho pruhu.



Obr. 55 Vytvoření vlastního simulovaného manévru

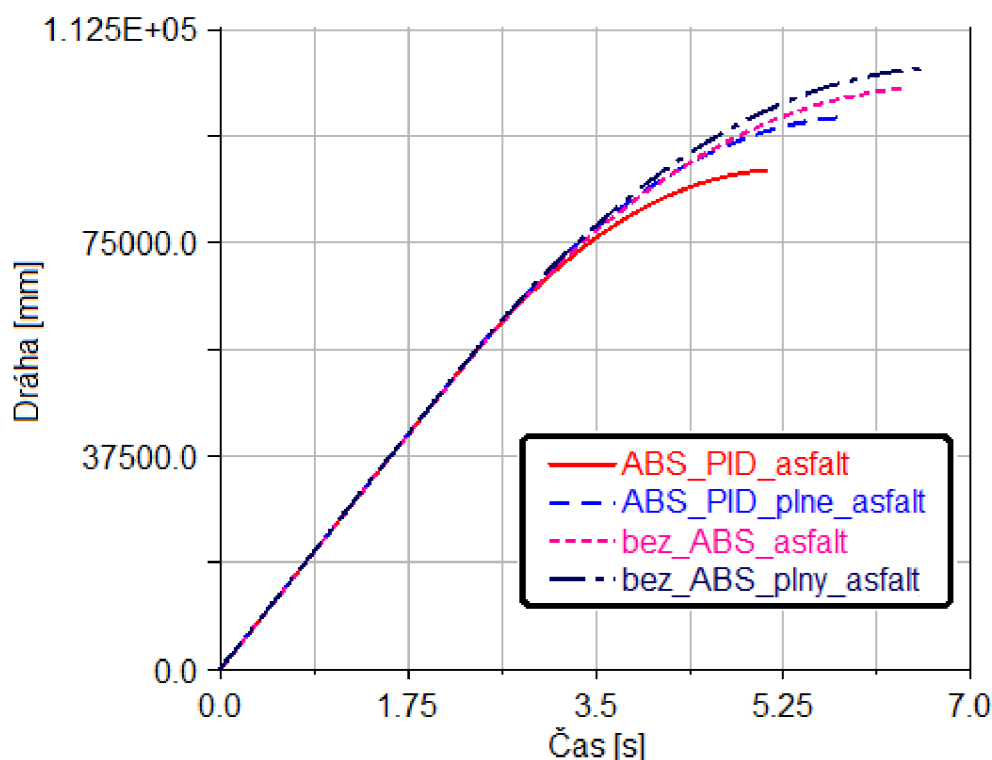
První záložka ovládá pohyb volantu. Pro zatáčení byly nastaveny hodnoty doby rotace volantu na 3 sekundy, amplituda pohybu  $300^\circ$  v intervalu 3 sekund po sinusové dráze. Akcelerační pedál byl nastaven pomocí mapování, kdy do 2 sekund od započetí manévru udržuje 20% stlačení, v další části simulace je nestlačen. Brzdový pedál byl nastaven pomocí funkce „*step*“ se startem v 2,5. vteřině, přičemž za dobu 0,5 sekundy bude plně sešlápnut. Rychlost vozidla byla zvolena 13,88 m/s, tedy 50 km/h na 14. rychlostní stupeň. Spojka byla nadefinována opět pomocí mapování a od 2. sekundy je vyšlápnuta. Krok byl nastaven na 0,002. Simulace byla opět provedena na čtyřech typech povrchů.

## 5 VÝSLEDKY A VYHODNOCENÍ

### 5.1 BRZDĚNÍ V PŘÍMÉM SMĚRU

Následující kapitola bude obsahovat výsledky simulací. Kvůli velkému počtu simulovaných stavů a často velmi podobným výsledkům budou vybrány pouze nejprůkaznější a nejzajímavější data.

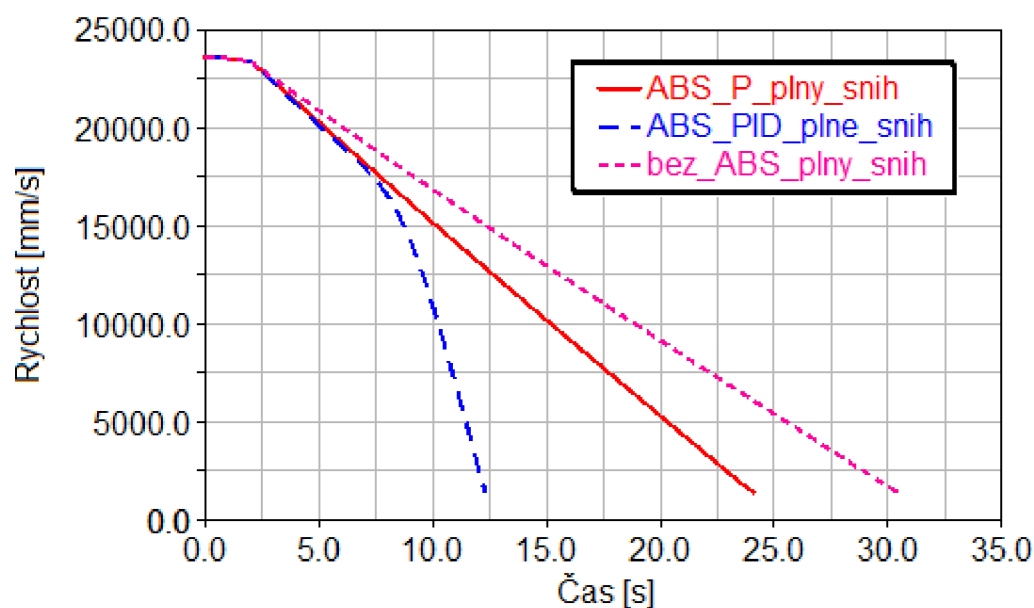
Vozidlo se pravděpodobně bude pohybovat nejčastěji po suchém asfaltu bez nákladu a s nákladem. Na obrázku 56 je zobrazena ujetá vzdálenost této kombinace s experimentálním vozem bez ABS a s ABS s PID regulací.



Obr. 56 Závislost ujeté vzdálenosti na čase

Je patrné, že uražená vzdálenost při brzděném manévru je nižší v případě vozidla vybaveného systémem ABS a to tak výrazně, že i plně naložené vozidlo zabrzdí na kratší vzdálenosti než vozidlo prázdné bez ABS.

Nejmarkantnější rozdíl v ujeté vzdálenosti nastane na vozovce s nízkým koeficientem tření. Aby bylo průkazné, že vozidla měla stejnou počáteční rychlost a skutečně zastavila, následující obrázek 57 zobrazuje porovnání závislosti rychlosti na čase vozidel na sněhu či ledu s nákladem. Porovnán je automobil bez ABS, s ABS s proporcionální složkou a s ABS s PID regulátorem.



