



Dynamika vozidla a jízdní stabilita

Diplomová práce

Studijní program: N2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T010 – Konstrukce strojů a zařízení

Autor práce: **Bc. Jan Slechan**
Vedoucí práce: doc. Ing. Miroslav Malý, CSc.





TECHNICAL UNIVERSITY OF LIBEREC
Faculty of Mechanical Engineering ■

Vehicle dynamics and driving stability

Master thesis

Study programme: N2301 – Mechanical Engineering
Study branch: 2302T010 – Machine and Equipment Systems
Author: **Bc. Jan Slechan**
Supervisor: doc. Ing. Miroslav Malý, CSc.



Tento list nahradte
originálem zadání.

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

PODĚKOVÁNÍ

Dovoluji si tímto poděkovat panu doc. Ing. Miroslavu Malému, CSc. za odborné vedení, cenné rady a připomínky, které mi během zpracování této diplomové práce vždy ochotně poskytoval. Dále bych rád poděkoval Ing. Josefu Brouškovi za rady a doporučení při používání softwaru dSpace. V neposlední řadě bych rád poděkovat své rodině za podporu během studia a při psaní této práce.

ANOTACE

Obsahem této diplomové práce je případová studie hlavních vlivů působících na vozidlo a jeho stabilitu. Práce dále uvádí přehled existujících koncepcí vozidel a typů zavěšení osobních vozidel. Oba tyto přehledy jsou zpracovány, ve většině, formou rešerše. Součástí této práce je také návrh a definování testovaných modelů, které budou následně podrobovány simulační jízdě na definovaném referenčním úseku. Z uskutečněných simulací a jejich výstupních hodnot následuje vyhodnocení objektivního chování vozu a jeho říditelnosti při jízdě definovaným referenčním úsekem.

Klíčová slova: adheze, stabilita, koncepce, zavěšení, dSpace

ANNOTATION

The content of this master thesis is a case study of the main influences on the vehicle and its stability. The thesis also provides an overview of existing layouts of vehicles and types of suspension of cars. Both of these overviews are processed mainly as recherche work. Another part of this work is also the design and definition of tested models which will be subjected to simulated driving on a defined reference track. The realized simulations and their output values are followed by an evaluation of the vehicle's objective performance and their controllability when they are driven through a defined reference track.

Key words: adhesio, stability, car layout, suspension, dSpace

OBSAH

| | |
|--|-----------|
| SEZNAM SYMBOLŮ A ZKRATEK | 9 |
| 1 ÚVOD | 11 |
| 2 JÍZDNÍ ODPORY PŮSOBÍCÍ NA VOZIDLO..... | 14 |
| 2.1 Odpor valení | 14 |
| 2.2 Odpor vzduchu | 16 |
| 2.3 Odpor stoupaní..... | 16 |
| 2.4 Odpor zrychlení | 17 |
| 3 STABILITA A ŘIDITELNOST VOZIDLA..... | 18 |
| 3.1 Stabilita vozidla | 18 |
| 3.1.1 Činitelé mající vliv na stabilitu vozidla | 18 |
| 3.2 Řiditelnost vozidla..... | 23 |
| 3.2.1 Statická řiditelnost | 23 |
| 4 VOZIDLO A JEHO PARAMETRY | 27 |
| 4.1 Koncepce motorových vozidel..... | 27 |
| 4.1.1 Klasická koncepce - zadní pohon s motorem umístěným vpředu..... | 27 |
| 4.1.2 Zadní pohon s motorem umístěným vzadu | 28 |
| 4.1.3 Zadní pohon s motorem umístěným uprostřed | 29 |
| 4.1.4 Přední pohon s motorem umístěným vpředu..... | 30 |
| 4.1.5 Pohon všech čtyř kol..... | 33 |
| 4.2 Zavěšení osobních vozidel | 34 |
| 4.2.1 Závislé zavěšení | 35 |
| 4.2.2 Nezávislé zavěšení..... | 38 |
| 5 SIMULACE JÍZDY VOZIDLA | 42 |
| 5.1 Modely vozidel | 42 |
| 5.1.1 Typ koncepce | 42 |
| 5.1.2 Typ zavěšení vozidel | 44 |
| 5.2 Návrh referenčního úseku simulace..... | 46 |
| 5.3 Kritéria hodnocení | 47 |
| 5.4 Vyhodnocení..... | 48 |
| 5.4.1 Porovnání pěti modelů koncepcí s nezávislým zavěšením McPherson..... | 48 |
| 5.4.2 Porovnání pěti modelů koncepcí s tuhým závislým zavěšením..... | 58 |
| 5.4.3 Porovnání modelů s tuhým závislým zavěšením a zavěšením McPherson..... | 67 |

| | |
|-------------------------------------|-----------|
| ZÁVĚR | 78 |
| SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ..... | 80 |
| SEZNAM OBRÁZKŮ..... | 83 |
| SEZNAM TABULEK | 85 |
| SEZNAM GRAFŮ..... | 86 |

SEZNAM SYMBOLŮ A ZKRATEK

β_v – úhel natočení volantu

ψ – úhel klopení

φ – úhel klonění

ε – úhel stáčení

O_f - Odpor valení

O_v - Odpor vzduchu

O_s - Odpor stoupání

O_z - Odpor zrychlení

O_c – Celkový odpor

O_{zp} – Odpor zrychlení posuvné části

F_H – hnací síla

Z_K - radiální reakce vozovky

f_K - součinitel valivého odporu kola

ρ - hustota vzduchu

S_x - čelní plocha vozidla

c_x - součinitel vzdušného odporu

v_r - výsledná rychlost proudění vzduchu kolem vozidla

F_Y – boční síla působící na kolo v ose kola

F_S – boční síla působící na kolo v rovině vozovky

μ_y - boční koeficient tření

K – faktor stability

$C_{\alpha p}$ - směrová tuhost obou pneumatik přední nápravy

$C_{\alpha z}$ - směrová tuhost obou pneumatik zadní nápravy

F_x – podélná síla

F_y – boční síla

F_z – normálová síla

M_x – moment klopení

M_y – moment klonění

M_z – moment stáčení

M_r - setrvačný moment rotačních částí vozidla

r_d - dynamický poloměr kola

1 ÚVOD

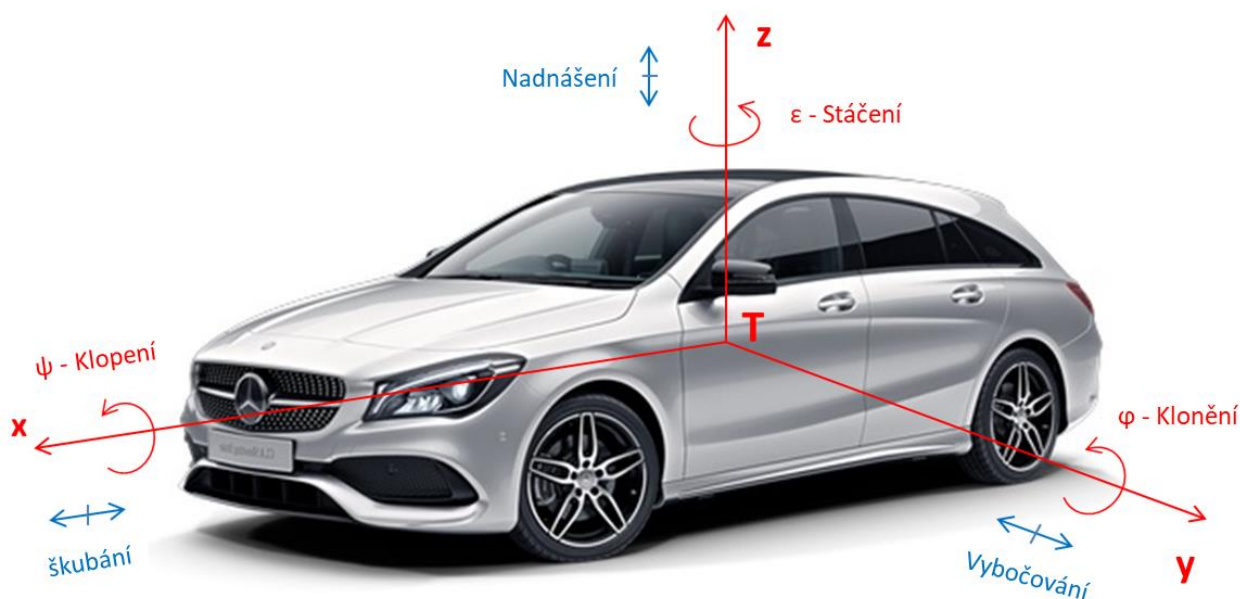
Čtyřkolový automobil si můžeme zjednodušeně představit jako systém tvořený pěti jednotlivými tělesy — karosérie a čtyři kola — které jsou navzájem spojeny zavěšením kol a náprav, pružinami a tlumiči. Protože každé volně se pohybující tuhé těleso má šest stupňů volnosti, je celkový počet stupňů volnosti $5 \cdot 6 = 30$. K popisu pohybů tělesa je proto nutný stejný počet diferenciálních rovnic, které jsou navzájem vázány. Uvážíme-li další pohybové možnosti vozidla, jako např. pohyby hnacího ústrojí, kabiny a nákladu u užitkového automobilu, pohyby dílů řídicího ústrojí a pohyby uvnitř jednotlivých těles (která nejsou absolutně tuhá) dostaneme další velký počet stupňů volnosti a tím diferenciálních rovnic. Množství navzájem vázaných pohybových rovnic ztěžuje přehled o jízdních vlastnostech motorových vozidel. Proto se raději připouští určitá zjednodušení a vyšetřují se dílčí problémy, a tím je možno poznat to, co je charakteristické a podstatné. [1]

Řidič ovládá vozidlo řízením, brzděním, popř. zrychlováním. Na toto ovládání reaguje vozidlo, ne zcela však v požadované hodnotě, mnohdy reaguje také v nežádoucím smyslu. O pohybech vozidla je řidič informován; např. opticky o výchylkách ze směru. Kromě optických informací dostává řidič ještě informace mechanické: vestibulární (zrychlení) a haptické (moment na volant). Řidič porovnává tyto informace se zadanými požadovanými veličinami a pro docílení požadovaného kursu své vozidlo neustále koriguje. Řidič má funkci regulátoru a automobil je regulovanou soustavou. Vnější poruchy působící na vozidlo pocházejí často z vozovky (trasa silnice, nerovnosti, příčný nebo podélný sklon, změna přilnavosti), kromě toho působí často i vliv bočního větru. Směr jízdy ovlivňují také vnitřní poruchy, jako např. rozdílné brzdné síly na levé a pravé straně vozidla. Nesouměrné brzdění vzniká také vnějším vlivem (rozdílnou přilnavostí vozovky v příčném směru).

Poruchy, které přímo ovlivňují směr jízdy vozidla, jsou tzv. vlivy aktivní. Na vozidlo a tím i na přepravované osoby působí ještě vlivy pasivní (mechanické vibrace vozidla a hnacího ústrojí), které nelze aktivně korigovat (neuvažujeme-li možnou změnu rychlosti jízdy).

Pro řešení dynamiky automobilu nestačí tedy sestavit jen pohybové rovnice, ale je zapotřebí také vyjádřit matematicky reakce a jednání řidiče. Protože matematický popis řidiče, který je důležitý, není ještě dostatečně znám, budu proto v této práci vyšetřovat pouze vlastnosti samotného vozidla. Pohyb vozidla je možno podle obr. 1.1 popsat v základním souřadném systému. Souřadný systém $x y z$ je Pevně spojen s vozidlem a jeho počátek leží v těžišti karosérie, tzn. podle normy DIN 7000. Osa x je

podélnou osou přes T a je ve směru dopředné jízdy. Osa y jde příčně vlevo od pohledu řidiče. Když je vůz zaparkován na rovnou vodorovnou cestu, je osa z kolmo k zemi, oproti gravitačnímu zrychlení g . [1][2]



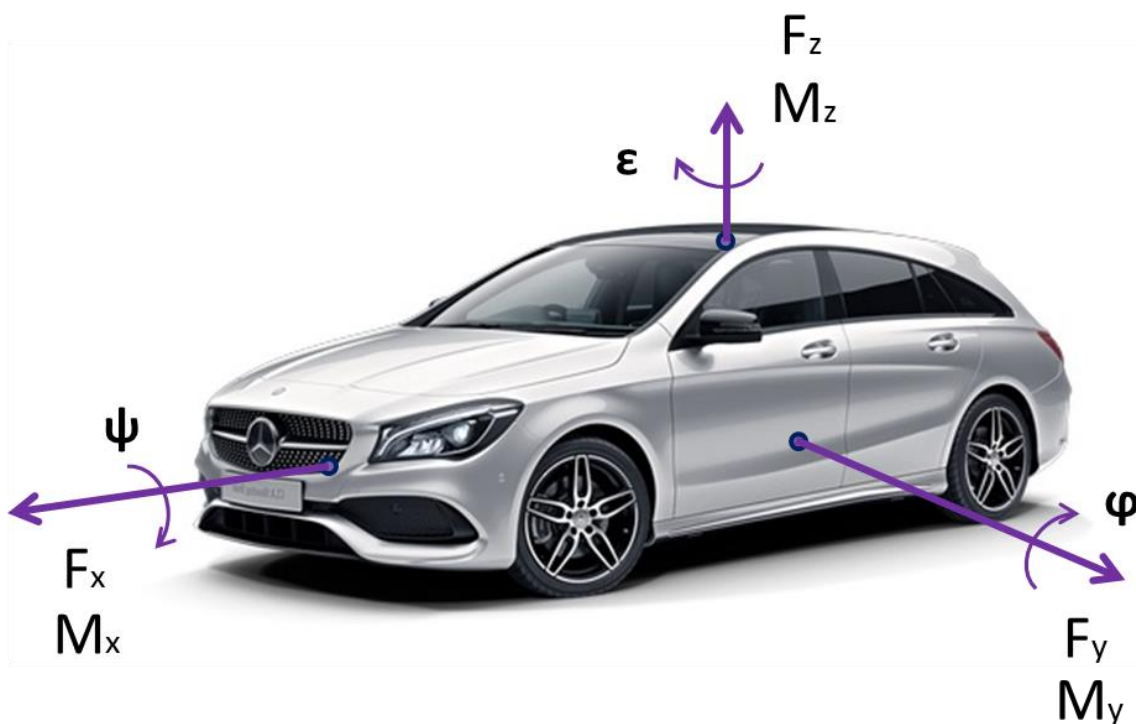
Obr 1.1 – Základní souřadný systém vozidla [19]

Vozidlo jako celek má šest stupňů volnosti odpovídající lokálním souřadnicovým osám, tedy pohyb v podélném směru (osa x), příčném směru (osa y) a svislém směru (osa z) a také tři rotace (ψ , φ , ϵ).

Soustava sil pro jednotlivé komponenty vozidla:

- 1) Podélná síla F_x . Jedná se o sílu působící podél osy x. Jestliže je $F_x > 0$, pak vozidlo zrychluje a když $F_x < 0$, potom vozidlo brzdí. Podélná síla se nazývá také dopředná síla nebo hnací síla. [2]
- 2) Boční síla F_y . Je to ortogonální síla k silám F_x a F_z . Jestliže je $F_y > 0$, pak je z pohledu řidiče vlevo. Boční síla je obvykle výsledkem řízení a hlavním strůjcem stáčivého momentu a stáčení vozidla. [2]
- 3) Normálová síla F_z . Je to svislá síla, normálová vůči rovině země. Jestliže je $F_z > 0$, potom je ve směru nahoru. Tato síla je také nazývána vertikální síla nebo zatížení vozidla. [2]
- 4) Moment klopení M_x . Je to podélný moment kolem osy x. Jestliže je $M_x > 0$, pak má vozidlo tendenci se otáčet kolem osy x. [2]

- 5) Moment klonění M_y . Je to příčný moment kolem osy y . Jestliže je $M_y > 0$, pak má vozidlo tendenci otáčet se kolem osy y a klonit přední část vozidla směrem dolů. [2]
- 6) Moment stáčení M_z . Je to moment kolem osy z . Jestliže je $M_z > 0$, pak má pneumatika tendenci se otáčet kolem osy z . [2]



Obr. 1.2 – Síly a momenty působící na vozidlo [19]

2 JÍZDNÍ ODPORY PŮSOBÍCÍ NA VOZIDLO

Jízdní odpory jsou síly, které působí proti pohybu vozidla. Rozlišujeme několik jízdních odporů působících na vozidlo:

- a) Odpor valení - O_f
- b) Odpor vzduchu - O_v
- c) Odpor stoupání - O_s
- d) Odpor zrychlení - O_z

Tyto jízdní odpory musí být překonány hnací silou od motoru. Celkový jízdní odpor vypočítáme součtem všech jednotlivých odporů působících na vozidlo, proto platí vztah:

$$O_c = O_f + O_v + O_s + O_z = F_H \quad (2.1)$$

2.1 Odpor valení

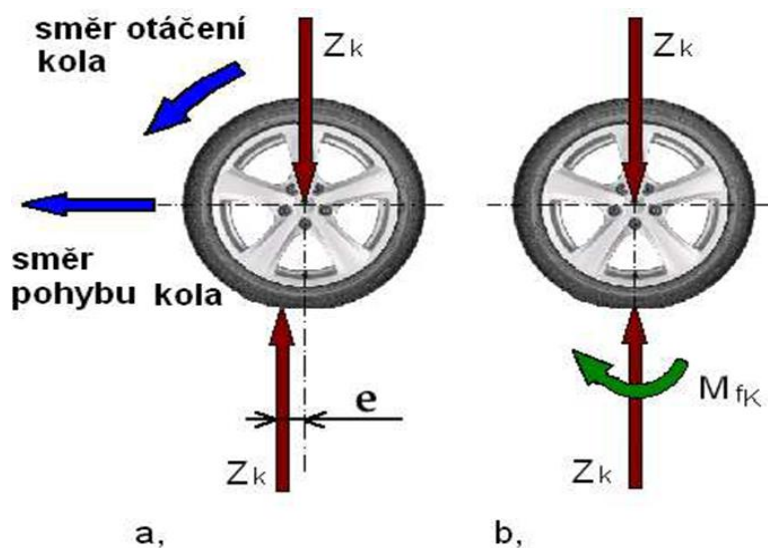
Tento odpor vzniká při styku pneumatiky s vozovkou a jejich deformaci při valení. Pneumatika se stýká s vozovkou jen určitou plochou, kterou nazýváme stopou. Pneumatiky přenáší veškeré síly z vozidla na vozovku a naopak:

- svislé síly (tíhovou)
- tečné síly (hnací)
- brzdná
- boční síly (vedení vozidla),

Reakce vozovky na pneumatiku Z_k je stejně velká jako zatížení kola, tzn., že vzniká silová dvojice neboli moment, který působí proti směru otáčení kola. Celkový valivý odpor určíme sečtením valivých odporů na jednotlivých kolech vozidla. Pro jedno kolo platí vztah:

$$O_{fK} = Z_K \cdot f_K \quad (2.2)$$

kde: Z_K radiální reakce vozovky
 f_K součinitel valivého odporu kola,



Obr. 2.1 - Moment valivého odporu kola [1]

Pro celé vozidlo potom platí:

$$O_f = \sum_i O_{fKi} \quad (2.3)$$

kde: i počet kol na vozidle

Za předpokladů, že všechny kola na vozidle budou mít stejnou hodnotu součinitele valivého odporu, bude platit vztah:

- pro jízdu po rovině:

$$O_f = f \cdot G \quad (2.4)$$

- pro jízdu na nakloněné rovině:

$$O_f = f \cdot G \cdot \cos \alpha \quad (2.5)$$

kde: f součinitel valivého odporu

G tíhová síla vozidla

α úhel mezi vodorovnou a nakloněnou rovinou

| povrch | f_k | povrch | f_k |
|-------------------|---------------|----------------|--------------|
| asfalt | 0,01 - 0,02 | travnatý terén | 0,08 - 0,15 |
| beton | 0,015 - 0,025 | hluboký písek | 0,15 - 0,30 |
| dlažba | 0,02 - 0,03 | čerství sníh | 0,20 - 0,30 |
| polní cesta suchá | 0,04 - 0,15 | bahnitá půda | 0,20 - 0,40 |
| polní cesta mokrá | 0,08 - 0,20 | náledí | 0,01 - 0,025 |

Tab. 1.1 Součinitel valivého odporu pro různé povrchy vozovky [1]

2.2 Odpor vzduchu

Odpor vzduchu je odpor, který je vyvolaný prostředím, které vozidlo obklopuje a brání pohybu vozidla. Jedná se o sílu, která směřuje proti relativnímu pohybu vozidla. Celkový vzdušný odpor se vypočítá ze vztahu:

$$O_v = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S_x \cdot c_x \cdot v_r^2 \quad (2.6)$$

kde: ρ hustota vzduchu
 S_x čelní plocha vozidla
 c_x součinitel vzdušného odporu
 v_r výsledná rychlost proudění vzduchu kolem vozidla

Při jízdě vozidla proudí část vzduchu kolem horní části karosérie a část se musí protlačit prostorem mezi spodní částí vozidla a povrchem vozovky. Proudnice se za vozidlem neuzavírají, ale nastává víření. Velikost této vzdušné síly je dána výslednicí normálových tlaků vzduchu na povrch karosérie a třecích sil, které působí v tečném směru proudění vzduchu kolem karosérie.



Obr. 2.2 – Odpor vzduchu působící na vozidlo [20]

2.3 Odpor stoupání

Odpor stoupání vzniká při jízdě vozidla na nakloněné rovině. Jeho velikost určuje sinová složka tíhy vozidla (Obr. 2.3). Odpor stoupání působí v těžišti T. Velikost odporu stoupání je dána vztahem:

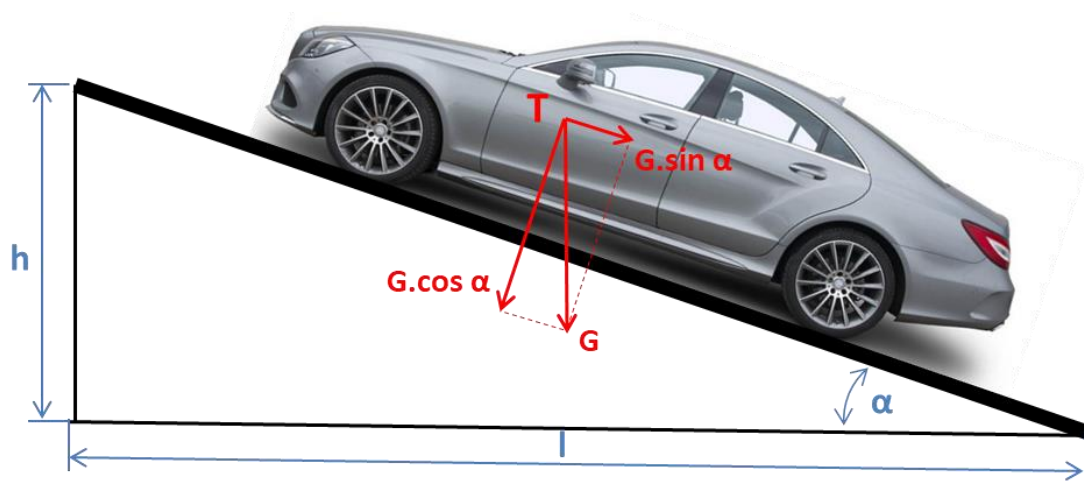
$$O_s = \pm G \cdot \sin \alpha \quad (2.7)$$

kde G celková tíha vozidla
 α úhel, který svírá vodorovná rovina s rovinou nakloněné vozovky

Kladná hodnota platí pro vozidlo jedoucí do svahu (je odporem proti pohybu vozidla) a naopak záporná hodnota je pro vozidlo jedoucí ze svahu (napomáhá pohybu vozidla).

Při praktických výpočtech se obvykle místo úhlu stoupání ve stupních používá sklon svahu s , pro který platí vztah:

$$s = \frac{h}{l} = \operatorname{tg} \alpha \quad (2.8)$$



Obr. 2.3 – Síly působící na vozidlo při jízdě do svahu [21]

2.4 Odpor zrychlení

Setrvačný odpor vzniká při změně rychlosti jízdy vozidla. Při zrychlování vozidla působí v protisměru jízdy, naopak při zpomalování po směru jízdy vozidla. Velikost setrvačného odporu je dána vztahem:

$$O_z = O_{zp} + O_{zr} \quad (2.9)$$

skládá se ze dvou složek:

- odpor zrychlení posuvné části o hmotnosti

$$O_{zp} = m \cdot a \quad (2.10)$$

kde: mhmotnost vozidla
 azrychlení (zpomalení) vozidla

- odpor zrychlení otáčejících se částí

$$O_{zr} = \frac{M_r}{r_d} \quad (2.11)$$

kde: M_r setrvačný moment rotačních částí vozidla
 r_d dynamický poloměr kola

3 STABILITA A ŘIDITELNOST VOZIDLA

Řiditelnost definuje schopnost automobilu zůstat v daném rovnovážném stavu i přes negativní působení vnějších vlivů na vozidlo, aniž by byl řidič nucen provádět korekce v řízení vozidla. Takovýmito rovnovážnými neboli ustálenými stavy mohou být například přímá jízda s konstantní rychlostí nebo ustálené zatáčení. Statická řiditelnost souvisí i se stáčivostí automobilu (přetáčivost a nedotáčivost), ta se projevuje například při kruhové jízdě s konstantním poloměrem zatáčení, kdy vozidlo pomalu zvyšuje svou rychlost. Přetáčivé chování nutí řidiče snižovat úhel natočení volantu s nárůstem rychlosti, v některých případech dokonce točit na opačnou stranu než vozidlo zatáčí, aby zachovalo svůj původní směr jízdy, a nedošlo k jeho přetočení. U nedotáčivého automobilu se musí naopak úhel natočení volantu s rostoucí rychlostí zvyšovat. Dynamická řiditelnost označuje schopnost automobilu reagovat na řídicí povel (natočení volantu), nezahrnuje pouze způsobilost vozidla dosáhnout požadovaného směru zatáčení dle nastaveného úhlu volantu, ale hlavně rychlost reakce na toto natočení. [1][3]

3.1 Stabilita vozidla

Jedním z hlavních požadavků během konstrukce každého vozidla je docílit co největší stability. Stabilita vyjadřuje schopnost předmětu udržet rovnovážnou stálou polohu. Překročení meze stability, tedy okamžik změny stavu vozidla ze stabilního na nestabilní, lze chápat jako okamžik ztráty kontroly nad vozidlem. [1][3]

Směrová stabilita vyjadřuje schopnost vozidla udržovat směr pohybu (nejčastěji vyšetřována v podélné rovině). Překročení meze stability může vyústit ve smyk. Stabilita proti převrácení pak definuje schopnost vozidla zachovat adhezi s vozovkou z důvodu otáčení okolo podélné či příčné osy. Opět platí, že není možné od sebe tyto stavy izolovat a analyzovat je odděleně. [1][3]

3.1.1 Činitelé mající vliv na stabilitu vozidla

Na stabilitu vozidla má výrazný vliv celá řada faktorů jak vnějších, tak i vycházejících z vlastností a způsobu jeho zatížení. Obecně je lze rozdělit do těchto skupin:

- a) chování řidiče a způsob jeho řízení,
- b) poloha těžiště vozidla vzhledem nápravám (rozložení hmotnosti, koncepce),
- c) způsob uložení nákladu, jeho rozložení vzhledem k nápravám, jeho vlastnosti a hmotnost,
- d) boční tuhost pneumatik,
- e) odpružení zajišťující správný styk s vozovkou,
- f) vnější prostředí (adheze, boční vítr).

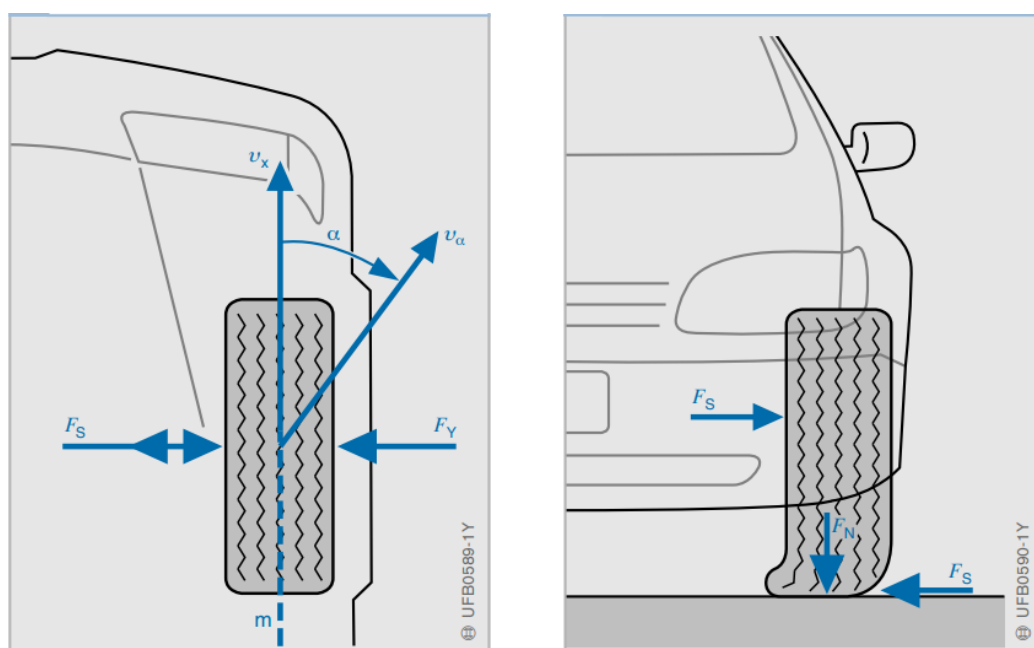
Chování řidiče a způsob jeho řízení, kde řidič vozidla je řídicí a regulační prvek soustavy a zároveň nejslabší článek soustavy člověk-vozidlo-vozovka. Každý člověk je jedinečný a charakteristický svými individuálními prvky chování, které nelze přesně simulovat nebo matematicky popsat. Toto nepředvídatelné chování může být ještě dále ovlivněno mnoha vlivy, např. únavou či požitím omamných a návykových látek. Jedná se však o faktor velice složitě matematicky popsitelný, a proto se jím v této práci nebudu dále zabírat, budu se zabírat objektivní říditelností, tedy soustavou vozidlo-vozovka, při které dojde k vyloučení všech vlivů řidiče.

Jedním z dalších činitelů je poloha těžiště vozidla. Poloha těžiště vozidla je vlastnost vozidla, která mu byla dána jeho konstrukcí. Rozložení hnacího ústrojí, které je značnou částí celkové hmotnosti vozidla, velkou měrou ovlivňuje celkové rozložení hmotnosti vozidla mezi jednotlivé nápravy a tím i polohu těžiště. Při konstrukci je snaha docílit v podélné ose vozidla hmotnostní souměrnosti a tím i rovnoměrnosti statického zatížení levé i pravé strany vozidla. Různorodost zatížení se tedy odehrává v příčném směru, tedy rozložení statického zatížení na jednotlivé nápravy se liší od typu koncepce. Každá koncepce má svoje výhody i nevýhody, jednotlivými koncepcemi se budu zabývat v další kapitole.

Rozložení a vlastnosti nákladu umístěného ve vozidle je jeden z dalších faktorů ovlivňujících stabilitu. Zejména u nákladních vozidel, jejichž nákladový prostor zabírá podstatnou část automobilu. Náklad se významnou měrou podílí na pohybu těžiště vozidla a podstatně ovlivňuje jeho jízdní vlastnosti. K jejich ovlivnění může dojít i v případech, kdy není břemeno upevněno a může tedy docházet k jeho posunu, rotaci, přesypání či přetékání, což vytváří těžiště vozidla ještě více nestálé. K překročení meze stability vozidla může dojít také v případech, kdy je náklad nerovnoměrně rozložený, excentricky umístěný, nevyvážený či mění své vlastnosti v průběhu jízdy (tuhnou či sedimentují), při proměnlivém těžišti vozidla dochází k nerovnoměrnému a nestálému zatížení jednotlivých náprav i jednotlivých kol, což má negativní dopad na ovladatelnost a stabilitu vozidla.

Podstatnou roli hraje také hmotnost nákladu. V nenaloženém stavu je těžiště takřka neměnné. Změna nastává až v okamžiku zatěžování. Každé vozidlo má předepsanou maximální nosnost, při které je ještě zaručena jeho stabilita. V případě přetížení se těžiště vychýlí mimo bezpečné meze a dochází k destabilizaci vozidla, navíc dochází ke zvýšené míře opotřebení a s tím spojenému zkrácení životnosti automobilů.

Jednou ze základních podmínek stability je dostatečná adheze mezi kolem a vozovkou. Boční tuhost pneumatik ovlivňuje schopnost zachycování bočních sil a jejich složení a profil ovlivňuje velikost adheze mezi pneumatikou a vozovkou. Valící se pneumatika, která je zatížena boční silou, se tedy nepohybuje ve směru podélné osy kola. Úhel mezi vektorem rychlosti pohybu kola a podélnou osou kola se nazývá úhel směrové úchyly. Pokud na kolo nepůsobí boční síla, je střední rovina kola totožná s podélnou osou stykové plochy pneumatiky s vozovkou. Plochu, ve které se pneumatika dotýká vozovky, nazýváme stopou. Působí-li v ose otáčení kola boční síla F_Y , obr. 3.1, pak ve stopě vznikne vodorovná boční reakce F_S . Tato reakce se nazývá boční vodící síla kola. Tím dojde k pružné deformaci pneumatiky v bočním směru a osa stopy se vzhledem k podélné rovině kola vychýlí o hodnotu, která závisí na velikosti boční síly a na boční tuhosti pneumatiky. Začne-li se kolo otáčet, pak jeho jednotlivé elementy na povrchu pneumatiky přicházejí do styku s vozovkou bočně vysunuty proti těm elementům, které jsou již ve styku s vozovkou, a osa stopy se tím vychýlí o úhel α . [4][5]



Obr. 3.1 - Vznik boční vodící síly kola F_S a směrové úchyly α při působení boční síly F_Y [4]

Můžeme předpokládat, že boční síla v daném úhlu natočení je zhruba úměrná normálové síle. Toto je v souladu s předpokladem modelu Coulombového tření, že když se pneumatika smýká, síla prokluzu je přibližně stejná jako velikost normálové síly během prokluzu. Koeficient tření závisí na povrchu vozovky i na materiálu pneumatiky. Naneštěstí je tření komplikovaným fenoménem a nemůže být vždy přesně reprezentováno pomocí koeficientu tření jako jednoduchý konstantní parametr. [3]

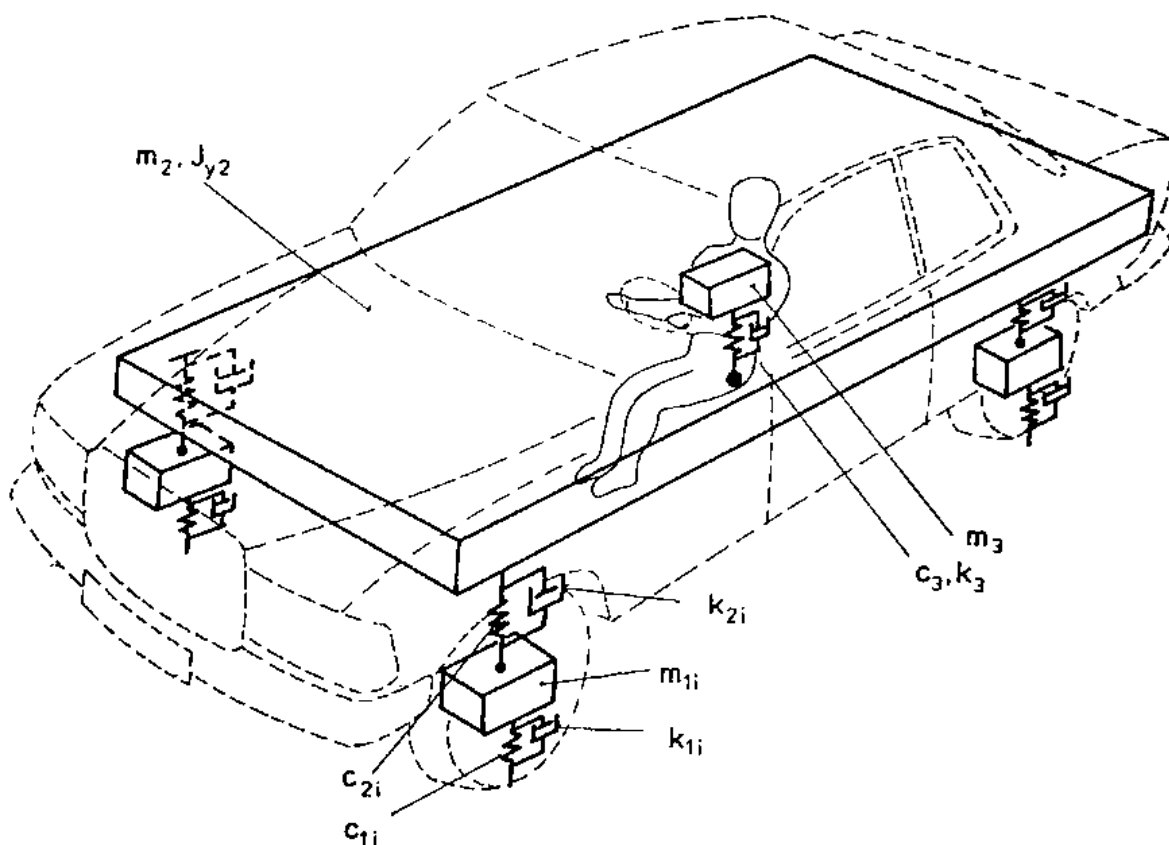
Zobecněný boční koeficient tření μ_y je jednoduše definován jako poměr boční síly k normálové síle, tedy F_y / F_z . Boční sílu lze tedy psát jako: [3]

$$F_y = \mu_y \cdot F_z \quad (3.1)$$

Je zřejmé, že to jsou síly, které umožňují řídit auto nebo umožnit jakémukoli kolovému vozidlu změnit směr jízdy. Je rovněž zřejmé, že při jízdě po rovině a rovnou silnici není nutná žádná boční síla, pokud tedy není pod vlivem jakéhokoliv vnějšího zatížení. Na druhou stranu, pokud dojde k malému narušení z přímého směru, jsou to boční síly pneumatik, které určují, zda se vozidlo vrátí do původního stavu přímočarého pohybu nebo se od něj bude odchylovat, tj. zda je vozidlo stabilní nebo nestabilní. [3]