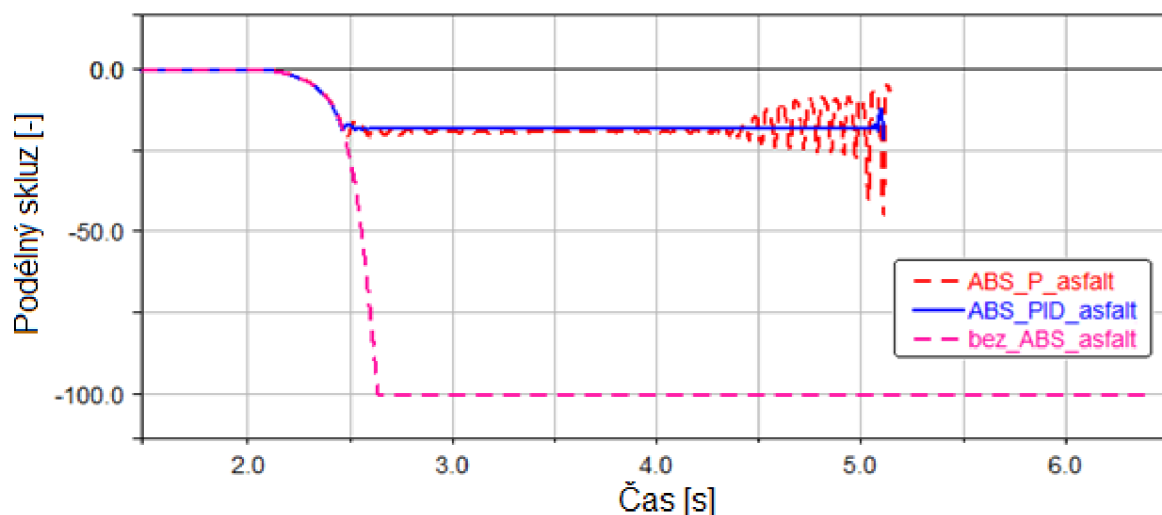
Obr. 57 Závislost rychlosti na čase

Ostatní ujeté vzdálenosti při brzdění ve všech kombinacích typů povrchů vozovek, stavu nákladu a různé regulace jsou zobrazeny níže v přehledné tabulce 3.

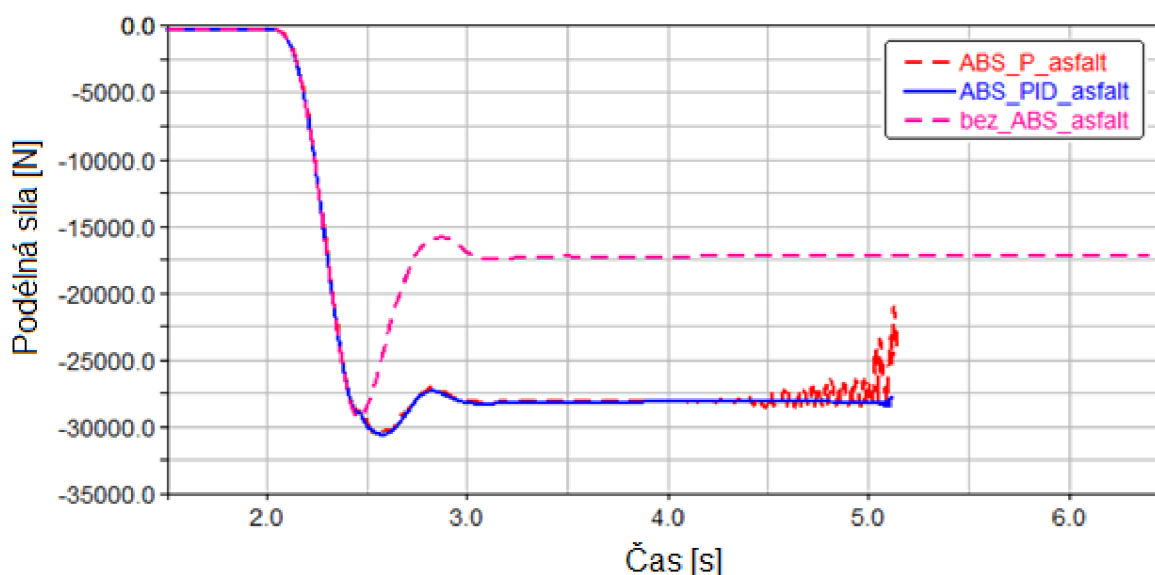
TABULKA UJETÝCH VZDÁLENOSTÍ						
		asfalt	mokrá asfalt	šotolina	sníh / led	
Prázdné	bez ABS	102,23	118,26	166,59	349,71	[m]
	ABS (P)	88,12	97,44	131,8	293,46	[m]
	ABS (PID)	87,92	96,4	127,99	244,56	[m]
Naložené	bez ABS	105,73	121,72	175,71	394,49	[m]
	ABS (P)	97,1	104,55	137,43	318,86	[m]
	ABS (PID)	97,1	104,47	135,96	229,75	[m]

Tab. 3 Ujeté vzdálenosti

Z výsledků je patrné, že vozidlo vybavené systémem ABS s PID regulací si vede v testech razantně lépe. Úspěšnost tkví v udržování skluzu na hranici, kdy je pneumatika schopna přenést maximální síly. Jak vypadá rozdíl ve skluzech a podélných silách mezi regulací algoritmem s PID regulátorem, pouze proporcionální složkou a bez regulace, ukazují následující obrázky 58 a 59.