Kmitáním vozidla vznikají také síly, příp. přídavné dynamické síly, čímž se např. mění svislé zatížení mezi kolem a vozovkou. Tyto změny mohou být tak velké, že svislé zatížení kol bude nulové a tím nemohou být přenášeny podélné ani boční síly, tím se stává kolo a následně vozidlo nestabilní a neovladatelné. Po celou dobu, po kterou je styk mezi koly a vozovkou přerušen, nemohou kola přenášet žádné síly a vozidlo se stává nestabilním a neovladatelným. Odpružení ve spolupráci s tlumiči a stabilizátory na vozidle musí tedy zajistit při přejezdu nerovností stálý kontakt s vozovkou a stálou velikost součinitele adheze, tak aby k destabilizaci nedošlo. Zejména při rychlé jízdě v zatáčce dochází ke snížení zatížení vnitřních kol a schopnost přenášet boční síly tím klesá, to může zapříčinit nestabilitu vozidla. [1][3]

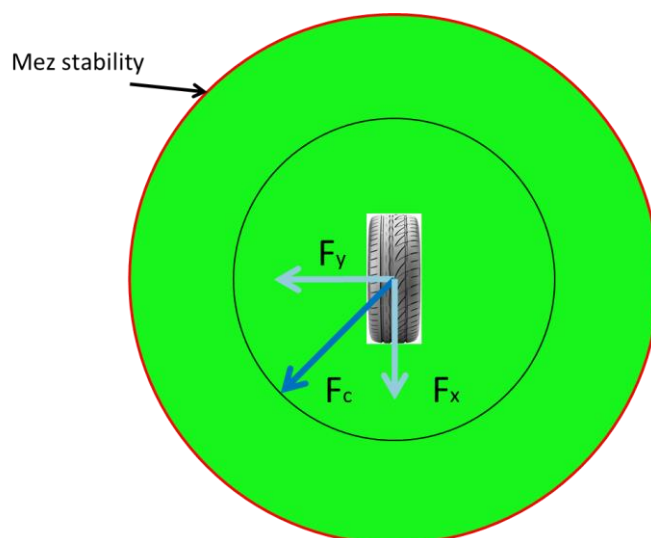
Při výpočtu odpružení vozidla využíváme matematický dynamický model vozidla, který co nejvíce odpovídá skutečnosti. Relativně jednoduchý model je znázorněn na obr. 3. 2, kde karoserie je nahrazena deskou o hmotnosti m_2 a hmotnostním momentu setrvačnosti k příčné ose J_{y2} . Kola jsou nahrazeny čtyřmi tělesy o hmotnostech m_{1i} . Mezi deskou a těmito tělesy jsou pružiny s tuhostmi c_{2i} , a tlumiče s tlumením k_{2i} . Pružící a tlumící vlastnosti kol jsou znázorněny dalšími pružinami (c_{1i}) a tlumiči (k_{1i}). Na desce je připevněna kmitavá soustava o hmotnosti m_3 , která znázorňuje sedadlo s řidičem. Tento model má 7 stupňů volnosti (2 karoserie, 4 kola a 1 řidič) [1]



Obr. 3.2 - Jednoduchý prostorový dynamický model odpružení čtyřkolového vozidla [1]

Jedním z dalších vlivů, které nemůžeme opomenout, je vnější prostředí, které ovlivňuje jízdní vlastnosti a stabilitu vozidla jak prostřednictvím povrchu vozovky (mající výrazný vliv na adhezi), tak i prostřednictvím větru (zejména bočního). Stabilita vozidla při působení bočních sil v podobě např. větru se hodnotí podle pohybu vozidla při konstantní poloze volantu $\beta_v=0$. Vstupem do soustavy vozidla je boční vzdušná síla, popř. vzdušný moment. Obě tyto veličiny jsou úměrné součinu $v_r^2 \cdot \tau$, kde τ je úhel náběhu vzduchu a v_r je náporová rychlost. [1]

Směrová stabilita kola je ovlivněna velikostí obvodových sil, ty jsou omezeny přilnavostí pneumatiky k vozovce – adhezí. Maximální velikost adhezních sil závisí na hodnotě součinu normálové síly a součinitele přilnavosti. Kammova adhezní kružnice přilnavosti vyjadřuje oblast stability jednotlivého kola vozidla od sil v podélném (brzdící nebo hnací) F_x a bočním směru (setrvačná v zatáčce, od bočního větru nebo od příčného sklonu) F_y . Jedná se o síly mezi kolem a vozovkou ve vodorovné rovině, které se při současném působení skládají do výsledné síly F_c . V případě výsledné složené síly, která je větší, než je poloměr adhezní kružnice, dochází ke ztrátě stability a skluzu kola.



Obr. 3.3 Kammova adhezní kružnice přilnavosti

O skluzu kola hovoříme, když obvodová rychlost brzděného kola je menší než rychlost dopředná. Prokluz přichází v úvahu při prudké akceleraci, kdy obvodová rychlost kola je vyšší než rychlost dopředná. Míra skluzu pneumatik ovlivňuje interakci pneumatiky s vozovkou a tím přímo i hodnoty součinitele adheze. [14]

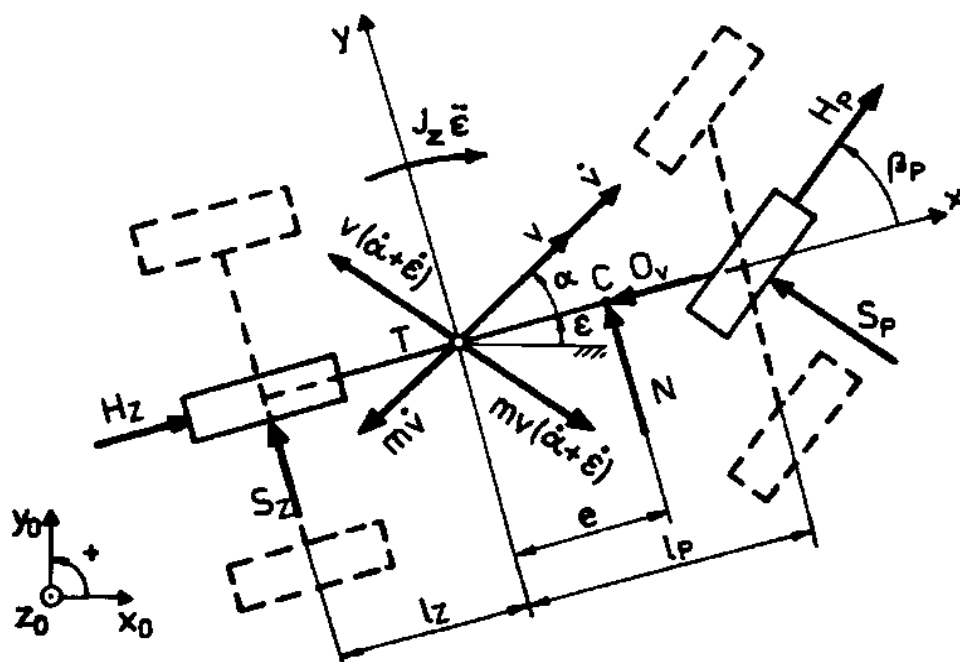
3.2 Řiditelnost vozidla

Pojem říditelnost je možné chápat mnoha způsoby. Je-li vozidlo ovládáno řidičem, mluvíme o subjektivní říditelnosti. V případě, že dojde k vyloučení všech vlivů řidiče, je možné hovořit o objektivní říditelnosti. S její pomocí lze pozorovat a dále analyzovat odezvy vozidla na definované řídicí vstupy. Významnými podkategoriemi jsou statická a dynamická říditelnost. [1]

3.2.1 Statická říditelnost

Statická říditelnost vozidla je definována odezvami vozidlového systému na natáčení volantu při ustálené jízdě konstantní rychlostí po kruhové dráze o stálém poloměru. Dojde-li ke zvýšení rychlosti jízdy, zvýší se i dostředivé zrychlení těžiště vozidla. K dosažení tohoto efektu je také možné ponechat rychlost pohybu konstantní a postupně měnit poloměr dráhy. Tato varianta je ovšem z důvodu prostorových nároků méně vhodná.

Lineární rovinný model vozidla:



Obr. 3.4 - Jednostopý rovinný dynamický model automobilu [1]

Pohybové rovnice podle obr. 3.4:

$$-m\dot{v} \cos \alpha + mv(\dot{\epsilon} + \dot{\alpha}) \sin \alpha - S_p \sin \beta_p + H_p \cos \beta_p + H_z - O_v = 0 \quad (3.1)$$

$$-m\dot{v} \sin \alpha - mv(\dot{\epsilon} + \dot{\alpha}) \cos \alpha + S_p \cos \beta_p + H_p \sin \beta_p + S_z + N = 0 \quad (3.2)$$

$$-J_z \ddot{\epsilon} + S_p l_p \cos \beta_p + H_p l_p \sin \beta_p - S_z l_z + Ne = 0 \quad (3.3)$$

Linearizací těchto rovnic dostaneme 3 lineární diferenciální rovnice:

$$-m\dot{v} + H_p + H_z - O_v = 0 \quad (3.4)$$

$$-mv(\dot{\epsilon} + \dot{\alpha}) + S_p + S_z + N = 0 \quad (3.5)$$

$$-J_z \ddot{\epsilon} + S_p l_p - S_z l_z + Ne = 0 \quad (3.6)$$

Boční síly na nápravách:

$$S_p = C_{\alpha p} \alpha_p \quad (3.7)$$

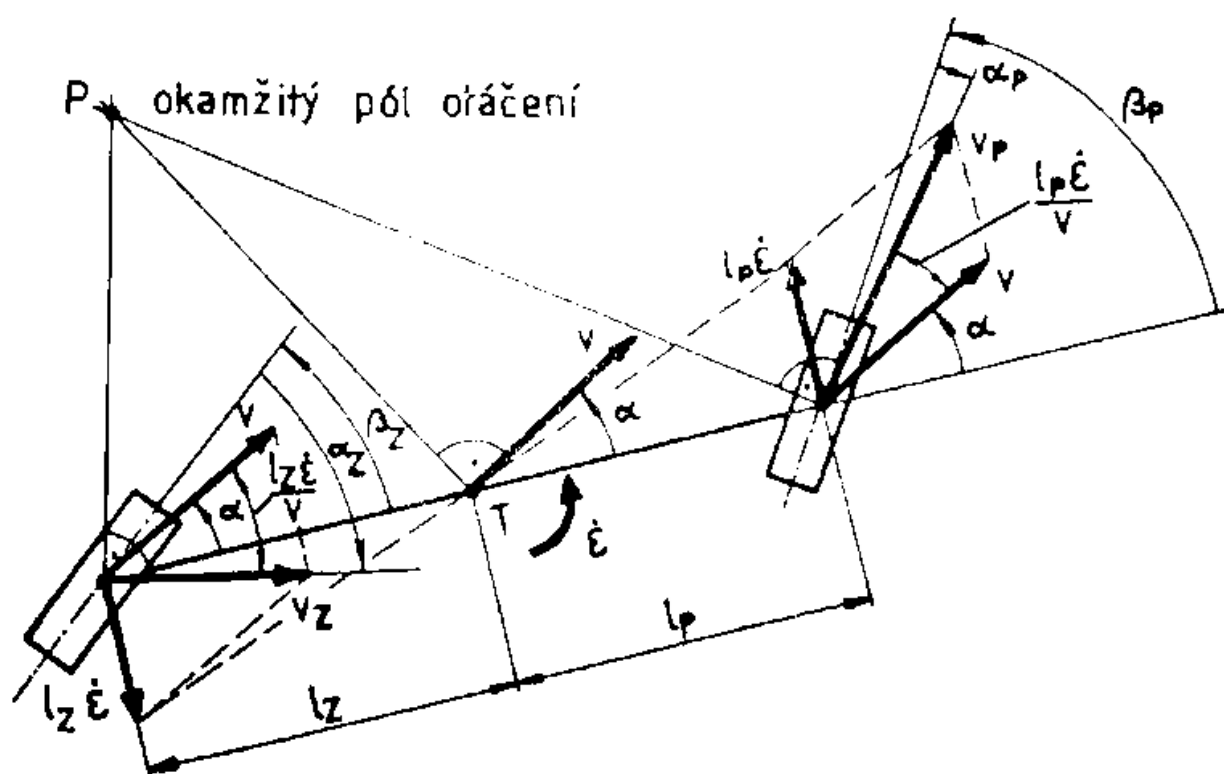
$$S_z = C_{\alpha z} \alpha_z \quad (3.8)$$

kde: $C_{\alpha p}$ směrová tuhost obou pneumatik přední nápravy
 $C_{\alpha z}$ směrová tuhost obou pneumatik zadní nápravy.

Úhly směrových úchylek přední nápravy α_p a zadní nápravy α_z určíme podle obr. 3. 5. Rychlost předního kola v_p je dána vektorovým součtem rychlosti těžiště v a rychlosti otáčení středu přední nápravy vzhledem k těžišti $l_p \dot{\epsilon}$. Podobně rychlost zadního kola v_z je součtem rychlostí v a $l_z \dot{\epsilon}$. Úhel směrové úchylky kola byl definován jako úhel mezi podélnou rovinou kola a směrem pohybu kola, takže pro malé úhly platí:

$$\alpha_p = -\alpha - \frac{l_p}{v} \dot{\epsilon} + \beta_p \quad (3.9)$$

$$\alpha_z = +\alpha - \frac{l_z}{v} \dot{\epsilon} + \beta_z \quad (3.10)$$



Obr. 3.5 - Kinematika jednostopého modelu pro určení směrových úchylek náprav [1]

Při ustálené jízdě v kruhu platí pro danou rychlost $\dot{\epsilon} = \dot{\epsilon}_{stat} = konst$, $a = a_{stat} = konst$, tzn. $\ddot{\epsilon} = \dot{a} = 0$. Z toho vyplívá a pohybové rovnice mají při zanedbání vzdušných účinků tvar: [1]

$$\frac{1}{v} [mv^2 - (C_{az}l_z - \dot{C}_{ap}l_p)] \dot{\epsilon}_{stat} + (C_{az} + \dot{C}_{ap}) \alpha_{stat} = \dot{C}_{ap} \beta_{vstat}^* \quad (3.11)$$

$$\frac{1}{v} (C_{az}l_z^2 + \dot{C}_{ap}l_p^2) \dot{\epsilon}_{stat} - (C_{az}l_z + \dot{C}_{ap}l_p) \alpha_{stat} = \dot{C}_{ap}l_p \beta_{vstat}^* \quad (3.12)$$

Z rovnic (3.11) a (3.12) dostaneme statický zisk stáčívé rychlosti:

$$\left(\frac{\dot{\epsilon}}{\beta_v^*}\right)_{stat} = \frac{C_{\alpha z} \dot{C}_{\alpha p} l}{C_{\alpha z} \dot{C}_{\alpha p} l^2 + m(C_{\alpha z} l_z - \dot{C}_{\alpha p} l_p) v^2} v = \frac{v}{l + K v^2} \quad (3.13)$$

kde můžeme v této rovnici označit tzv. faktor stability:

$$K = m \frac{C_{\alpha z} l_z - \dot{C}_{\alpha p} l_p}{C_{\alpha z} \dot{C}_{\alpha p} l} \quad (3.14)$$

Je-li $K=0$, pak vozidlo nazýváme neutrálním, pro $K>0$ budeme hovořit o nedotáčivém chování a pro $K<0$ o přetáčivém chování vozidla. [1]

4 VOZIDLO A JEHO PARAMETRY

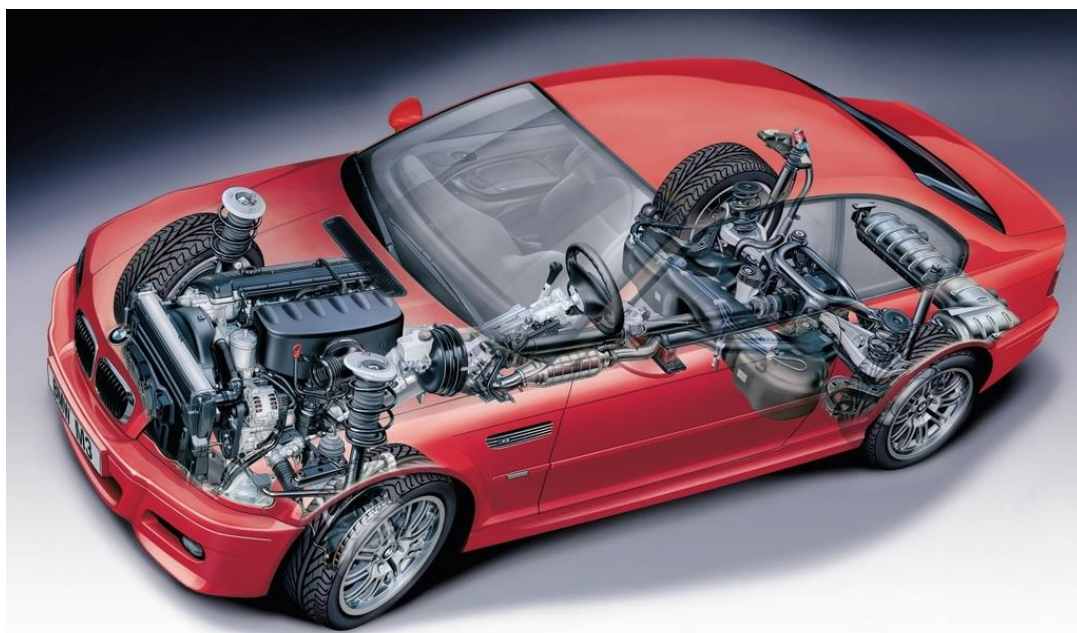
4.1 Koncepce motorových vozidel

Konceptí motorových vozidel rozumíme umístění hnacího ústrojí (motoru, spojky, převodovky a rozvodovky) vzhledem k jednotlivým nápravám vozidla. Umístění hnacího ústrojí výrazně ovlivňuje konstrukci a jízdní vlastnosti vozidel.

1. Klasická koncepce – zadní pohon s motorem umístěným vpředu.
2. Zadní pohon s motorem umístěným vzadu.
3. Zadní pohon s motorem umístěným uprostřed.
4. Přední pohon s motorem umístěným vpředu.
5. Pohon všech čtyř kol.