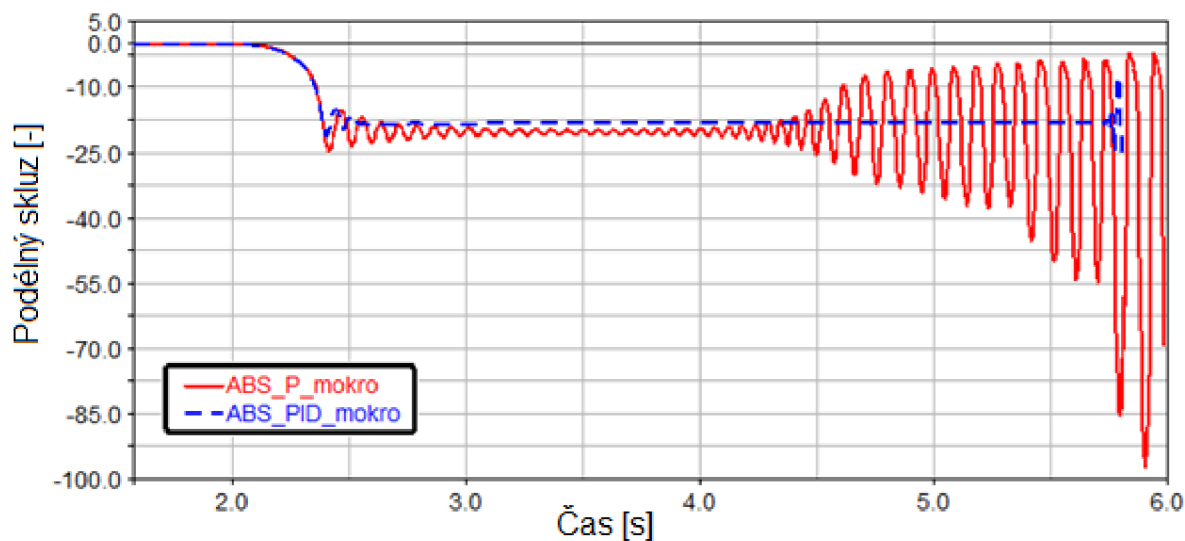


Obr. 58: Závislost podélného skluzu na čase na přední nápravě



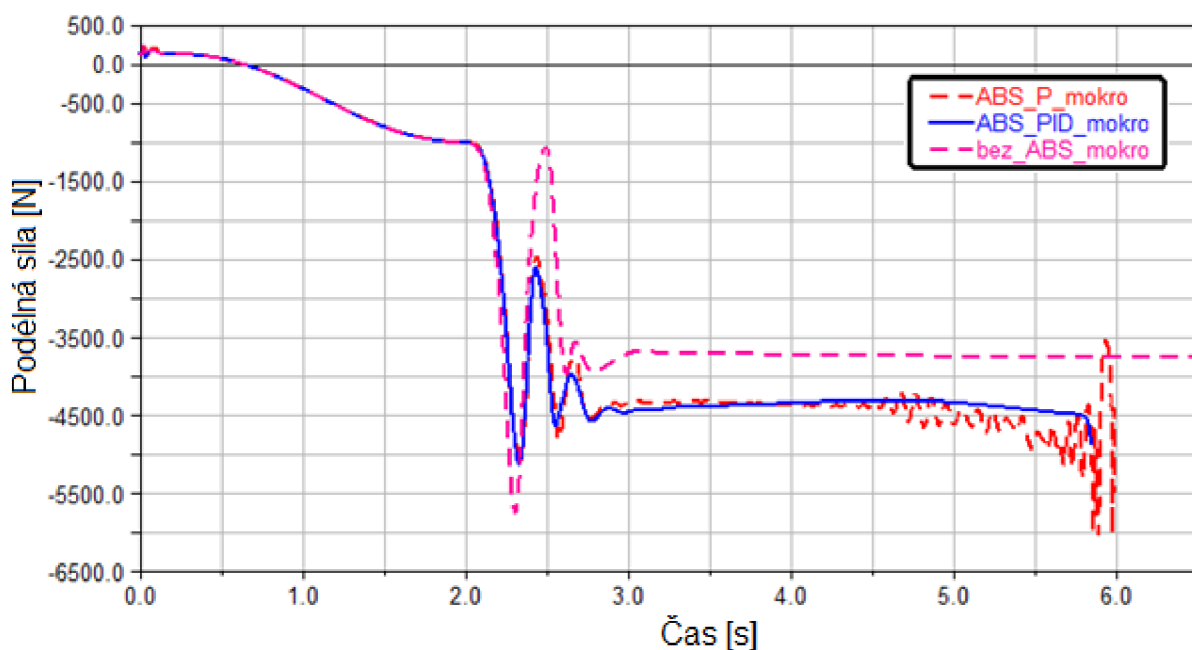
Obr. 59 Závislost podélných sil na čase na přední nápravě

Na grafech lze vidět, že neregulované brzdění plným tlakem na vozidle bez ABS vede k zablokování kol i na suchém asfaltu. Na obrázku 58 je patrné, že skluz v tomto případě rychle naběhne na hranici 100 %. To se projeví snížením sil, které jsou schopny pneumatiky přenést, jak lze vidět na obrázku 59. Při porovnání regulace s PID složkami s regulací s P složkou už rozdíl není tak markantní. Skluz je zde řízen na požadovanou hodnotu. Hlavní odlišnost je pak v kvalitě řízení. Zatímco ABS s PID regulací dokáže udržet skluz bezpečně na požadované hodnotě, u ABS s P regulací tomu tak není. Na grafech je viditelné rozkmitání ke konci brzdění jak skluzu, tak podélných sil. Se snižujícím se koeficientem tření na vozovce se tento jev ještě více prohlubuje, jak dokazuje obrázek 60 ze simulace s prázdným vozem na mokřím asfaltu.



Obr. 60 Závislost podélného skluzu na čase pro mokrý asfalt na přední nápravě

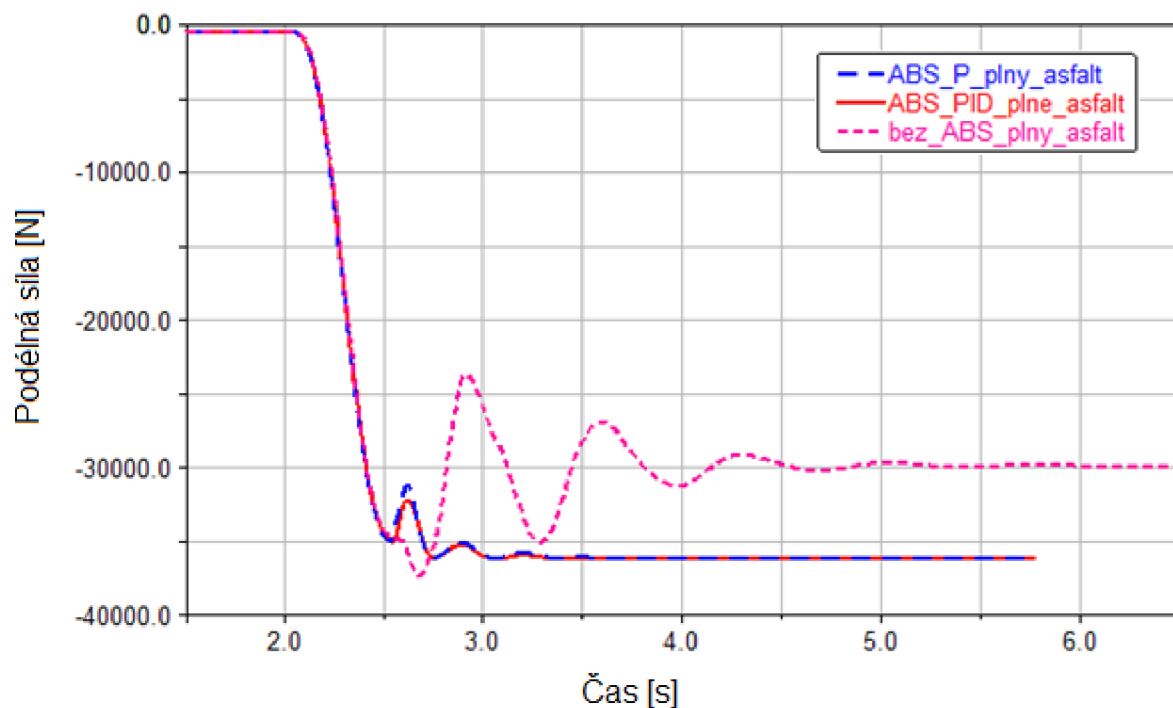
Podélné síly potom odpovídají průběhu podélného skluzu. Na vozovce se šotolinou nebo sněhem se projevuje rozdíl ještě ztelněji. Podobně tomu tak je i na zadní nápravě. Následující obrázek 61 zobrazuje podélné síly v závislosti na čase s prázdným vozidlem na mokrém asfaltu.