4.1.1 Klasická koncepce - zadní pohon s motorem umístěným vpředu

V osobních automobilech tohoto typu je motor s převodovkou přibližně ve středu přední nápravy a poháněna jsou zadní kola a přenos uskutečněn kloubovým hřídelem (BMW, Mercedes-Benz) (obr. 4.6). Zvláštní případ klasické koncepce je translace a ta nastává v případě, že je převodovka přesunuta k zadní nápravě tak, aby se zvýšila váha na zadní nápravu a získalo se vyváženější rozložení hmotnosti. (Porsche, Lancia) [2][9]



Obr. 4.6 – Vozidlo klasické koncepce [22]

Klasická koncepce má u osobních automobilů řadu výhod:

- minimálně omezena délka motoru, což je zvláště vhodné pro výkonnější vozidla (jinými slovy pro motory s 8-12 válci).
- V místě upevnění motoru je nízké zatížení, protože musí být absorbován pouze maximální točivý moment od nejnižšího převodového stupně a také bez diferenciálního převodového stupně.
- Izolace hluku motoru je relativně snadná.
- Při plném zatížení je hmotnost vozidla na hnané zadní nápravě.
- Dlouhý výfukový systém s dobrou regulací tlumení hluku a katalyzátorem.
- Jednoduché a rozmanité konstrukce přední nápravy jsou možné bez ohledu na hnací síly.
- Optimální účinnost převodovky v přímém převodovém stupni, protože není v činnosti žádné kuželové ozubené kolo
- Dobré chlazení, protože motor a chladič jsou vpředu [2][9]

Následující nevýhody znamenají, že v posledních letech bylo s tímto designem uvedeno v mezinárodním měřítku jen několik automobilů:

- Nestabilní schopnost přímého chodu, přetáčivé chování, která může být plně korigována speciálním nastavením geometrie předního podvozku, vhodnou konstrukcí zadní nápravy a vhodnými pneumatikami.
- Poháněná zadní náprava je méně zatížena, když ve vozidle jsou jen dvě osoby, což vede ke špatnému trakčním chování při mokřích a zimních silničních podmínkách - spojeno s rizikem prokluzování zadních kol, zvláště když se jedná o prudké zatáčky s hnací silou na zadní nápravě. [2][9]

4.1.2 Zadní pohon s motorem umístěným vzadu

Většina vlastností konfigurace zadního motoru je sdílená s pohonem zadních kol motorem uprostřed. Umístění motoru v blízkosti poháněných zadních kol umožňuje fyzicky menší, lehčí, méně složité a efektivnější hnací ústrojí, protože není zapotřebí hnací hřídele a diferenciál může být integrován s převodovkou, která se běžně označuje jako transaxle. Rozložení pohonu předních kol s předním motorem má také tuto výhodu. Vzhledem k tomu, že motor je typicky nejtěžší součástí vozu, jeho umístění blízko zadní nápravy obvykle vede k větší hmotnosti nad zadní nápravou než přední, obvykle nazývané zadní předpětí hmotnosti. Typické rozložení hmotnosti pro zadní pohon je 35/65. Statická zadní hmotnost vyžaduje menší předpětí brzdy, protože zatížení je při brzdění rovnoměrněji rozloženo mezi všechna čtyři kola. Stejně tak zadní předpětí hmotnosti znamená, že hnané kola mají při zrychlování zvýšenou přilnavost, což jim umožňuje přenést větší sílu na vozovku a rychleji zrychlit. [2][9]



Obr. 4.7 – Vozidlo se zadním pohonem [23]

Výhody:

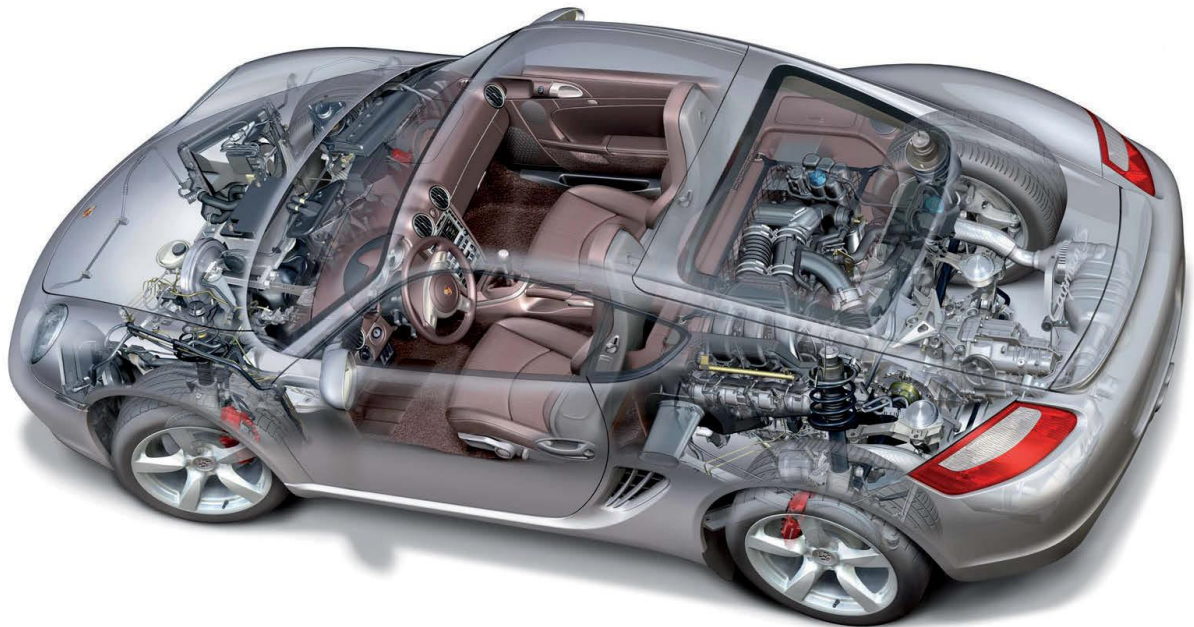
- Menší, lehčí, méně složité a efektivnější hnací ústrojí.
- Při brzdění rovnoměrné rozložení mezi všechna čtyři kola.
- Při zrychlování má vozidlo na hnací nápravě zvýšenou přilnavost, což umožňuje přenést větší sílu na vozovku a rychleji zrychlit. [2][9]

Nevýhody:

- Nestabilní ovládání a má tendenci se přetáčet, zvláště při brzdění a zrychlování
- V případě kapalinou chlazených vyžaduje delší potrubí chladicího média z chladiče namontovaného vpředu (což znamená větší váhu a složitost) nebo přemístění radiátorů na boční nebo zadní stranu a přidání vzduchové potrubí, které kompenzuje nižší průtok vzduchu v zadní části vozidla.
- Menší zavazadlový prostor.
- Obtížná přístupnost k hnacímu ústrojí. [2][9]

4.1.3 Zadní pohon s motorem umístěným uprostřed

Zadní pohon s motorem uprostřed se skládá z motoru, diferenciální a manuální převodovky v jedné montážní jednotce a pohání zadní kola. Motor je umístěn před zadní nápravou (obr. 3.8). Právě díky rozložení hmotnosti a výsledné dynamice vozidla je toto uspořádání silně využíváno v závodních automobilech typu Formula a také u ostatních závodních vozů, které jsou určeny pro sportovní účely. [8][9]



Obr. 4.8 – Vozidlo se zadním pohonem s motorem uprostřed [24]

Výhody:

- Malý moment setrvačnosti a poměrně příznivé rozložení hmotnosti (nejtěžší součást je v blízkosti středu automobilu, což činí hlavní složku momentu setrvačnosti relativně nízkou).
- Uspořádání má tendenci k tomu, aby bylo těžší v zadní části než přední, což umožňuje dosažení lepší rovnováhy při brzdění.
- Lehké řízení díky nízkému zatížení přední nápravy.
- Dobré rozložení brzdné síly.
- Jednoduchá konstrukce přední nápravy. [8][9]

Nevýhody:

- Vzhledem k tomu, že předních kol je malá váha, při zrychlení je přední část vozu náchylná na zvedání a způsobuje nedotáčivost.
- Tato konfigurace komplikuje, až znemožňuje možnost zadních sedadel, protože motor zaujímá tento prostor. Tato koncepce tedy nachází využití hlavně u dvoumístných sportovních nebo rally aut.
- Výfukový systém je obtížné navrhnout kvůli krátkým cestám
- Potlačení šumu motoru je problematické.
- V případě vozidel s krátkým podvozkem a vysokým těžištěm s motorem na nebo za zadní nápravou hrozí nebezpečí, že se vozidlo převrátí, pokud se bude pohybovat směrem dozadu dolů strmým svahem s parkovací brzdou, která působí na zadní nápravu. [8][9]

4.1.4 Přední pohon s motorem umístěným vpředu

Motor, diferenciál a převodovka tvoří jednu jednotku, která může sedět před, nad nebo za přední nápravou. Konstrukce je velmi kompaktní a na rozdíl od standartního designu znamená, že vozidlo může až o 300 mm kratší, nebo prostor pro cestující a

zavazadla může být větší. To jsou pravděpodobně hlavní důvody, proč se po celém světě stále více a více automobilů dostalo k tomuto designu. V současné době nejvíce rozšířená koncepce u osobních automobilů [2][9]:

4.1.4.1 Motor umístěn podélně před nápravou

Motor umístěný v podélném směru před nápravou In-line nebo V motory namontované před nápravou - bez ohledu na rozvor - poskytují vysoké zatížení přední nápravy, čímž je těžiště vozidla zatlačeno dopředu. Dobrá manipulace při bočním větru a dobrá trakce, zejména v zimě, je zásluhou vysokého zatížení přední hnací nápravy, zatímco těžké řízení během stání (které lze odstranit pomocí posilovače řízení), výrazná nedotáčivost při zatáčení a špatná distribuce brzdné síly jsou jedny z nevýhod. Tento typ konstrukce, na rozdíl od příčné montáže, je výhodnější u větších automobilů, protože umožňuje relativně velké motory. [2][9]



Obr. 4.9 – Vozidlo s předním pohonem, motor podél [25]

4.1.4.2 Motor umístěn příčně před nápravou

Motor umístěný před nápravou musí být umístěn mezi pouzdra předních kol, tzn., že je k dispozici pouze omezený prostor. Toto omezení znamená, že motory větší než čtyřválcový válec nebo V6 nelze namontovat do středně velkého osobního automobilu. Příčná, asymetrická montáž motoru a převodovky může také způsobit problémy

s výkonem. Nerovná délka hnacích hřídelů ovlivňuje řízení. Během zrychlení vozidlo stoupá a hnací hřídele se nacházejí v různých úhlových polohách, což způsobuje nerovnoměrné momenty kolem os řízení. Rozdíl mezi těmito momenty vlevo a vpravo způsobuje neúmyslné pohyby řízení, což vede k znatelnému tahu na jednu stranu. [2][9]



Obr. 4.10 – Vozidlo s předním pohonem, motor napříč [26]

Bez ohledu na polohu motoru tato koncepce má následující výhody a nevýhody.

Výhody:

- Dobrá ovladatelnost vozidla, zejména na mokřích silnicích a při zimních podmínkách - vozidlo je taženo a není tlačeno.
- Jednoduchá konstrukce zadní nápravy.
- Krátký tok výkonu, protože motor, převodovka a diferenciál tvoří kompaktní jednotku.
- Výfukový systém s dlouhou trasou.
- Bez potřeby spojovacího kloubového hřídele.
- Velký a přístupný zavazadlový prostor. [9]

Nevýhody:

- Řízená a poháněná náprava je od hnacího ústrojí zatížena.
- Tendence k nedotáčivosti při zatáčení.
- Při plném zatížení, horší ovladatelnost na mokré či zmrzlé silnici a na svazích.
- Vyšší opotřebení pneumatik vpředu, protože vysoce zatížená přední kola jsou řízená i poháněná.
- Špatné rozložení brzdné síly (asi 75% dopředu a 25% vzadu)
- Při akceleraci a jízdě do svahu dochází k odlehčení přední hnané nápravy. [2][9]

4.1.5 Pohon všech čtyř kol

U pohonů na čtyřech kolech jsou všechna kola osobního automobilu nebo užitkového vozidla nepřetržitě - jinými slovy natrvalo poháněna. Pro rozložení hnacího momentu mezi přední a zadní nápravou se používá středový diferenciál, rozložení točivého momentu lze stanovit na základě poměrů náplně, konstrukční filozofie vozidla a požadovaných charakteristik ovládání. Z tohoto důvodu Audi využívá 50/50 distribuce pro vozy Quattro a Mercedes-Benz využívá 50/50 distribuci pro terénní vozidla třídy M, zatímco ve vozidlech patřících do třídy E přenáší pouze 35% točivého momentu náprav a až 65% na zadní nápravu. [2][9]



Obr. 4.11 – Vozidlo s pohonem všech čtyř kol [27]

V souhrnu, výhody osobních automobilů s trvalým pohonem všech čtyř kol oproti těm, které mají pouze jednu hnanou nápravu, jsou:

- Lepší trakce na povrchu ve všech silničních podmínkách, zejména v mokřem a zimním počasí.
- Lepší zrychlení při nízkých rychlostech, zejména při vysokém výkonu motoru.
- Snížená citlivost na boční větry.
- Vyvážené rozložení zatížení náprav.
- Obzvláště vhodné pro tažení přívěsů. [9]

Nicméně by neměly být ignorovány následující nevýhody:

- Pořizovací náklady.
- Přibližně o 6 % až 10 % vyšší pohotovostní hmotnost vozidla.
- Obvykle poněkud nižší maximální rychlost.
- 5 % až 10 % zvýšená spotřeba paliva.

K přenosu dostupného točivého momentu motoru na všechna čtyři kola se používají různé diferenciály (např. Kuželovité, planetové nebo diferenciály Torsen), které jsou ručně nebo automaticky uzamykatelné.

4.1.5.1 Ruční výběr pohonu všech kol u komerčních a terénních vozidel.

Základem pro tento typ vozidla je standardní konstrukce, která vzhledem k většímu světlému průjezdu potřebnému v terénních vozidlech disponuje větším prostorem mezi motorem a diferenciálem přední nápravy a mezi nákladovou plochou a zadní nápravou. Detaily návrhu:

- Centrální vývodový hřídel s manuálním výběrem pro přední nápravu.
- Větší převodový poměr off-road, který lze v případě potřeby zařadit.
- Tři podpěrné hřídele.
- Komplexní uložení hnacích spojů, pokud je tuhá přední náprava.

4.1.5.2 Trvalý pohon všech kol; základní osobní automobil s pohonem předních kol.

Všechna čtyři kola jsou neustále poháněna, to lze dosáhnout mezi přední a zadní nápravou s různými konstrukčními principy:

- Středový diferenciál se zkosením s volbou ručního zámku nebo bez něj.
- Středový diferenciál Torsen s rozložením momentu podle požadavku na trakci.
- Centrální diferenciál planetového zařízení s pevným rozdělením momentu a přídatnou visko spojkou, která automaticky počítá se zámkovou funkcí při rozdílu počtu otáček nebo magnetickou spojkou.
- Elektronicky řízené vícediskové spojky. [9]

4.2 Zavěšení osobních vozidel

Závěs je to, co spojuje kola s rámem či karosérií vozidla. Podporuje vozidlo, což umožňuje, aby se kola posouvali vzhledem rámu nebo karoserii ve svislém směru nahoru a dolů podle nepravidelnosti na silnici, působením hnacích či brzdících sil nebo zatížením náprav. Jeho funkcí je také zajistit přímý kontakt pneumatiky s vozovkou za všech podmínek. V tomto smyslu zavěšení ovlivňuje bezpečnost jízdy, kde při přejezdu velkých nerovností mohou kola vozidla ztrácet kontakt s vozovkou. Po celou dobu, po kterou je styk mezi koly a vozovkou přerušen, nemohou kola přenášet žádné síly, tzn. tažné, brzděné ani suvné. Stabilitu vozidla v zatáčce zejména při rychlé

jízdě v zatáčce dochází ke snížení zatížení kol, která se pohybují uvnitř zatáčky, a schopnost přenášet boční síly u těchto kol klesá. To může působit vynášení vozidla ze zatáčky. Odpružení ve spolupráci s tlumiči a stabilizátory musí zajišťovat stálou velikost adheze mezi všemi koly vozidla a vozovkou. [7]

Zavěšení také umožňuje řízení, brzdění, přenos momentu na hnací kol a přenášet síly mezi kolem a rámem nebo karoserií. Další funkcí zavěšení je eliminace nežádoucích pohybů kol a zajistit pohodlí jízdy.[7]

Druhy zavěšení:

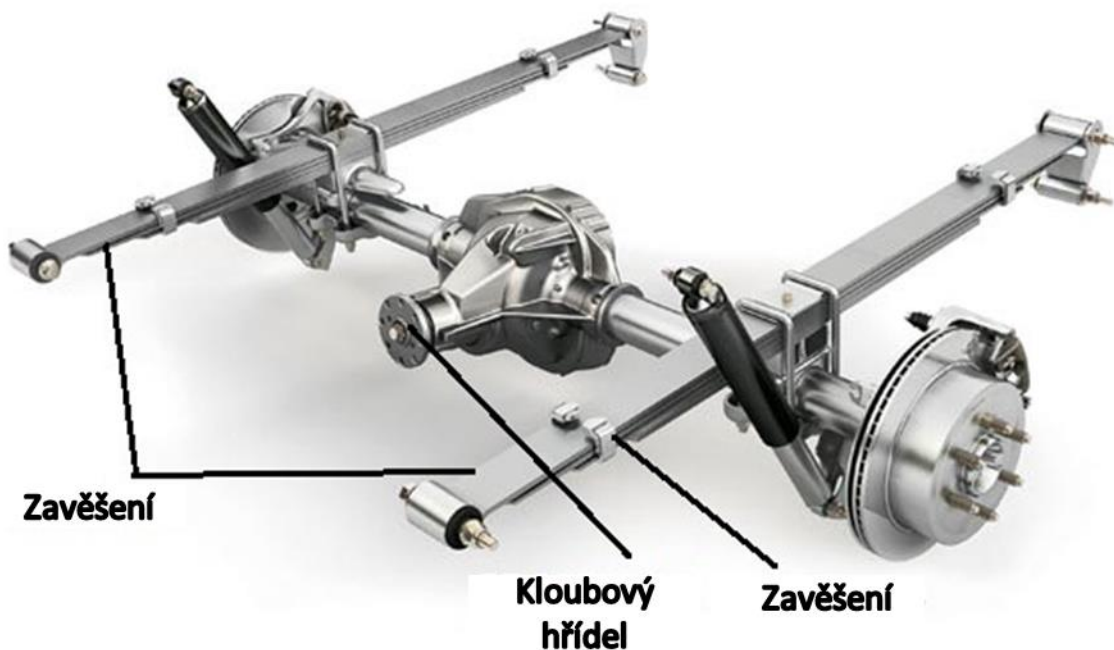
- a) Závislé zavěšení
- b) Nezávislé zavěšení - je širokým pojmem pro jakýkoli systém zavěšení automobilů, který umožňuje, aby se každé kolo na jedné nápravě pohybovalo vertikálně nezávisle na sobě. [11]

4.2.1 Závislé zavěšení

Nejjednodušší způsob, jak připevnit dvojici kol na vozidlo, je jejich montáž na protilehlých koncích pevné nápravy, jako je ta, která je znázorněna na obr. 4. 12. Tradiční konstrukce, která se v dnešní době používá převážně u zadních náprav užitkových vozidel. Pevná náprava musí být připevněna tak, aby umožňovala pohyb nahoru a dolů ve směru z, a také rotaci kolem osy x. Takže žádný přední a boční posun a také žádná rotace kolem osy y a osy z není povolena. Existuje mnoho kombinací koncepcí a pružin, které mohou poskytnout kinematické a dynamické požadavky. Nejjednodušší konstrukcí je uchycení nápravy do středu dvou listových pružin a jejich konce jsou svázány nebo zavěšeny na rám vozidla. Právě i levé kolo spojené s pevnou nápravou, kde se kola vzájemně ovlivňují. Když jedno kolo zasáhne náraz do silnice, jeho vzestupný pohyb způsobí mírný náklon druhého kola. Existuje několik konfigurací závislého zavěšení. [7][11]