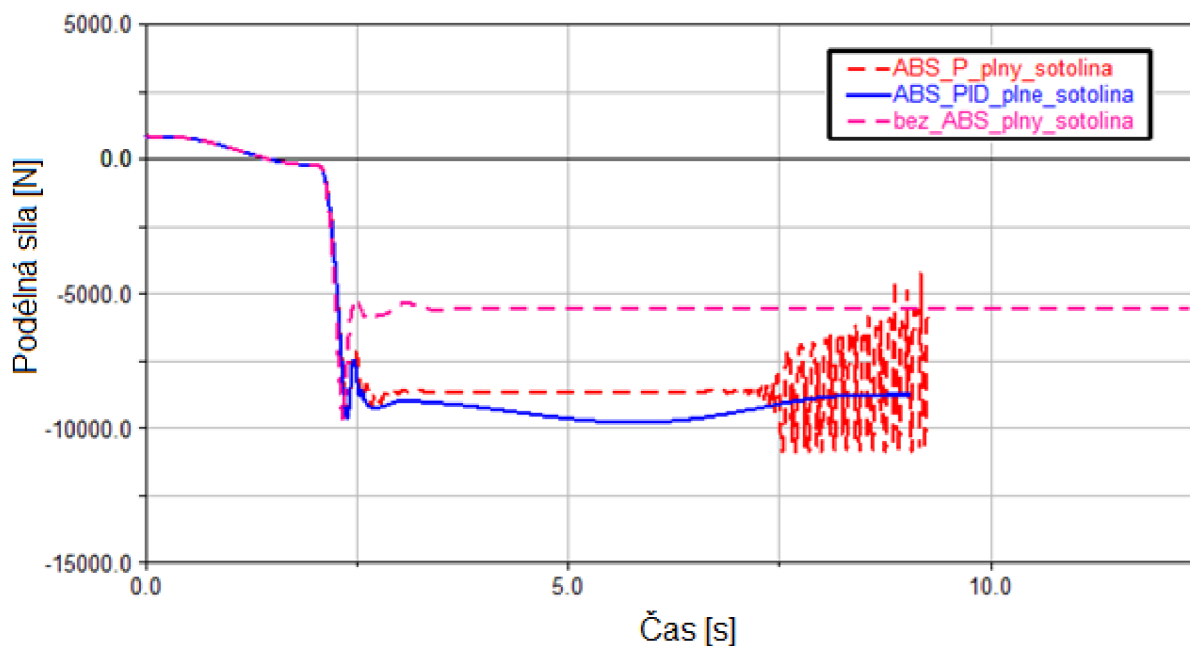
Obr. 61 Závislost podélných sil na čase pro zadní nápravu na mokrém asfaltu

Náklad a tedy přitížení brzdících kol pomáhá regulaci stabilizovat. Výsledky jsou ale opět velmi podobné. Obrázek 62 zobrazuje závislost podélných sil na čase při brzděném manévru v přímém směru na suchém asfaltu pro plně naložené vozidlo. Obrázek 63 ukazuje také závislost podélných sil na čase pro naložené vozidlo, ale pro zadní nápravu a na šotolině.





Obr. 62 Závislost podélných sil na čase pro přední nápravu na asfaltu (naložené vozidlo)

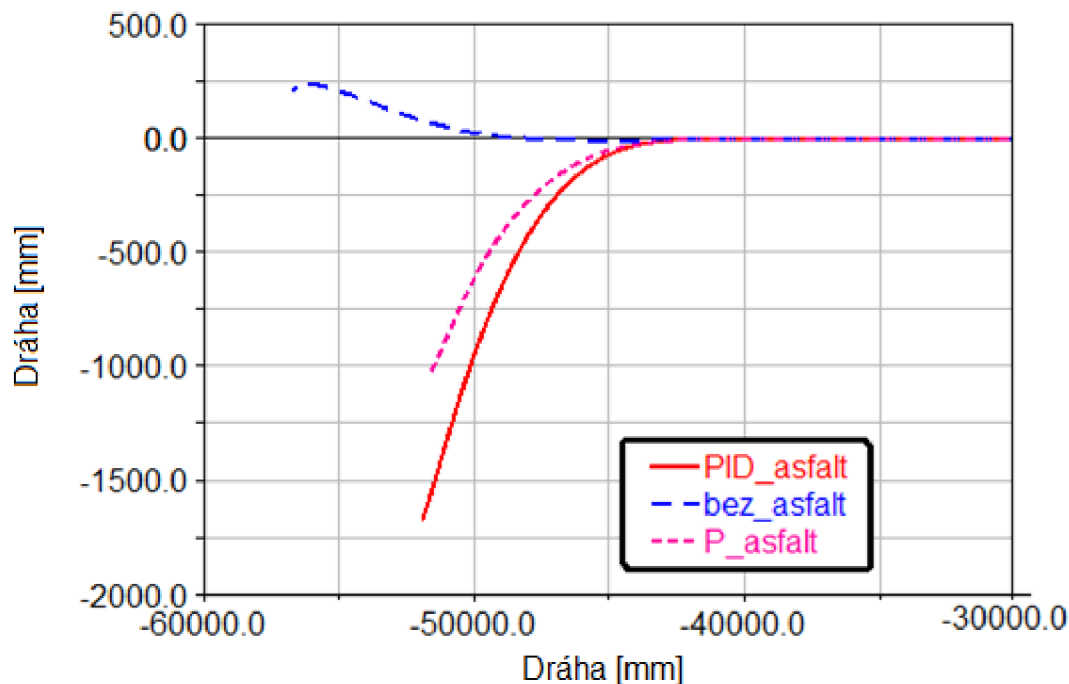


Obr. 62 Závislost podélných sil na čase pro zadní nápravu na šotolině (naložené vozidlo)