4.2.1.1 Hotchkiss

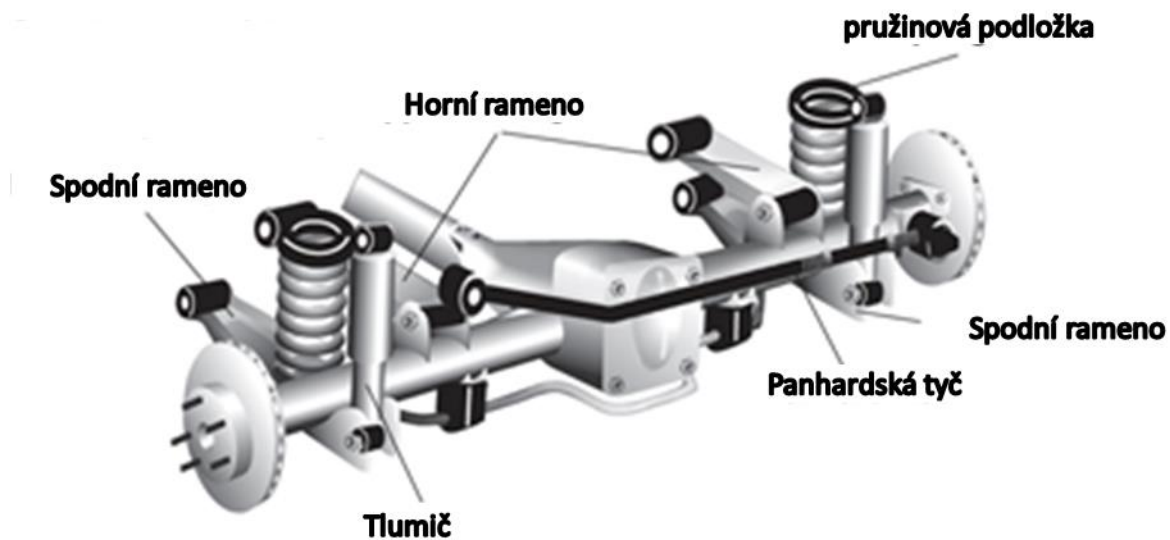
Pevná náprava spojená s karosérií či rámem jen listovou pružinou, jedná se o řešení Hotchkiss , což je jméno auta, které toto řešení použilo jako první. Tato varianta má velkou únosnost, velké vnitřní tlumení a je to celkem jednoduchá konstrukce. Jejimi nevýhodami však jsou velká hmotnost, nároky na údržbu a komplikované namáhání při přechodových režimech vozidla. [7]



Obr. 4.12 – Závislé zavěšení Hotchkiss [28]

4.2.1.2 Panhardská tyč

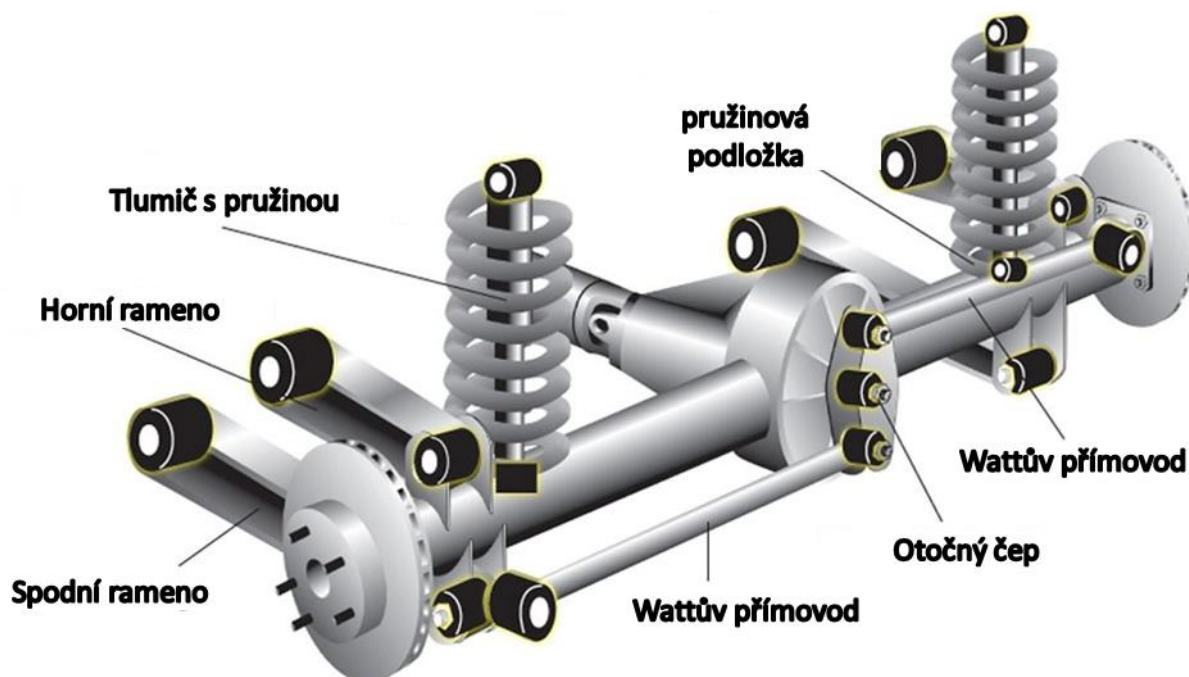
Vysoká pružnost je problém listových pružin. Snížení jejich tuhosti zúžením a použitím méně listů snižuje boční tuhost a značně zvyšuje směrovou stabilitu zavěšení. Panhardská tyč připevňuje pevný závěs náprav na podvozek bočně. [7][11]



Obr. 4.13 – Závislé zavěšení s Panhardskou tyčí [29]

4.2.1.3 Wattův přímovod

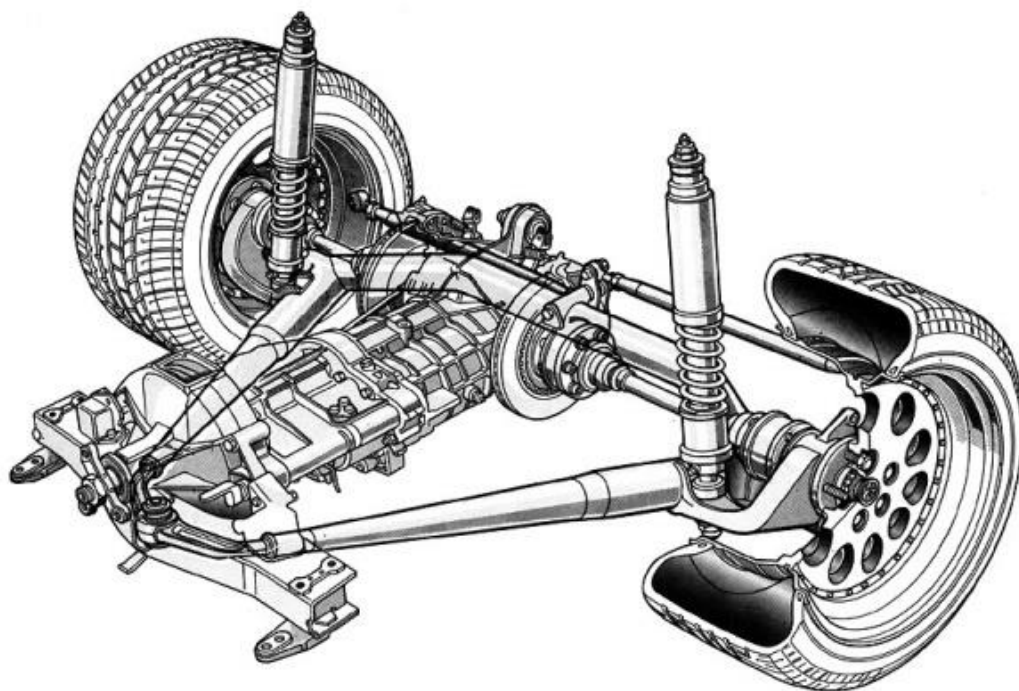
Konstrukce Wattova přímovodu je v ideální podobě středově souměrná. Tato souměrnost zaručuje, že při změnách polohy jeho ramen se střed bude pohybovat po přímce. Na Wattův přímovod můžeme také nahlížet jako na dvě Panhardské tyče montované proti sobě. Výhodou Wattova uspořádání je vzájemná kompenzace zakřivených pohybů obou tyčí. Výsledkem je přímý svislý pohyb nápravy. [7][11]



Obr. 4.14 – Wattův přímovod [30]

4.2.1.4 De Dion

Poháněné tuhé nápravy mají velkou hmotnost neodpružených částí, což způsobuje zhoršení jízdních vlastností při přeježdění nerovností. Toto řeší náprava De Dion, která spojuje přednosti nezávislého zavěšení kol (malá neodpružená hmota) a tuhé nápravy (vzájemně neproměnná poloha kol i stále stejná pozice kol vůči vozovce). Náprava De Dion je dnes zřídka používaným typem konstrukce zadní hnací nápravy. Tato konstrukce spojuje přednosti nezávislého zavěšení kol a tuhé nápravy. Na rozdíl od úhlové nápravy jsou kola nápravy De Dion spojena tuhým nosíkem, čímž je fixována jejich vzájemná poloha. Ale na rozdíl od tuhé zadní poháněné nápravy je u nápravy De Dion rozvodovka spojena s rámem nebo karoserií, je tedy součástí odpružených hmot. Oproti tuhé nápravě má náprava De Dion nižší neodpružené hmoty, i proto ji používá (používala) řada sportovních vozů. [7][11]



Obr. 4.15 – Závislé zavěšení De Dion [31]

Na Obr. 4.15 je náprava De Dion vozu Alfa Romeo 75. Tuhý příčný nosník je podélně ustaven tak, že tvoří se dvěma šikmými rameny celek, zavěšený pružně vpředu v jediném místě na karoserii nebo pomocném rámu. Příčně je ustaven Wattovým přímovodem. Dalšího snížení neodpružených hmot se dosáhlo umístěním kotoučových brzd u rozvodovky.

4.2.2 Nezávislé zavěšení

Nezávislé zavěšení je široký výraz pro jakýkoli systém zavěšení automobilů, který umožňuje, aby každé kolo na stejné nápravě se pohybovalo svisle na sobě. Nezávislé zavěšení obvykle nabízí lepší jízdní vlastnosti a vlastnosti při jízdě díky nižším nesouvislým hmotnostem a schopnosti každého kola reagovat na silnici nerušenou aktivitami druhého kola na vozidle. Nezávislé zavěšení vyžaduje dodatečné inženýrské úsilí a výdaje ve vývoji oproti uspořádání nosníků nebo uložení náprav. Většina moderních vozidel má nezávislé přední odpružení a mnoho vozidel má také nezávislé zadní zavěšení. Velmi složitě řešení nezávislého zavěšení zadní nápravy může také vést k vyšším výrobním nákladům. Klíčovým důvodem nižší spodní hmotnosti vzhledem ke konstrukci tuhé nápravy je skutečnost, že u poháněných kol není diferenciální jednotka součástí neodpružených prvků závěsného systému. Namísto toho je buď přišroubován přímo k podvozku vozidla, nebo častěji k pomocnému rámu. Existuje mnoho forem a návrhů nezávislých zavěšení. [10]

Výhody oproti závislému zavěšení:

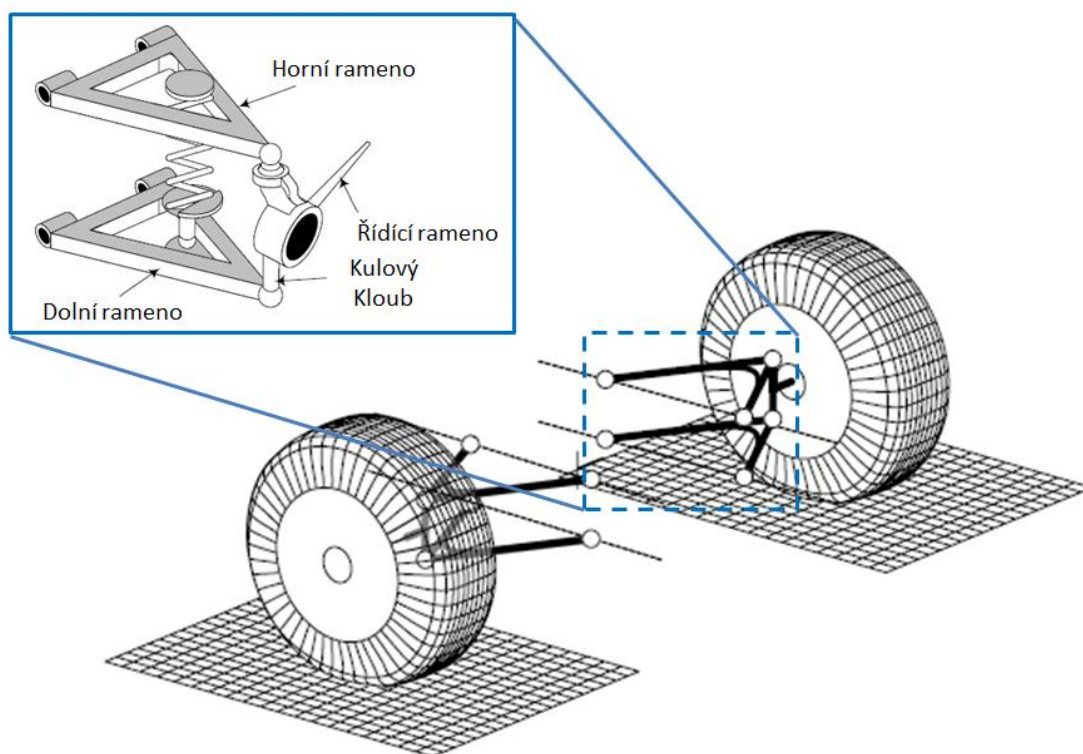
- bez vzájemného ovlivňování
- lepší manipulace a zatačení
- minimální vibrace (hladká a komfortní jízda)
- stabilita zadních kol
- nižší hmotnost

Nevýhody oproti závislému zavěšení:

- složitější konstrukce
- větší náklady
- menší únosnost
- vyžaduje lepší tlumič nárazů
- větší opotřebení pneumatik

4.2.2.1 Dvojitě zavěšení A ramen (lichoběžníkový závěs)

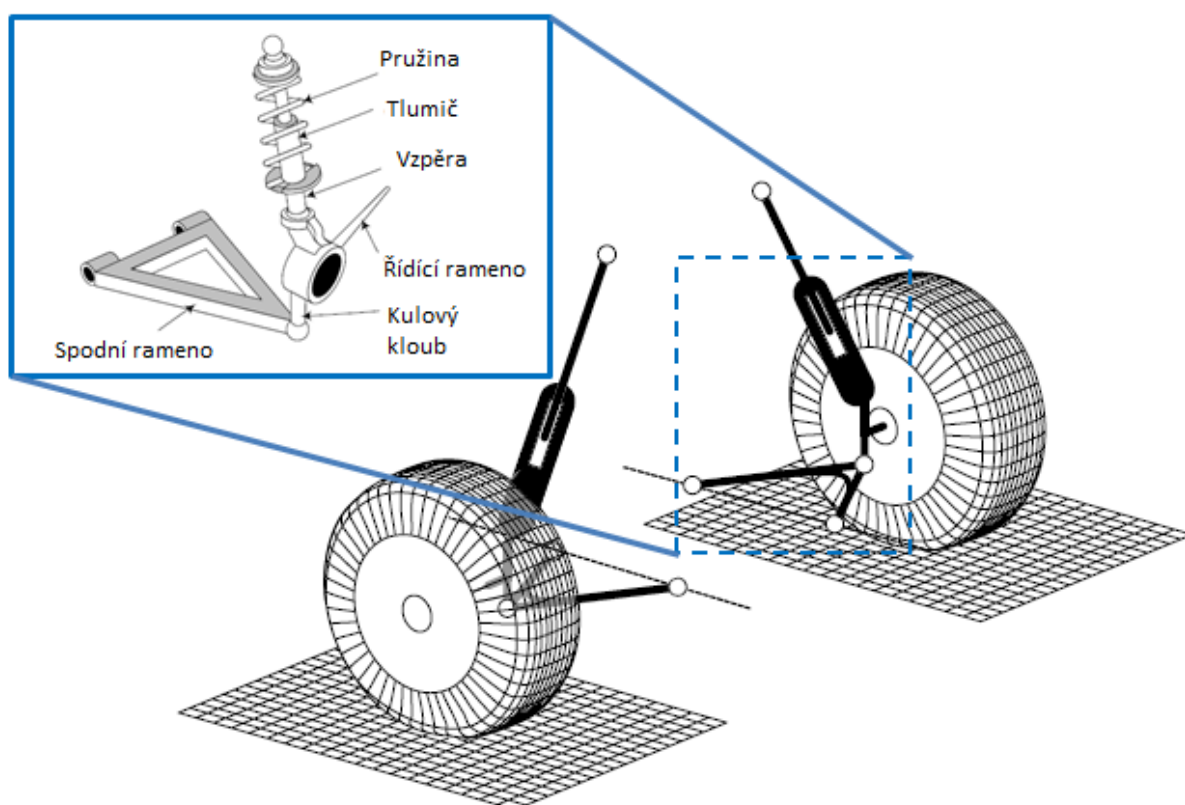
Každé rameno má dva upevňovací body k podvozku a jeden kloub na kolo. Spirálová pružina mezi dolním ramenem a rámem nebo pružina mezi horním ramenem a rámem či mezi horním a spodním ramenem. V obou případech je dolní nebo horní rameno, které podporuje pružinu silnější a druhé rameno působí jako spojovací rameno. Během propružení či bočního posunu dochází ke změně odklonu kola. Změna geometrie je tím větší, čím blíže ke kolu leží pól klopení. Změna odklonu je dána okamžitým natočením kolem pólu. Vhodné pro lehké nákladní automobily. [2]



Obr. 4.16 - Dvojitě zavěšení A ramen [2]

4.2.2.2 Zavěšení McPherson

Široce používané zavěšení v předním odpružení moderních vozidel. Tato konfigurace je odvozena z lichoběžníkové nápravy, kde horní rameno je nahrazeno posuvným vedením, tlumičem. Na řízené nápravě se kolo točí kolem osy teleskopické vzpěry. Podélné a boční síly jsou zachyceny silovými dvojicemi na karosérii. Jedná se celkem o jednoduchou konstrukci s nízkými náklady, kde při nepřítomnosti horního ramena vzniká více prostoru, který může být využíván pro motor. Při této koncepci vzniká riziko zablokování tlumiče a to při působení příčných a podélných sil, řešeno pomocí pružně uloženého horního ložiska a vyosené pružině vůči tlumiči. Geometrická analýza ukazuje, že tato koncepce nemůže dovolit vertikální pohyb kola bez jakéhokoliv změny natočení buď odklonu kola, bočního posuvu nebo obou. Kolo má tendenci se vyklánět s vozidlem, což vede k nedotáčivosti. [2]

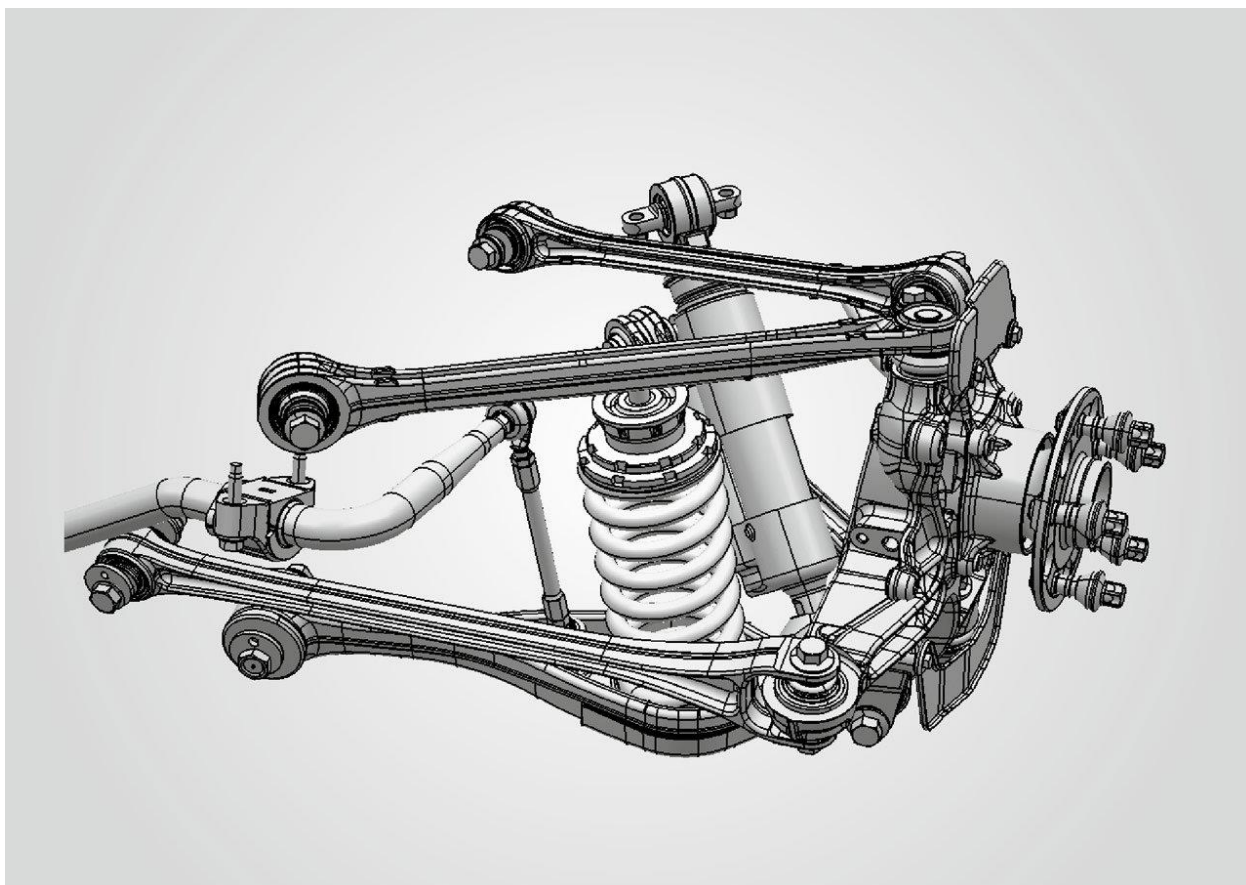


Obr. 4.17 - Zavěšení McPherson [2]