## 5.1 BRZDĚNÍ PŘI VYHÝBACÍM MANÉVRU

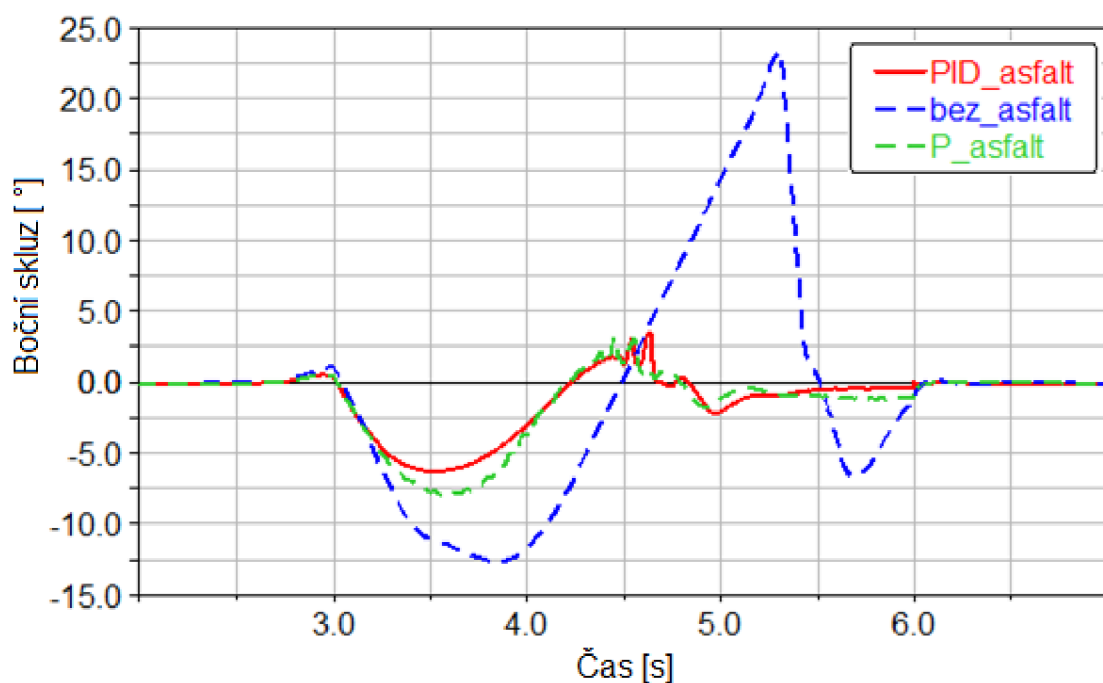
Dalším zkušebním manévrem bylo vyhýbání se překážce při současném brzdění. Zde budou prezentovány hlavně výsledky při simulaci na suchém asfaltu, protože chování na vozovkách s nižším koeficientem tření má podobný trend a nečnosti systému bez ABS a

systému s proporcionální složkou se stupňují. Obrázek 63 porovnává trajektorii vozidla s ABS s PID regulací a vozidla bez ABS.



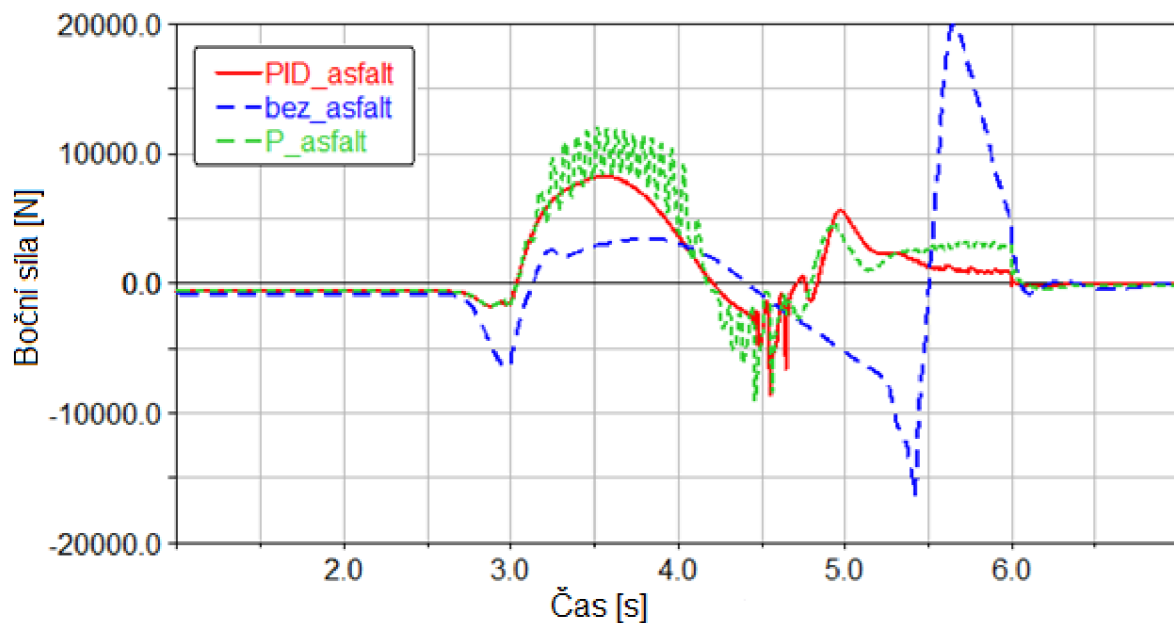
Obr. 63 Trajektorie vozidel při brzděném manévru na asfaltu

I zde se navržený algoritmus s PID regulátorem projevuje jednoznačně nejlépe. Je vidět, že automobil dokáže udržet požadovaný směr lépe než v případě algoritmu s proporcionální regulací. U vozidla bez ABS by jistě došlo ke sražení překážky. Nejen, že nedokázalo zatočit na požadovanou stranu, ale trajektorie svědčí o tom, že se vůz dokonce ve smyku stočil na stranu opačnou. Tomuto faktu pak budou odpovídat i boční skluzu na kolech na obrázku 64.

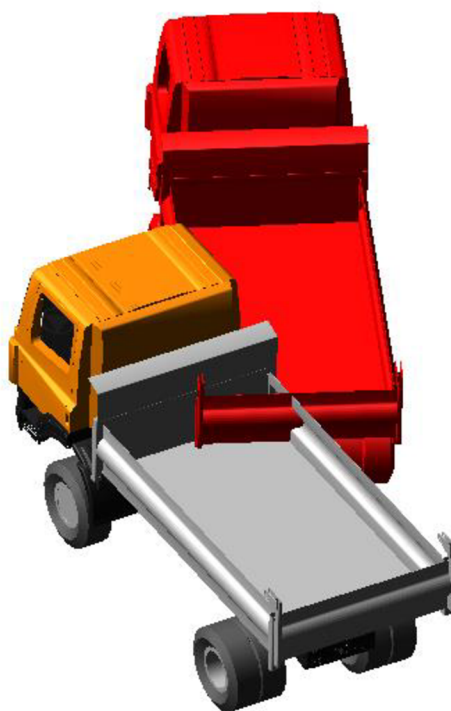


Obr. 64 Závislost bočního skluzu na čase

Z výsledků vyplývá, že vozidlo bez ABS nedokáže při plném brzdění zatáčet. Podporuje to i obrázek 64, kde je jasně největší boční skluz právě u vozu bez ABS, které má sice natočená kola, ale pohybuje se stále rovně. Proto je boční skluz tak velký. Průběhu bočnímu skluzu odpovídá průběh bočních sil, které jsou u P regulace opět oproti PID regulaci poměrně rozkmitané.



Obr. 65 Závislost bočních sil na čase



Obr. 66 Vozidla po skončení manévru na asfaltu (červený vůz bez ABS, druhý s ABS s PID)

## ZÁVĚR

Asistenční systémy v posledních letech zaznamenávají výrazný vzestup. V minulosti byl tento boom zapříčiněn rychlým vývojem elektroniky, bez které by tyto systémy nemohly fungovat. Rapidní rozvoj se dá očekávat i do budoucna. Z velké části díky výrobcům automobilů, kteří vynakládají poměrně značné části svých rozpočtů do vývoje a testování těchto technologií. Nejmodernější asistenční systémy se tak stávají nedílnou součástí i běžných vozidel nižších tříd. Dalším důvodem tohoto vzestupu je tlak na bezpečnost provozu na pozemních komunikacích nejen ze strany státu, ale hlavně ze strany Evropské unie. Ta již v minulosti rozhodla o povinnosti automobilek vybavovat své vozy několika asistenčními systémy a do budoucna hodlá tyto povinnosti rozšířit o další řadu bezpečnostních systémů. Stejně tak jako povinný systém ABS, mají i další bezpečnostní systémy snižovat počty vážných dopravních nehod a úmrtí na silnicích.