4.2.2.3 Zavěšení Multi-link (Víceprvková náprava)

Kola jsou podélně a příčně ustavena prostřednictvím několika ramen, která mají různou délku. Snažíme se docílit maximální kontroly odklonu a sbíhavosti kol v celé délce pružení kola. Čím více prvků zavěšení obsahuje, tím lépe je možné kontrolovat jeho chování během pružení. O víceprvkovém zavěšení hovoříme, je-li tvořeno minimálně třemi prvky, maximálně však pěti. Pětivrvkové zavěšení pak

umožňuje přesné vedení kola, jež je využíváné ovšem pouze vozy vyšších tříd a vozy sportovními. Víceprvkové zavěšení nám tedy dovoluje dosáhnout lepších jízdních vlastností při zachování dobrého komfortu jízdy, jelikož nám umožňuje zabránit, aby se kolo dostalo do nepříznivé polohy vůči vozovce i při využití většího propružení. Toto zavěšení má ovšem své nevýhody, mezi něž patří hlavně velká prostorová náročnost tohoto typu zavěšení a samozřejmě cena, která vychází z konstrukční náročnosti. Díky velkému počtu ramen a kloubů je zde i předpoklad vyšších servisních nákladů. [2]



Obr. 4.18 - Zavěšení Multi-link [32]

Jak již bylo zmíněno výše, díky velkému počtu prvků tohoto typu zavěšení, je jeho konstrukce, díky prakticky neomezenému počtu variant uspořádání a velikosti prvků, velice náročná a na návrh konstrukce a její následnou kontrolu bývá využito analytického softwaru.

5 SIMULACE JÍZDY VOZIDLA

V této části budu provádět simulaci odlišných jízdních režimů se zaměřením na dosahovanou stabilitu a chování vozidla a to při různých modelech vozidla. Pro ověření budu modely podrobovat jednomu testu. Pro provedení simulací a vyhodnocení chování modelů vozidel jsem zvolil software dSpace, který obsahuje výpočtový model složený z funkčních bloků v prostředí Matlab Simulink doplněný uživatelským prostředím ModelDesk a MotionDesk. Prostředí ModelDesk slouží k nastavení parametrů vozidla, dráhy a jízdního manévru. Odtud se vstupní data načtou do Simulinku, kde proběhne i kompletní výpočet. Pro zobrazení výsledků slouží rozhraní MotionDesk, kde jsou výsledná data zobrazena jako 3D animace pohybu vozidla po dráze. Ve zmíněném softwaru bude probíhat modelace tratě, na které budou modely vozidel testovány, a také tento software bude sloužit pro samotné modelování různých typů vozidel. Jednou z výhod tohoto softwaru je fakt, že máme tu možnost nadefinovat chování řidiče při simulaci. Faktor řidiče tím, jako jeden z hlavních faktorů, který ovlivňuje chování a stabilitu vozidla, odstraníme a můžeme dané výsledky považovat za objektivní.

5.1 Modely vozidel

Rozhodl jsem se modelovat a následně testovat vozidla, která jsou odlišná v typech koncepce a v typech zavěšení vozidel.

5.1.1 Typ koncepce

1. Klasická koncepce – zadní pohon s motorem umístěným vpředu
 - jako představitele této koncepce jsem zvolil Mercedes-Benz 190E, parametry v tab. 5.1.

| model | hmotnost | poloha těžiště od osy předního kola | | momenty setrvačnosti | | |
|--------------------|----------|-------------------------------------|--------|-----------------------|------------------------|------------------------|
| | | x | z | x | y | z |
| MERCEDES-BENZ 190E | 1306 kg | 1,221 m | 0,24 m | 436 kg.m ² | 2087 kg.m ² | 2142 kg.m ² |

Tab. 5.1 – Parametry vozidla Mercedes-Benz 190E [12]

2. Zadní pohon s motorem umístěným vzadu
 - jako představitele této koncepce jsem zvolil VW Beetle, parametry v tab. 5.2.

| model | hmotnost | poloha těžiště od osy předního kola | | momenty setrvačnosti | | |
|-----------|----------|-------------------------------------|---------|-----------------------|------------------------|------------------------|
| | | x | z | x | y | z |
| VW BEETLE | 857 kg | 1,412 m | 0,189 m | 235 kg.m ² | 1196 kg.m ² | 1289 kg.m ² |

Tab. 5.2 – Parametry vozidla VW Beetle [12]

3. Zadní pohon s motorem umístěným uprostřed
 - jako představitele této koncepce jsem zvolil Toyota MR2, parametry v tab. 5.3.

| model | hmotnost | poloha těžiště od osy předního kola | | momenty setrvačnosti | | |
|------------|----------|-------------------------------------|---------|-----------------------|------------------------|------------------------|
| | | x | z | x | y | z |
| Toyota MR2 | 1071 kg | 1,314 m | 0,198 m | 342 kg.m ² | 1280 kg.m ² | 1457 kg.m ² |

Tab. 5.3 – Parametry vozidla Toyota MR2 [12]

4. Přední pohon s motorem umístěným vpředu
 - jako představitele této koncepce jsem zvolil Nissan Maxima, parametry v tab. 5.4.

| model | hmotnost | poloha těžiště od osy předního kola | | momenty setrvačnosti | | |
|---------------|----------|-------------------------------------|---------|-----------------------|------------------------|------------------------|
| | | x | z | x | y | z |
| NISSAN MAXIMA | 1410 kg | 0,884 m | 0,231 m | 514 kg.m ² | 2465 kg.m ² | 2445 kg.m ² |

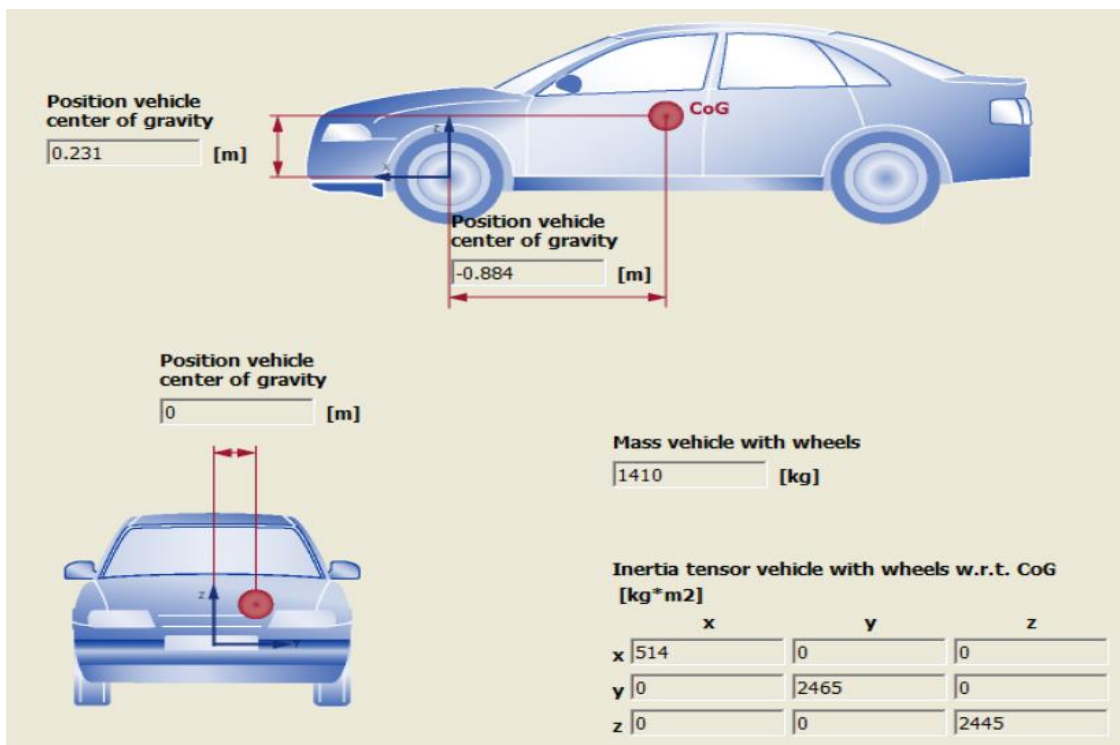
Tab. 5.4 – Parametry vozidla Nissan Maxima [12]

5. Pohon všech čtyř kol s motorem vpředu
 - jako představitele této koncepce jsem zvolil Audi Quattro, parametry v tab. 5.5.

| model | hmotnost | poloha těžiště od osy předního kola | | momenty setrvačnosti | | |
|--------------|----------|-------------------------------------|---------|-----------------------|------------------------|------------------------|
| | | x | z | x | y | z |
| AUDI QUATTRO | 1240 kg | 1,124 m | 0,196 m | 404 kg.m ² | 2328 kg.m ² | 2352 kg.m ² |

Tab. 5.5 – Parametry vozidla Audi Quattro [12]

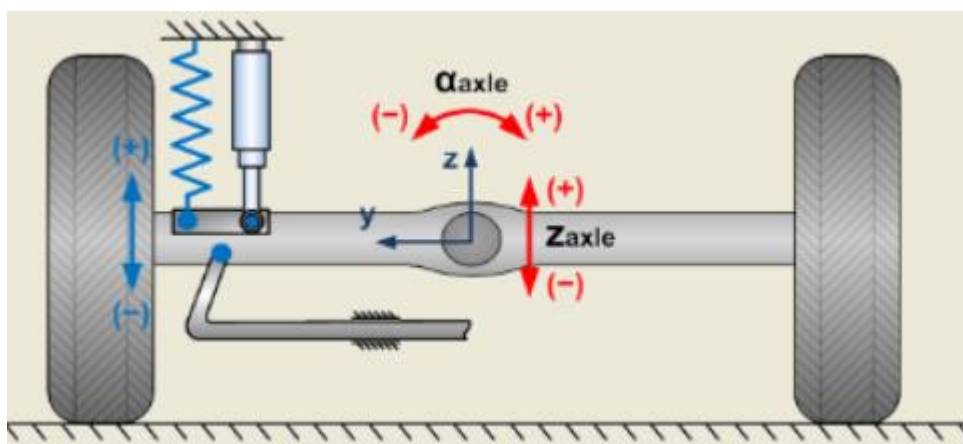
Výše zmíněné koncepce následně definuji v simulačním programu v geometrii modelu, obr. 5



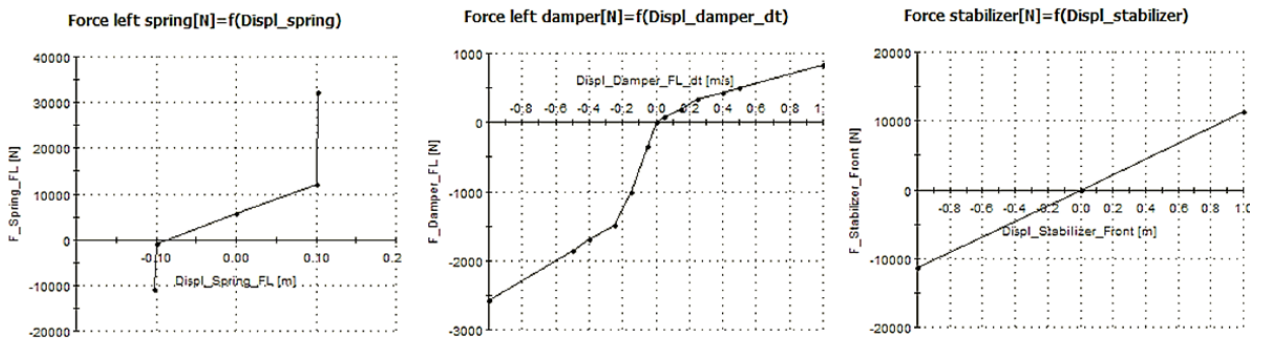
Obr. 5.1 – geometrie modelu - dSpace

5.1.2 Typ zavěšení vozidel

1. Tuhá závislá náprava (obr. 5.2)

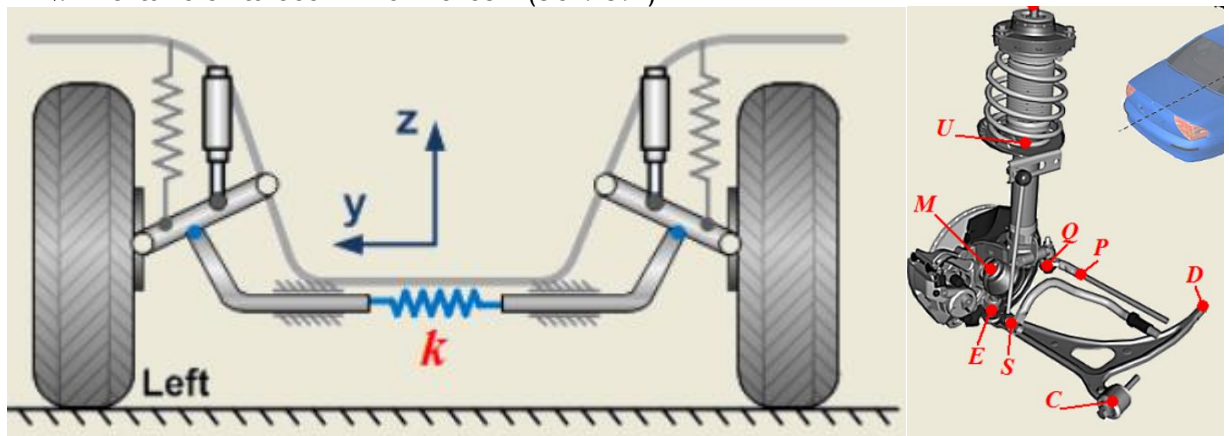


Obr. 5.2 – tuhá závislá náprava – dSpace

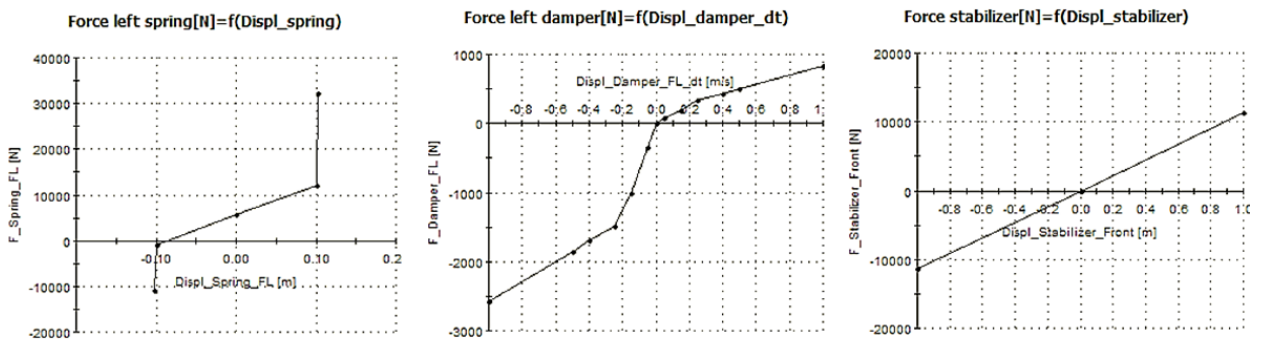


Obr. 5.3 – Charakteristika pružiny, tlumiče a stabilizátoru tuhého závislého zavěšení

2. Nezávislé zavěšení McPherson (obr. 5.4)



Obr. 5.4 – Nezávislé zavěšení McPherson – dSpace



Obr. 5.5 – Charakteristika pružiny, tlumiče a stabilizátoru zavěšení McPherson

Jednotlivé typy zavěšení byly nadefinovány pro přední i zadní nápravu současně. Charakteristiky pružin, tlumičů a stabilizátorů byly nadefinovány stejně u obou typů zavěšení, jak můžete vidět z obrázků 5.3 a 5.5.