V první části této práce byla popsána historie vzniku systému ABS. Byl zde podrobně vylíčen princip funkce systému, který byl podložen řadou obrázků, schémat a vztahu hlavních veličin. Neopomenuta byla také motivace k použití proti-blokovacího systému. Jehož hlavní výhody plynou především ze samočinného řízení skluzu, které má za následek zkracování brzdné dráhy a udržení ovladatelnosti vozidla i při krizovém brzdovém manévru. Poslední odstavce této části práce byly věnovány rozebrání typických řídicích algoritmů ABS.

V druhé části byl popsán program ADAMS Car, v němž bylo sestaveno experimentální nákladní vozidlo. Popsána byla tvorba modelu a jednotlivé části, ze kterých se skládá. Detailněji byla rozebrána brzdová soustava experimentálního modelu. Jedná se o vzduchotlaký brzdový systém, jehož základem jsou klínové bubnové brzdy. Popsány byly také základní komponenty. Nechybí zde základní rozměry vozu, hmotnost a charakteristické vlastnosti, které jsou uvedeny v přehledné tabulce.

Dále byl popsán druhý použitý program MATLAB, konkrétně jeho nadstavba Simulink, v němž byl sestaven řídicí algoritmus. V této části byly také detailněji popsány problémy ABS spojené s jeho použitím na těžkých nákladních vozech. Mezi ty nejzávažnější patří ovládání brzdného účinku pneumatickým aktuátorem, jeho omezené možnosti řízení a velká variabilita užitkových vozidel, případně jejich rozdílné použití. Popsány byly také základní řešiče v Simulinku, z nichž byl vybrán řešič s názvem ode45, určený pro méně tuhé systémy. Následoval základní popis navrhovaného algoritmu podpořený schématem, který plynule přešel do popisu podrobnějšího. Ten již zahrnoval základní řídicí algoritmus s proporcionální složkou a schéma zapojení celého systému včetně vstupních a výstupních signálů. Byly zde vysvětleny hlavní body algoritmu, mezi které patří požadovaný skluz vycházející z charakteristiky pneumatiky a výpočet relativního skluzu.

Následovala velmi důležitá kapitola s podrobným popisem propojení programů a spuštění kosimulace. Bylo zde provedeno i základní ověření funkčnosti vygenerovaného bloku z ADAMSu a následně i kosimulace samotného algoritmu. Součástí této kapitoly bylo testování a optimalizace. Algoritmus byl rozšířen o PID regulátor, jehož finální hodnoty konstant jsou pro přední nápravu  $P = 160$ ,  $I = 0,01$  a  $D = 0,1$ . Pro zadní nápravu  $P = 160$ ,  $I = 0,01$  a  $D = 0,4$ . Tyto hodnoty jsou určitý kompromis mezi ideálním naladěním pro prázdné a plné vozidlo. Funkčnost PID regulátoru s naloženým vozidlem zapříčinila horší regulaci při nezátíženém stavu, kdy dochází v první fázi zejména na zadní nápravě k vyššímu překmitnutí požadované hodnoty skluzu. Je to i následek redukce tlaku na zadní nápravu, která musí být nastavena na 75 % právě kvůli naloženému stavu vozidla. Hodnota pro vozidlo prázdné by pak byla

v intervalu mezi 35 až 40 %. Tak velká redukce by pak ale při naloženém vozu způsobila nedostatečný brzdňý účinek na zadní nápravě. Podobně je to i u zvolení požadovaného skluzu. Jak již bylo zmíněno, vychází z charakteristiky pneumatiky zobrazující závislost podélných sil na podélném skluzu. Logicky bychom chtěli dosahovat co nejvyšších sil, jenže charakteristika je závislá na zatížení, takže i zde se jedná o kompromis mezi zatíženým a nezatíženým stavem. Z testování však vyplynulo, že větší přínos vykazovala vyšší hodnota požadovaného skluzu na přední nápravě při plném vozu, než úbytek při nezatíženém. Proto byl zvolen požadovaný skluz na přední nápravu 19 %. Na zadních kolech to nebylo zdaleka tak markantní. Vzhledem k přesunu hmotnosti, odlehčení zadní nápravy a vyšší náchylnosti k blokaci zde vyšla prospěšnější nižší hodnota, konkrétně 15 %. Výsledná verze algoritmu pak byla ještě doplněna o přepínač a větev s plným brzdňým tlakem, což mělo za následek možnost obejít regulace, pokud není potřeba. V případě nízkých skluzů je do brzdové soustavy puštěn plný brzdňý tlak jako bez ABS.

Aby bylo možné určit funkčnost algoritmu, jeho výhody a nevýhody, bylo nutné nasimulovat různé kombinace brzdňých manévřů. Nejzákladnější byl test brzdění v přímém směru z rychlosti 85 km/h. Simulace probíhaly s plně naloženým i prázdným vozidlem na čtyřech typech vozovky: asfaltu, mokré vozovce, šotolině a ledu či ujetém sněhu. Se stejnými podmínkami bylo poté nasimulováno i brzdění při vyhýbacím manévřu s rozdílem počáteční rychlosti, ta byla 50 km/h.

Z výsledků brzdění v přímém směru je velmi dobře znatelná výhoda regulace brzdňého účinku řídicím algoritmem. U vozidla bez ABS, i na povrchu s koeficientem přilnavosti 1, při plném sešlápnutí brzdového pedálu dojde velmi rychle k zablokování kol a smyku. Skluz je tedy 100%. Tomu odpovídají i nízké podélné síly, které dokáží pneumatiky přenést. Z toho plyne, že experimentální vozidlo bez ABS má jednoznačně nejdelší brzdňou dráhu a náklad či snížení koeficientu tření na vozovce chování ještě zhoršují. Byl také jasně prokázán rozdíl mezi regulací pouze proporcionální složkou a PID složkami. Při simulaci s naloženým vozidlem a vozovkou s vysokým koeficientem tření byl sice rozdíl minimální, s vozidlem prázdným nebo s vozovkou představující mokřý asfalt už byl ale jasně viditelný. Na vozovce se šotolinou nebo sněhem byl rozdíl ještě markantnější. ABS s P regulátorem nedokázalo udržet požadovaný skluz stabilně, z grafů je patrné velké kmitání. To se dále projevilo snížením podélných sil na pneumatikách, a tím pádem i prodloužením brzdňé dráhy. Celkové zkrácení brzdňé dráhy na všech čtyřech typech povrchů a stavu vozidla oproti vozidlu bez ABS bylo u vozidla s P regulací o 17,31 % a u vozidla s PID regulací o 26,74 %. Rozdíl mezi regulací P a PID je tedy 11,4% zkrácení brzdňé dráhy ve prospěch PID regulace. Největší rozdíl nastal při plně naloženém vozidle a brzdění na sněhu mezi vozidlem bez ABS a vozidlem s ABS s PID regulací, který byl úspěšnější o 41,8 %. Největší výhoda ABS se však ukázala při testu s vyhýbacím manévřem. U vozidla bez ABS došlo k blokaci kol i na suchém asfaltu a bez nákladu. Vozidlo poté vůbec nereagovalo na směr zatáčení a pokračovalo v přímém směru. Dá se předpokládat, že v případě vyhýbání se překážce by došlo ke střetu. Průkazný byl i rozdíl mezi regulací PID a P složkou, opět ve prospěch navrženého algoritmu s PID regulací, který se stupňoval s nákladem a snižujícím se koeficientem tření na vozovce.

Tato diplomová práce může být použita jako učební pomůcka nebo může sloužit jako základní rešerše v oblasti systémů ABS a návrhu jeho řídicích algoritmů. Zajímavá by pak byla možnost porovnání s komerčními algoritmy nebo test na reálném vozidle.

## POUŽITÉ ZDROJE

- [1] *Statistika nehodovosti* [online]. Policie České republiky, 2015 [cit. 1.11.2016]. Dostupné z: <<http://www.policie.cz/clanek/statistika-nehodovosti-900835.aspx?q=Y2hudW09Mg%3d%3d>>
- [2] *Na silnicích zahynulo 679 lidí, statistika se lepší už pátý rok v řadě* [online]. iDNES.cz, 2012 [cit. 6.11.2017]. Dostupné z: <[http://zpravy.idnes.cz/naceskych-silnicich-letos-zahynulo-677-lidi-f2s-/domaci.aspx?c=A121231\\_103311\\_domaci\\_ert](http://zpravy.idnes.cz/naceskych-silnicich-letos-zahynulo-677-lidi-f2s-/domaci.aspx?c=A121231_103311_domaci_ert)>
- [3] SLEPÁNEK, D. *Asistenční systémy těžkých nákladních vozidel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 33 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Fojtášek.
- [4] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel* /. Vyd. 2. Brno: Prof.Ing.František Vlk,DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2006, 432 s. ISBN 80-239-0024-2
- [5] AUSTIN, L. a D. MORREY. Recent advances in antilock braking systems and traction control systems. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* [online]. 2005, **214**(6), 625-638 [cit. 2018-05-16]. DOI: 10.1243/0954407001527493. ISSN 0954-4070. Dostupné z: <<http://journals.sagepub.com/doi/10.1243/0954407001527493>>
- [6] JAN, Zdeněk a Bronislav ŽDÁNSKÝ. *Výkladový automobilový slovník: [technické názvosloví s názorným výkladem z oblasti konstrukce, provozu, údržby a oprav motorových vozidel]*. Praha: Computer Press, 2003. Auto-moto-profi (Computer Press). ISBN 80-7226-986-0.
- [7] *Historie společnosti* [online]. BOSCH [cit. 12.11.2017]. Dostupné z: <[http://www.bosch.cz/cs/cz/our\\_company\\_7/history\\_7/history.html](http://www.bosch.cz/cs/cz/our_company_7/history_7/history.html)>
- [8] MAIER, Martin a Klaus MÜLLER. *ABS5.3: The New and Compact ABS5 Unit for Passenger Cars* [online]. In: . 1995-02-01, s. - [cit. 2018-05-16]. DOI: 10.4271/950757. Dostupné z: <<http://papers.sae.org/950757/>>
- [9] WELLSTEAD, P. E. PETTIT, N. B. O. L. Analysis and redesign of an antilock brake system controller. *IEE Proceedings-Control Theory and Applications*, [online] 1997, 144.5: 413-426. [cit. 2018-05-16]. Dostupné z: <[http://www.dii.unimo.it/~zanasi/Personale/Tesi\\_Svolte/Piluso\\_Articoli/AnalysisABS.pdf](http://www.dii.unimo.it/~zanasi/Personale/Tesi_Svolte/Piluso_Articoli/AnalysisABS.pdf)>
- [10] OPPENHEIMER, Paul. *Comparing Stopping Capabiity of Cars with and without Antilock Braking Systems (ABS)* [online]. In: . 1988-02-01, s. - [cit. 2018-05-16]. DOI: 10.4271/880324. Dostupné z: <<http://papers.sae.org/880324/>>
- [11] *Autopříslušenství prvovýbava* [online]. BOSCH, 2016 [cit. 12.11.2017]. Dostupné z: <[http://press.bosch.cz/detail.asp?f\\_id=280](http://press.bosch.cz/detail.asp?f_id=280)>
- [12] HATTWIG, Peter. *Synthesis of ABS Hydraulic Systems* [online]. In: . 1993-03-01, s. - [cit. 2018-05-16]. DOI: 10.4271/930509. Dostupné z: <<http://papers.sae.org/930509/>>



- [13] LENNON, W.K. a K.M. PASSINO. Intelligent control for brake systems. *IEEE Transactions on Control Systems Technology* [online]. 7(2), 188-202 [cit. 2018-05-16]. DOI: 10.1109/87.748145. ISSN 10636536. Dostupné z: <<http://ieeexplore.ieee.org/document/748145/>>
- [14] SAJDL, Jan. ABS (Anti-lock Braking System). *Autolexicon.net* [online]. 2011 [cit. 12.11.2017]. ISSN 1804-2554. Dostupné z: <<http://www.autolexicon.net/cs/articles/abs-anti-lock-braking-system/>>
- [15] RADAC, M.-B., R.-E. PRECUP, S. PREITL, J.K. TAR a E.M. PETRIU. Linear and fuzzy control solutions for a laboratory Anti-lock Braking System. In: *2008 6th International Symposium on Intelligent Systems and Informatics* [online]. IEEE, 2008, 2008, s. 1-6 [cit. 2018-05-16]. DOI: 10.1109/SISY.2008.4664947. ISBN 978-1-4244-2406-1. Dostupné z: <<http://ieeexplore.ieee.org/document/4664947/>>
- [16] DRAKUNOV, S., U. OZGUNER, P. DIX a B. ASHRAFI. ABS control using optimum search via sliding modes. *IEEE Transactions on Control Systems Technology* [online]. 3(1), 79-85 [cit. 2018-05-16]. DOI: 10.1109/87.370698. ISSN 10636536. Dostupné z: <<http://ieeexplore.ieee.org/document/370698/>>
- [17] National Heavy Vehicle Braking Strategy. In: *National Heavy Vehicle Braking Strategy* [online]. Level 15/628 Bourke Street MELBOURNE VIC 3000: National Transport Commission, 2008, s. 0-29 [cit. 2018-05-16]. ISBN 1 921168 99 4. Dostupné z: <[https://www.ntc.gov.au/Media/Reports/\(9714A715-998D-B70F-7AA9-F5A7BCD51151\).pdf](https://www.ntc.gov.au/Media/Reports/(9714A715-998D-B70F-7AA9-F5A7BCD51151).pdf)>
- [18] RAJAMANI, Rajesh. *Vehicle Dynamics and Control*. Second Edition. Spring Street, New York, NY 10013, USA: Springer New York Dordrecht Heidelberg London, 2012. ISBN 978-1-4614-1432-2.
- [19] NATIONAL SEMICONDUCTOR INC. *Adaptive Braking Systems (ABS)*. 1974. USA. 3825305. Zapsáno 1974.
- [20] ALY, Ayman A., El-Shafei ZEIDAN, Ahmed HAMED a Farhan SALEM. *An Antilock-Braking System (ABS) Control: A Technical Review* [online]. 2011, 2011(2), 186-195 [cit. 2018-05-02]. DOI: 10.4236/ica.2011.23023. Dostupné z: <<http://www.SciRP.org/journal/ica>>
- [21] GUOYE WANG, YANLI FENG, JUANLI ZHANG a FANG WANG. Low Slip Test Research on Vehicle ABS Control Performance. In: *2011 Third International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation* [online]. IEEE, 2011, 2011, s. 485-488 [cit. 2018-05-16]. DOI: 10.1109/ICMTMA.2011.408. ISBN 978-1-4244-9010-3. Dostupné z: <<http://ieeexplore.ieee.org/document/5721226/>>