Z možností kombinování různého zavěšení s jednotlivými koncepcemi nám v zásadě vyplývá 10 různých modelů vozidel pro testování:

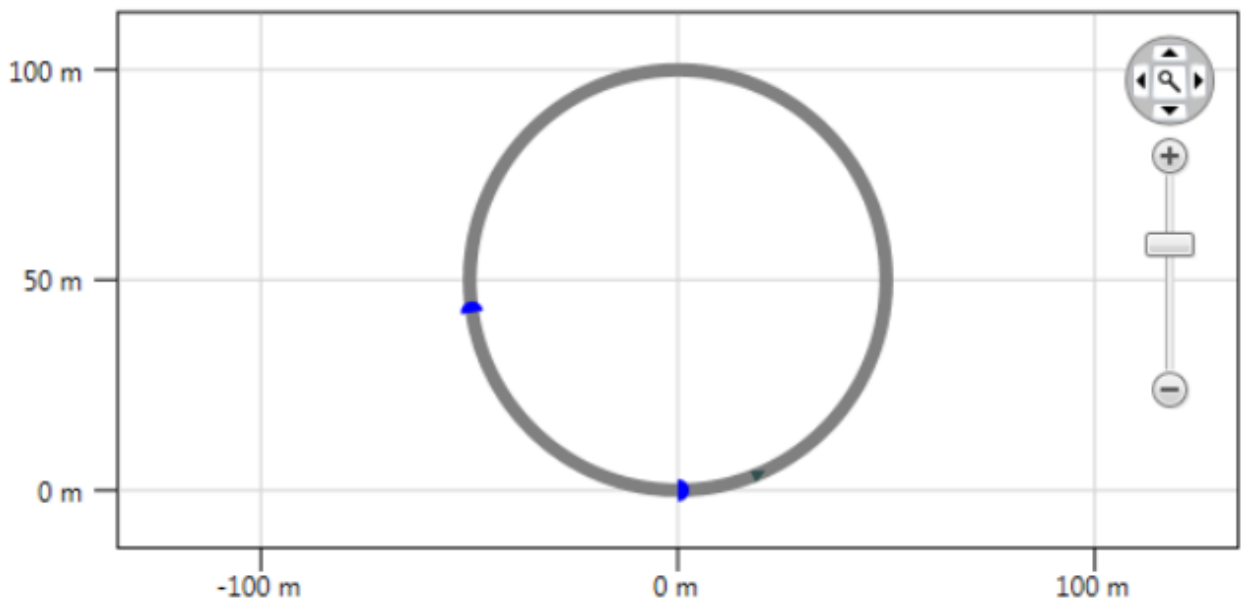
| | | |
|----|---------------------------------------|------------------------------|
| 1 | Klasická koncepce | Nezávislé zavěšení McPherson |
| 2 | | Tuhá závislá náprava |
| 3 | Zadní pohon | Nezávislé zavěšení McPherson |
| 4 | | Tuhá závislá náprava |
| 5 | Zadní pohon s motorem uprostřed | Nezávislé zavěšení McPherson |
| 6 | | Tuhá závislá náprava |
| 7 | Přední pohon | Nezávislé zavěšení McPherson |
| 8 | | Tuhá závislá náprava |
| 9 | Pohon všech čtyř kol s motorem vpředu | Nezávislé zavěšení McPherson |
| 10 | | Tuhá závislá náprava |

Tab. 5.6 – Souhrn definovaných modelů pro simulaci

5.2 Návrh referenčního úseku simulace

Pro vyhodnocení říditelnosti a stability nadefinovaných modelů budu jednotlivé modely podrobovat testovací jízdou na referenčním úseku těchto parametrů:

Levotočivá okružová trať s poloměrem 50m



Obr. 5.6 – Referenční úsek

Nadefinované modely budu dále testovat na třech různých površích a to:

1. Suchý asfalt
 - odpovídá hodnotě součiniteli adheze = 0,9
2. Mokrý asfalt
 - odpovídá hodnotě součiniteli adheze = 0,65
3. Zasněžená vozovka
 - odpovídá hodnotě součiniteli adheze = 0,3

Pro vyhodnocení stability nadefinovaných modelů vozidel jsem zvolil jízdu po kruhové dráze, kde vozidlo bude zrychlovat z 0 km/h zrychlením $2,5 \text{ m/s}^2$ (při nižších hodnotách součinitele adheze se nebude jednat o prokluz), v průběhu zvyšování rychlosti budu vyhodnocovat chování jednotlivých modelů. Návrh referenčního úseku byl volen s ohledem na potřebu testování typu koncepce a zohlednění typu pohonu, zavěšení a zároveň odlišnosti polohy těžiště definovaných modelů, tudíž z mého pohledu je zrychlování po kruhové dráze stálého poloměru správná volba.

5.3 Kritéria hodnocení

1) Maximální dosažená rychlost

Je rychlost, při které došlo ke ztrátě stability nebo rychlost, při které došlo k výraznému vychýlení vozidla z trasy.

2) Maximální hodnota stáčivé rychlosti

Jedná se o hodnotu rychlosti rotace vozidla kolem jeho vlastní svislé osy, čím je tato hodnota větší, tím se vozidlo více odchyluje od směrového vektoru referenčního úseku a stává se nestabilním. Tato hodnota nám dále říká, zdali se vozidlo chová při průjezdu referenčního úseku přetáčivě, nedotáčivě či neutrálně. Kladné hodnoty stáčivé rychlosti odpovídají nedotáčivému chování vozidla a záporné hodnoty chování přetáčivému.

3) Maximální boční zrychlení

Toto zrychlení je míra bočního posouvání testovaného vozidla vzhledem k referenčnímu úseku. Tato hodnota nám stejně jako hodnota stáčivé rychlosti říká, zdali se vozidlo chová při průjezdu referenčního úseku přetáčivě, nedotáčivě či neutrálně. Kladné hodnoty bočního zrychlení odpovídají nedotáčivému chování vozidla a záporné hodnoty chování přetáčivému.

4) Maximální hodnota bočního skluzu na jednotlivých kolech

Hodnota velikosti bočního skluzu, která velkou měrou ovlivňuje ovladatelnost a říditelnost vozidla. Čím je tato hodnota větší (v absolutní hodnotě), tím se dané kolo vozidla více smýká a je méně ovladatelné.

5) Maximální klopení

Hodnota klopení udává míru naklápění vozidla kolem osy x (osa ve směru jízdy vozidla, více v kapitole 1). Parametr pro porovnání typu zavěšení na jednotlivých typech vozidel.

5.4 Vyhodnocení

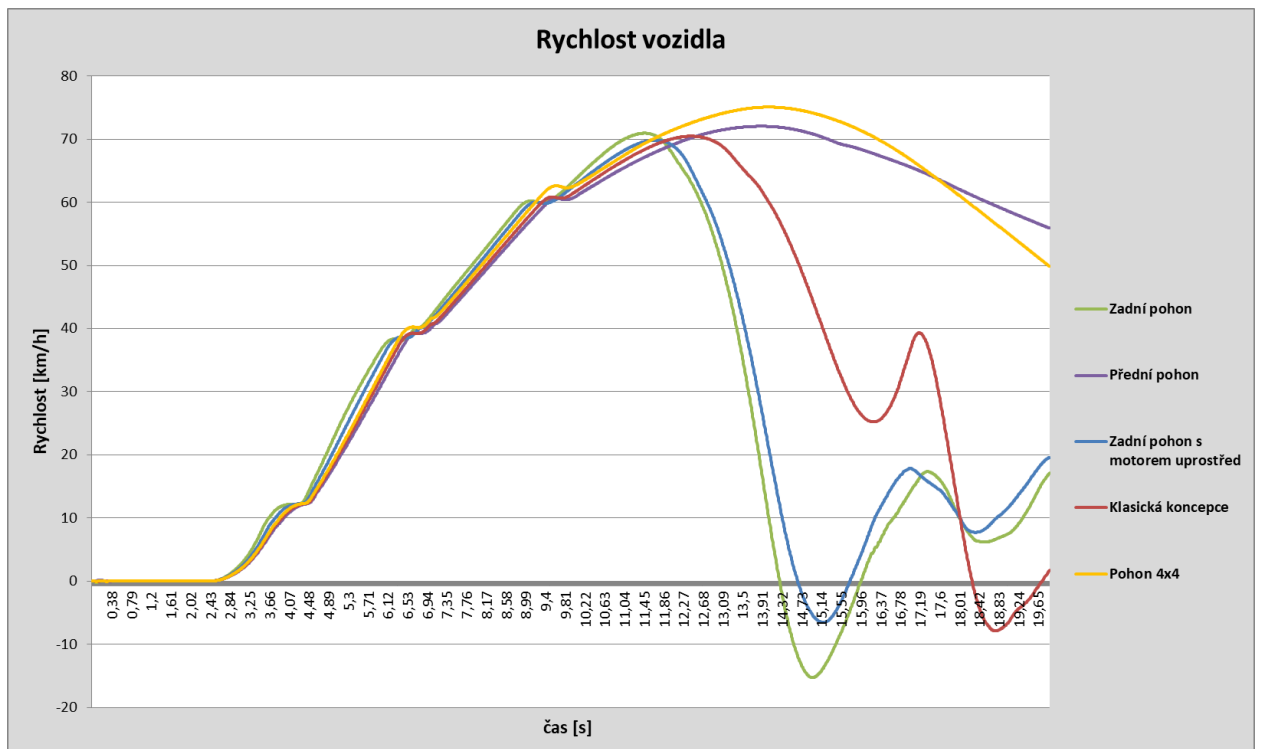
5.4.1 Porovnání pěti modelů koncepcí s nezávislým zavěšením McPherson

5.4.1.1 Suchý asfalt

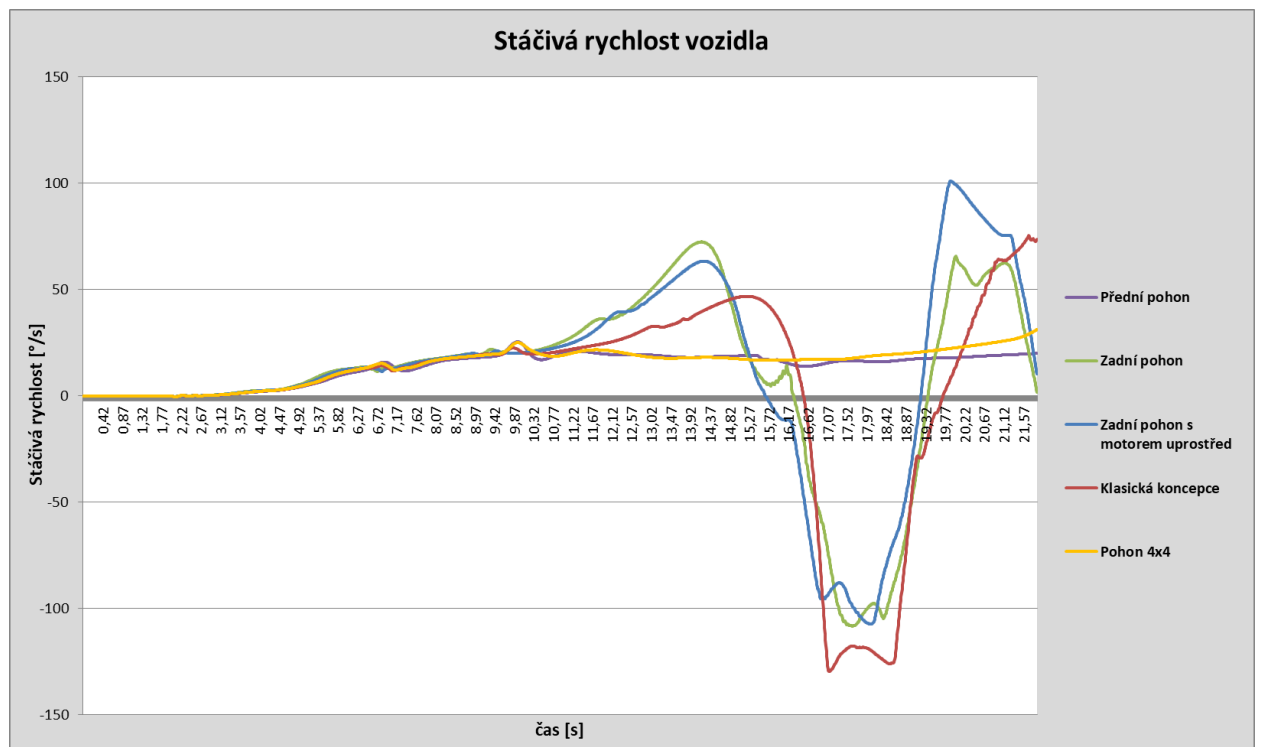
| Model | Rychlost vozidla [km/h] | Stáčivá rychlost [°/s] | Boční zrychlení [m/s ²] | Boční skluz předního vnitřního kola [-] | Boční skluz předního vnějšího kola [-] | Boční skluz zadního vnitřního kola [-] | Boční skluz zadního vnějšího kola [-] |
|---------------------------------|-------------------------|------------------------|-------------------------------------|---|--|--|---------------------------------------|
| Přední pohon | 72,03 | 25,40 | 6,48 | 0,45 | 0,76 | 0,09 | 0,07 |
| Zadní pohon | 70,93 | -108,27 | -5,45 | 4,06 | 1,77 | -0,74 | 58,04 |
| Zadní pohon s motorem uprostřed | 69,83 | -107,37 | -6,24 | 1,89 | 1,17 | 1,40 | 50,93 |
| Klasická koncepce | 70,46 | -129,69 | -7,68 | -3,86 | -22,95 | -28,75 | -9,20 |
| Pohon 4x4 | 75,06 | 25,00 | 6,81 | 0,94 | 0,92 | 0,10 | 0,09 |

Tab. 5.7 – Souhrn maximálních naměřených hodnot pěti modelů s nezávislým zavěšením McPherson při jízdě na suchém asfaltu.

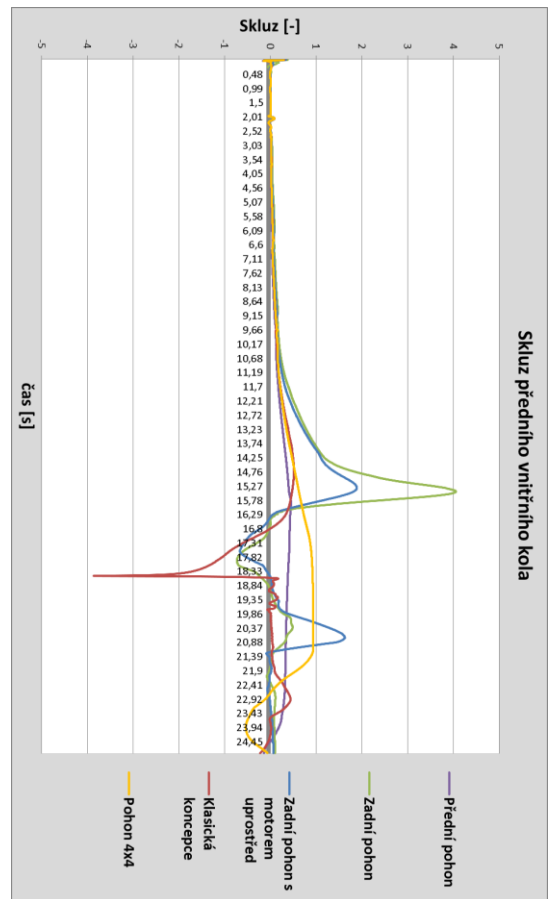
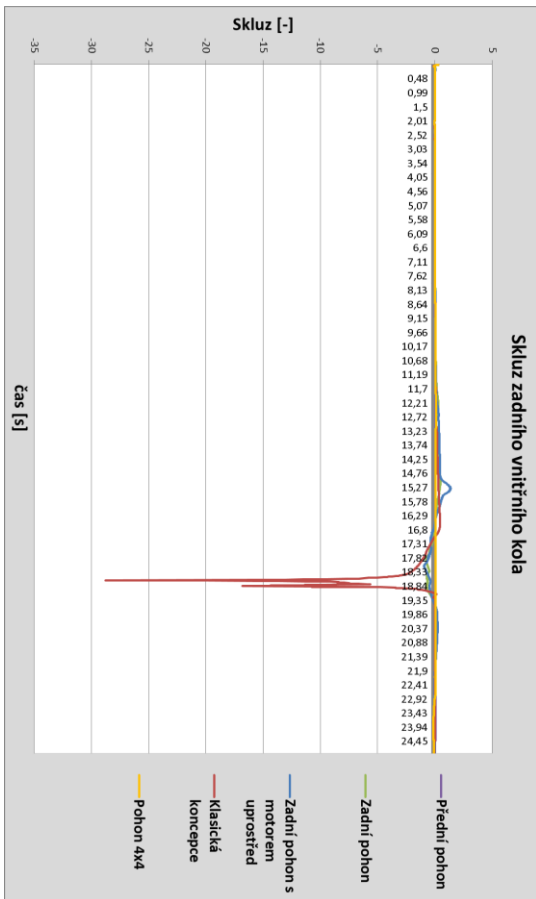
Z výsledků lze vidět, že koncepce pohonu všech čtyř kol a předního pohonu můžeme řadit mezi modely s vyšší mírou stability než je tomu u ostatních testovaných koncepcí se zavěšením McPherson, jelikož obě tyto koncepce vykazují nejvyšší hodnotu dopředné rychlosti, při které se vozidlo dostane na mez stability, při průjezdu referenčním úsekem. Dále můžeme říci, že tyto koncepce vykazovaly nejnižší hodnoty stáčivé rychlosti v podobě nedotáčivého chování vozu, a to s relativně konstantní hodnotou. To samé můžeme říci o velikosti bočního skluzu, který se u těchto koncepcí vyskytoval převážně jen na přední nápravě. Naopak u ostatních tří koncepcí s pohonem na zadní nápravu (zadní pohon, klasická koncepce, zadní pohon s motorem uprostřed) můžeme vidět, že nedosahovali tak vysokých hodnot podélných rychlostí vozidla, při které se vozidlo dostává na mez stability, jako je tomu u výše zmíněných dvou koncepcí, navíc, jak je vidět v grafu 5.1, kde je rychlost vozidla v záporných hodnotách tzn., že došlo k nekontrolovatelnému smyku, který otočil auto kolem jeho svislé osy. Hodnoty stáčivé rychlosti jsou u těchto koncepcí v relativně velkých záporných hodnotách, chování těchto vozů je přetáčivé. Hodnoty bočního skluzu na jednotlivých kolech těchto koncepcí jsou taktéž ve vysokých hodnotách, říditelnost těchto koncepcí při stavu za mezí stability je velice komplikovaná. Jediněčný stav potom můžeme vidět na klasické koncepci, u které dochází vlivem nižšího hmotnostního zatížení zadní hnací nápravy, k vyšším hodnotám bočního skluzu jednotlivých kol než je tomu u ostatních koncepcí.



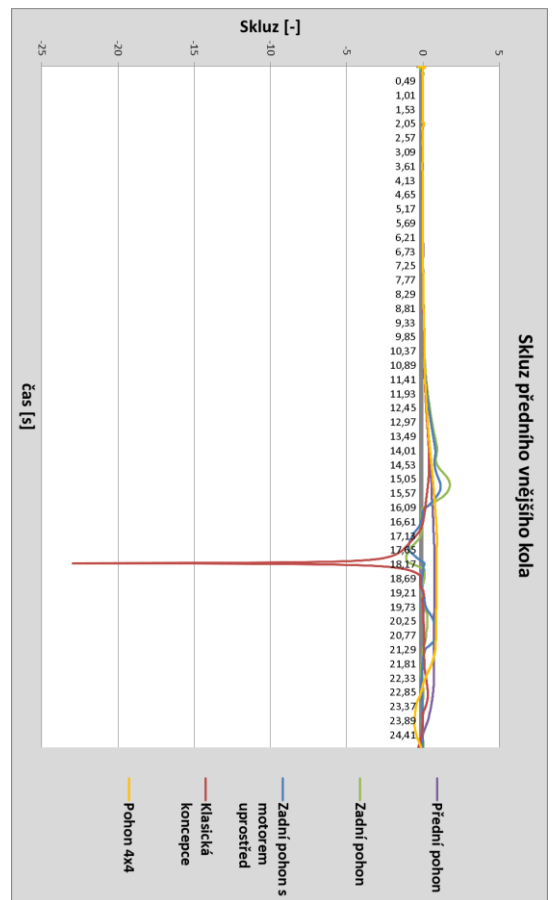
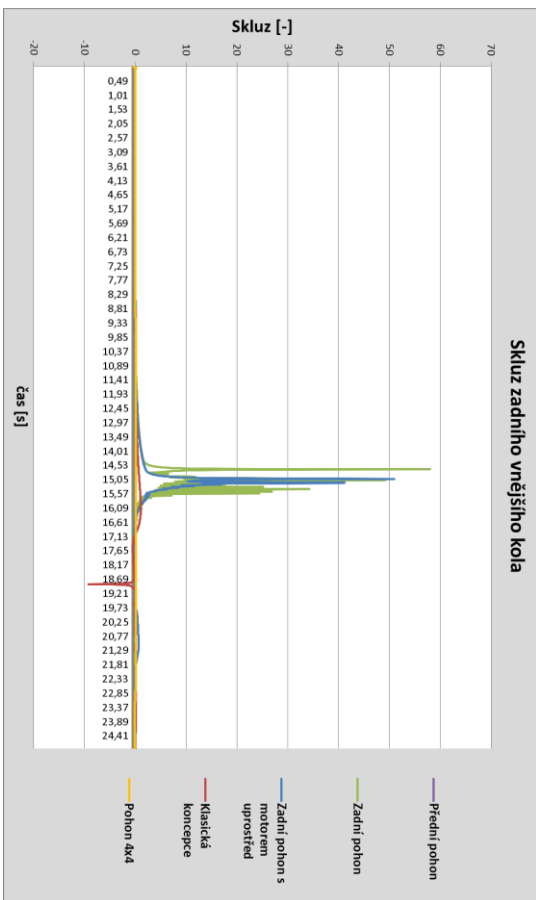
Graf 5.1 – Rychlost modelů vozidel se zavěšením McPherson – suchý asfalt