- [22] JIANG, F. a Z. GAO. An application of nonlinear PID control to a class of truck ABS problems. In: *Proceedings of the 40th IEEE Conference on Decision and Control (Cat. No.01CH37228)* [online]. IEEE, 2001, s. 516-521 [cit. 2018-05-16]. DOI: 10.1109/CDC.2001.980154. ISBN 0-7803-7061-9. Dostupné z: <<http://ieeexplore.ieee.org/lpdocs/epic03/wrapper.htm?arnumber=980154>>
- [23] MAUER, G.F. A fuzzy logic controller for an ABS braking system. *IEEE Transactions on Fuzzy Systems* [online]. 3(4), 381-388 [cit. 2018-05-16]. DOI: 10.1109/91.481947. ISSN 10636706. Dostupné z: <<http://ieeexplore.ieee.org/document/481947/>>
- [24] *Troubleshooting Challenge: ABS testing setup needed low pressure* [online]. USA: Hydraulics & Pneumatics, 2013 [cit. 2018-05-16]. Dostupné z: <<http://www.hydraulicspneumatics.com/maintenance/troubleshooting-challenge-abs-testing-setup-needed-low-pressure-0>>
- [25] GERSHENFELD, Neil A. *The nature of mathematical modeling*. New York: Cambridge University Press, 1999. ISBN 0-521-57095-6.
- [26] BENDER, Edward A. *An introduction to mathematical modeling*. Mineola, N.Y.: Dover Publications, 2000. ISBN 0-486-41180-X.
- [27] GARCÍA DE JALÓN, Javier. a Eduardo. BAYO. *Kinematic and dynamic simulation of multibody systems: the real-time challenge*. New York: Springer-Verlag, c1994. Mechanical engineering series (Berlin, Germany). ISBN 0-387-94096-0.
- [28] Applications: *Multibody Dynamics* [online]. 2014 [cit. 12.1.2018]. Dostupné z: <<http://www.mssoftware.com/application/multibody-dynamics>>
- [29] Adams: *The Multibody Dynamics Simulation Solution* [online]. 2014 [cit. 12.1.2018]. Dostupné z: <<http://www.mssoftware.com/product/adams>>
- [30] LÁNÍK, Ondřej. *Tatra Phoenix: Nový automobil z Kopřivnice* [online]. Auto.cz. 2011 [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: <<http://www.auto.cz/tatra-phoenix-60749>>
- [31] *4x4 TRÍSTRANNÝ SKLÁPĚČ* [online]. AREÁL TATRY 1450/1, 742 21 KOPŘIVNICE, ČESKÁ REPUBLIKA: TATRA TRUCKS, 2014 [cit. 2018-05-14]. Dostupné z: <<http://www.tatra.cz/nakladni-automobily/odvetvovy-katalog/komunal/dalsi-vozy/4x4-tristranny-sklapec/>>
- [32] PACEJKA, H. B. *Tyre and vehicle dynamics*. 2nd ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, c2006. ISBN 0-7506-6918-7.
- [33] *T158 – 8P5R46.231 8×8.1R: 8×8 ONE-WAY TIPPER* [online]. Areál Tatry 1450/1, 742 21 Kopřivnice, Czech Republic: TATRA, 2014 [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: <[http://www.tatratrucks.com/underwood/download/files/tatra-t-158-8p5r46-231-8x8\\_en.pdf](http://www.tatratrucks.com/underwood/download/files/tatra-t-158-8p5r46-231-8x8_en.pdf)>

- [34] *THIS SECTION IS FOR DRIVERS WHO OPERATE VEHICLES WITH AIR BRAKES* [online]. SlidePlayer.com Inc.: Edgar Walsh, 2017 [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: <<http://slideplayer.com/slide/11383467/>>
- [35] *TATRA vehicle design* [online]. AREÁL TATRY 1450/1, 742 21 KOPŘIVNICE, CZECH REPUBLIC: TATRA TRUCKS, 2014 [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: <<http://www.tatratrucks.com/why-tatra/tatra-vehicle-design/tatra-vehicle-design-1/>>
- [36] *Wedge brake mon dem* [online]. Brake Parts Remont, 2017 [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: <<https://www.youtube.com/watch?v=FRppluZQbTM>>
- [37] *Efektivita provozu – Kotoučové brzdy Tatra* [online]. Redakce Automotorevue: Milan Olšanský, 2017 [cit. 2018-05-15]. Dostupné z: <[https://www.automobilrevue.cz/rubriky/truck-bus/predstavujeme/efektivita-provozu-kotoucove-brzdy-tatra\\_45423.html](https://www.automobilrevue.cz/rubriky/truck-bus/predstavujeme/efektivita-provozu-kotoucove-brzdy-tatra_45423.html)>
- [38] *MATLAB* [online]. The MathWorks, USA, c1994-2018 [cit. 12.1.2018]. Dostupné z: <<https://www.mathworks.com/products/matlab.html>>
- [39] *SIMULINK* [online]. The MathWorks, USA, c1994-2018 [cit. 12.1.2018]. Dostupné z: <<https://www.mathworks.com/products/simulink.html>>
- [40] DUŠEK, F.: *MATLAB a SIMULINK – úvod do používání*. Univerzita Pardubice 2000, 147 s., ISBN 80-7194-273-1
- [41] *MATLAB* [online]. *Choose an ODE Solver*, The MathWorks, USA, c1994-2018 [cit. 12.4.2018]. Dostupné z: <<https://www.mathworks.com/help/matlab/math/choose-an-ode-solver.html>>

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$s$	[-]	Relativní skluz
$R$	[m]	Poloměr kola
$V$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Rychlost vozidla
$\omega$	[rad·s <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychlost kola
$\mu$	[-]	Součinitel přilnavosti
$\sigma_B$	[%]	Brzdny skluz