Graf 5.2 – Stáčivá rychlost modelů vozidel se zavěšením McPherson – suchý asfalt



Grafy 5.3 – Boční skluz vnitřních kol modelů vozidel se zavěšením McPherson – suchý asfalt



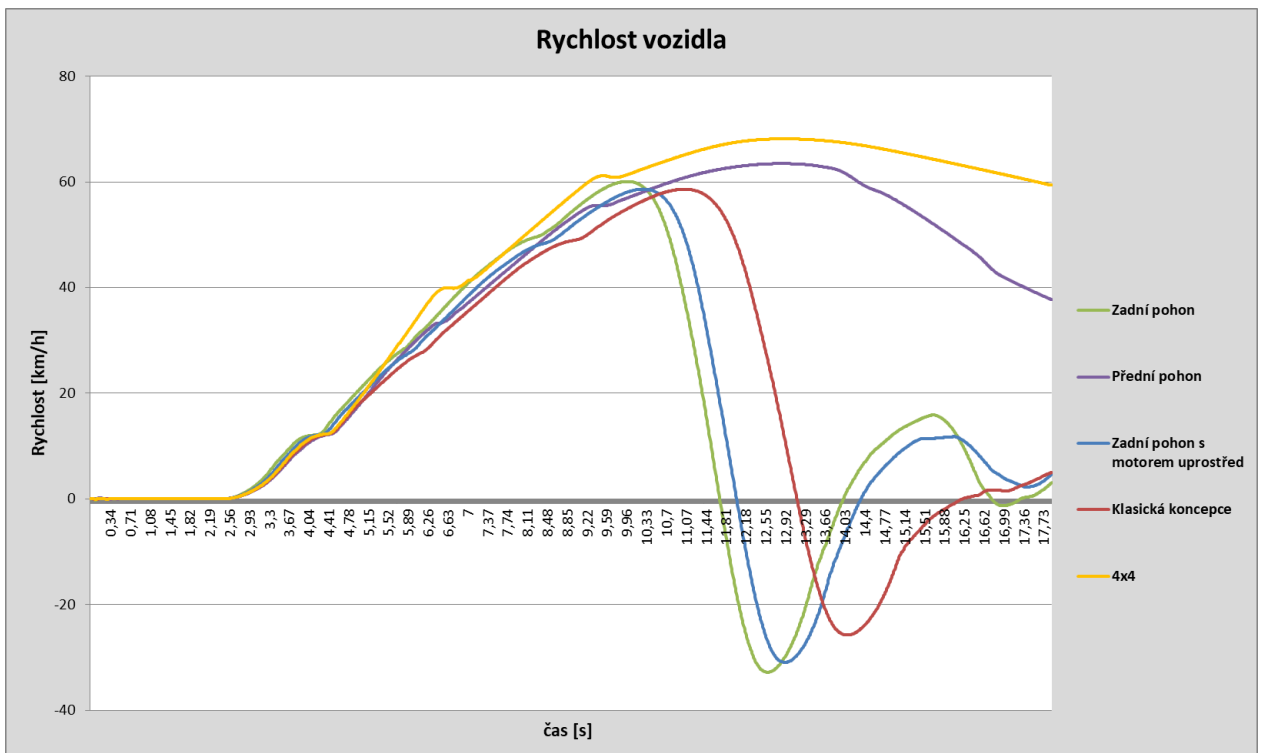
Grafy 5.4 – Boční skluz vnějších kol modelů vozidel se zavěšením McPherson – suchý asfalt

5.4.1.2 Mokrý asfalt

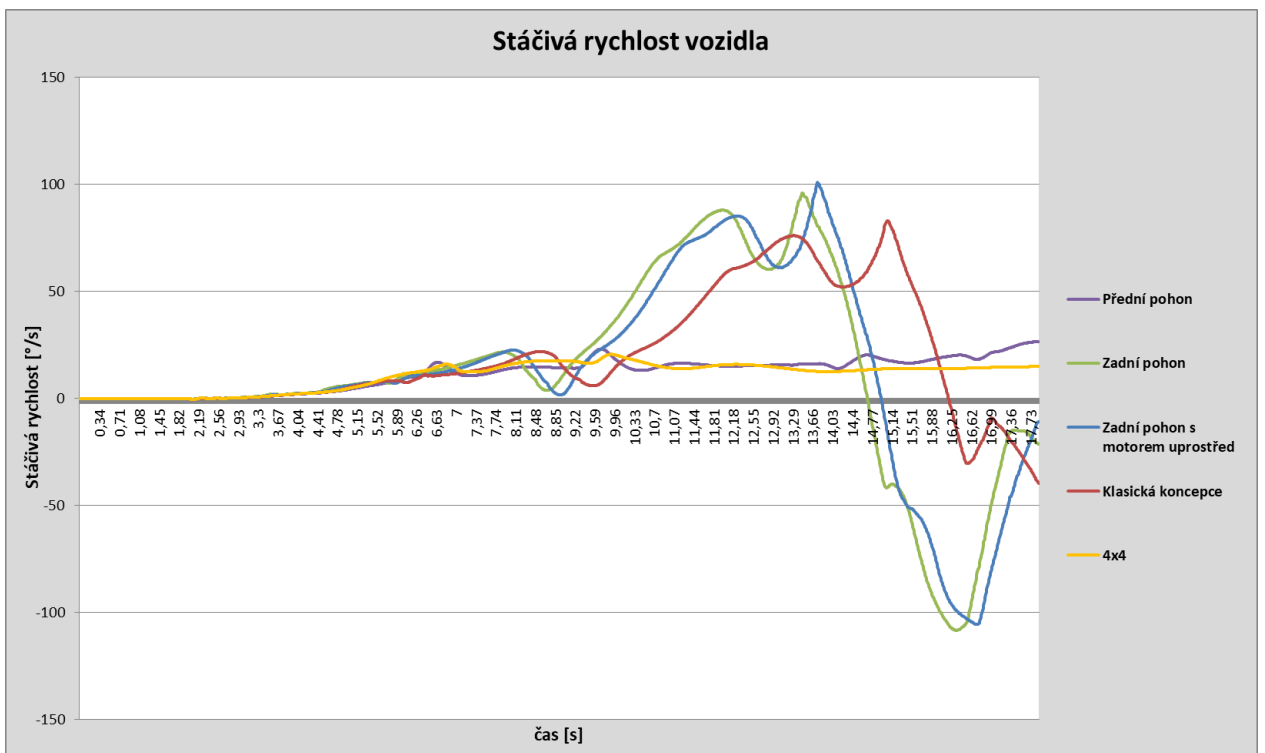
| Model | Rychlost vozidla [km/h] | Stáčivá rychlost [°/s] | Pokles rychlosti oproti suché vozovce [%] | Boční zrychlení [m/s ²] | Boční skluz předního vnitřního kola [-] | Boční skluz předního vnějšího kola [-] | Boční skluz zadního vnitřního kola [-] | Boční skluz zadního vnějšího kola [-] |
|---------------------------------|-------------------------|------------------------|---|-------------------------------------|---|--|--|---------------------------------------|
| Přední pohon | 63,45 | 28,59 | 11,9% | 5,12 | 1,26 | 0,98 | 0,08 | 0,06 |
| Zadní pohon | 60,08 | -108,28 | 15,3% | -4,24 | 53,51 | 51,75 | -6,96 | 22,95 |
| Zadní pohon s motorem uprostřed | 58,63 | -105,67 | 16,0% | -4,57 | 52,75 | 52,85 | -6,40 | 72,12 |
| Klasická koncepce | 58,60 | -102,90 | 16,8% | -3,42 | 58,78 | 42,47 | -1,15 | 30,42 |
| 4x4 | 68,14 | 20,61 | 9,2% | 5,17 | 0,84 | 0,86 | 0,09 | 0,08 |

Tab. 5.8 – Souhrn maximálních naměřených hodnot pěti modelů s nezávislým zavěšením McPherson při jízdě na mokrém asfaltu.

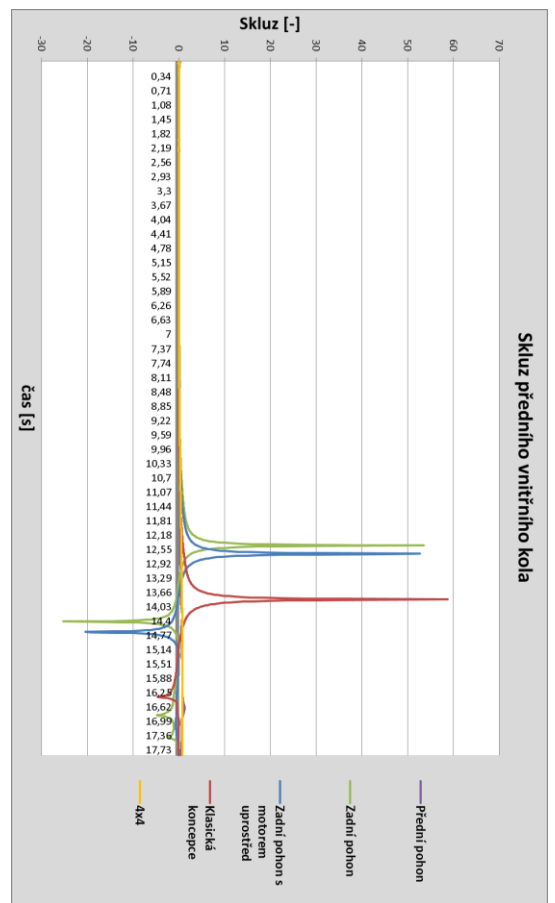
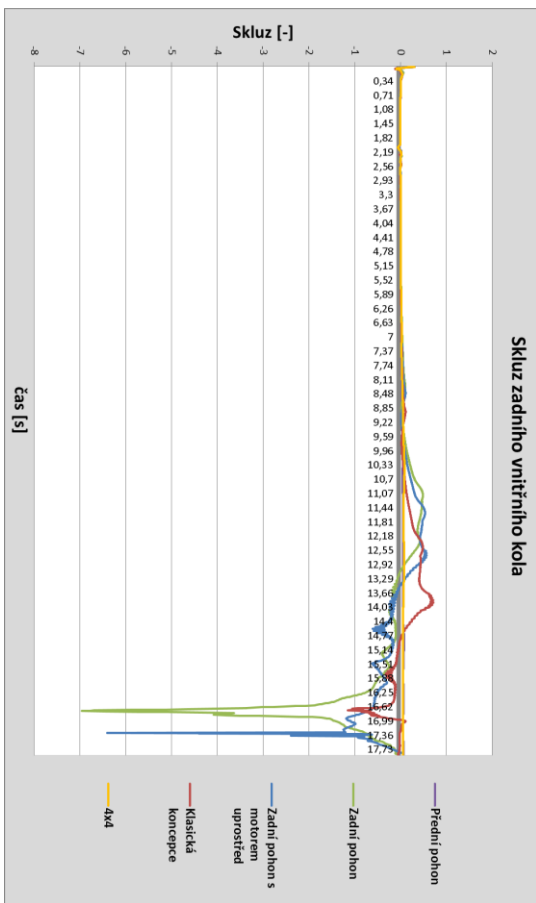
Z výsledků simulace modelů se zavěšením McPherson na mokré vozovce, kde jediným parametrem, který se změnil je součinitel adheze, který zde reprezentuje stav mokrého asfaltu, můžeme vidět, že vozidla se chovají ve stejném trendu jako při jízdě na suchém asfaltu. V tab. 5.8 můžeme vidět, že došlo ke snížení maximální dosažené rychlosti, kde se vozidlo dostává na mez stability, u koncepcí předního pohonu a pohonu 4x4 tomu bylo o 9,2% respektive o 11,9%, ale u koncepcí se zadním pohonem došlo k větší redukci, a to konkrétně o pokles v rozmezí 15-17% tzn., že snížený součinitel adheze jen umocňuje přetáčivé chování koncepcí se zadním pohonem, a jak můžeme vidět na grafu 5.5, tak u těchto koncepcí došlo opět k nekontrolovanému smyku, kdy se vozidlo otočilo kolem svislé osy. Hodnoty stáčivé rychlosti jsou v podobném trendu jako u výsledků na suchém asfaltu, tedy u předního pohonu a pohonu 4x4 je hodnota stáčivé rychlosti v relativně konstantním trendu nedotáčivého chování na rozdíl od koncepcí se zadním pohonem, kde jsou vysoké záporné hodnoty přetáčivého chování. Na rozdíl od simulace na suché vozovce můžeme říci, že došlo ke zvětšení hodnot prokluzů jednotlivých kol u koncepcí se zadním pohonem, jak je vidět v tab. 5.8 a grafech 5.7 a 5.8.



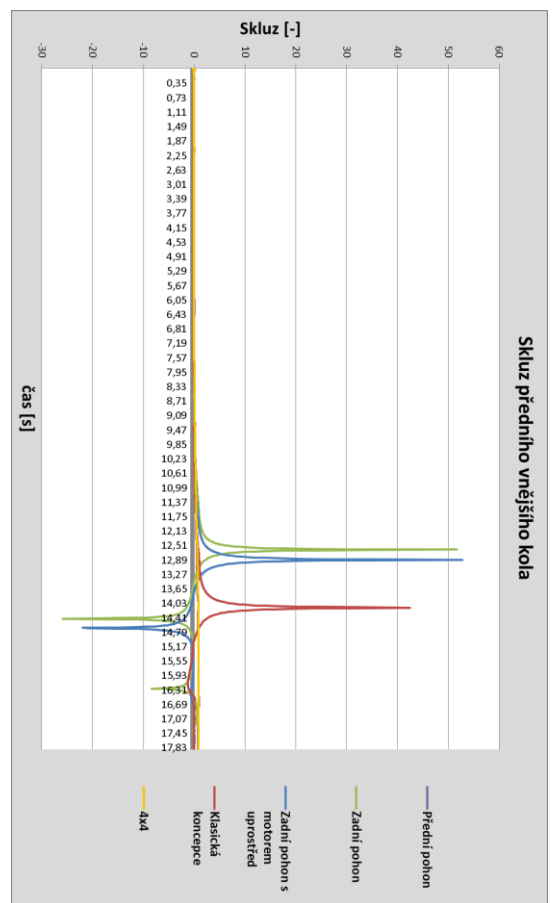
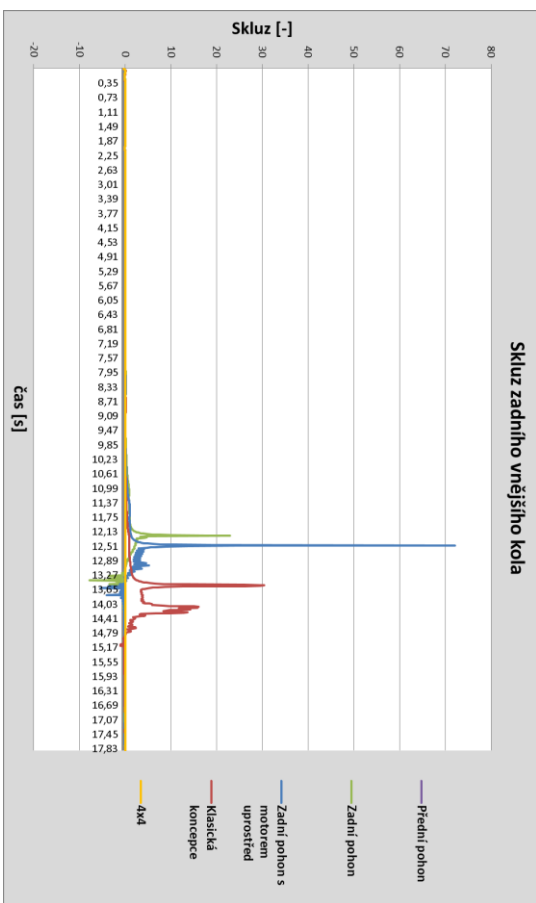
Graf 5.5 – Rychlost modelů vozidel se zavěšením McPherson – mokrý asfalt



Graf 5.6 – Stáčívá rychlost modelů vozidel se zavěšením McPherson – mokrý asfalt



Grafy 5.7 – Boční skluz vnitřních kol modelů vozidel se zavěšením McPherson – mokrý asfalt



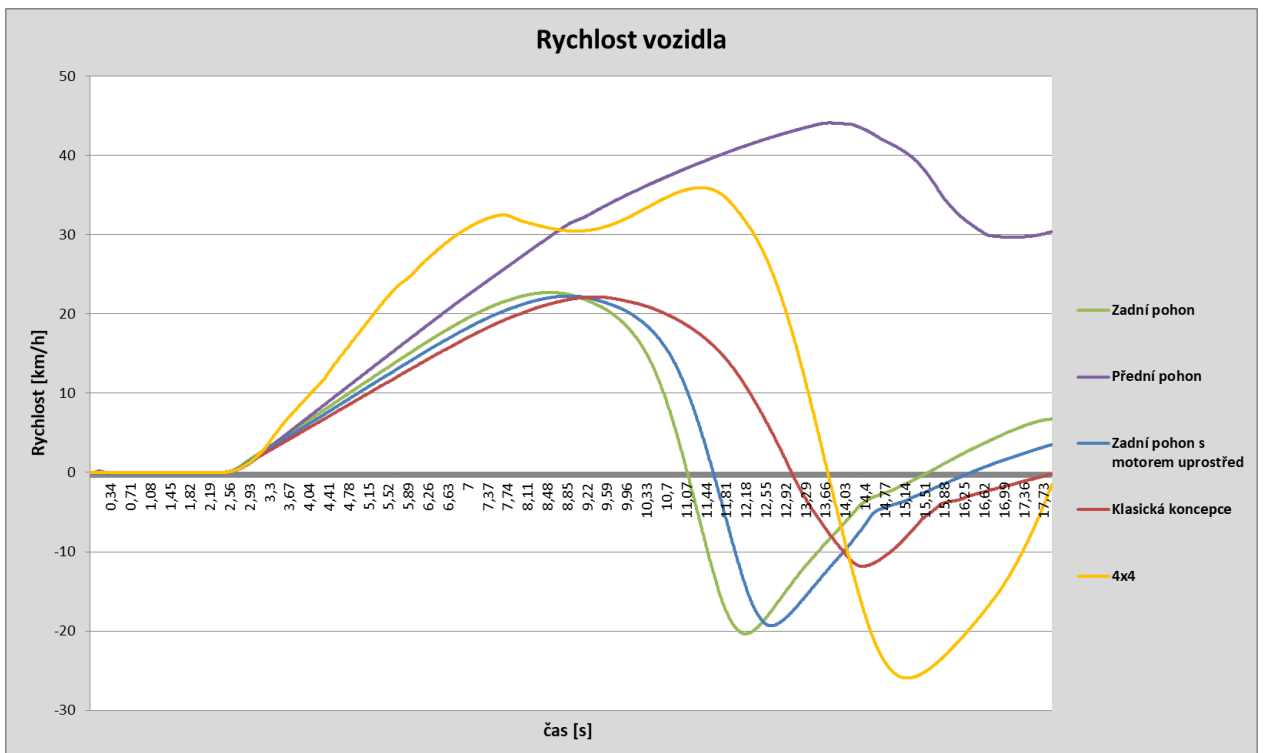
Grafy 5.8 – Boční skluz vnějších kol modelů vozidel se zavěšením McPherson – mokrý asfalt

5.4.1.3 Zasněžená vozovka

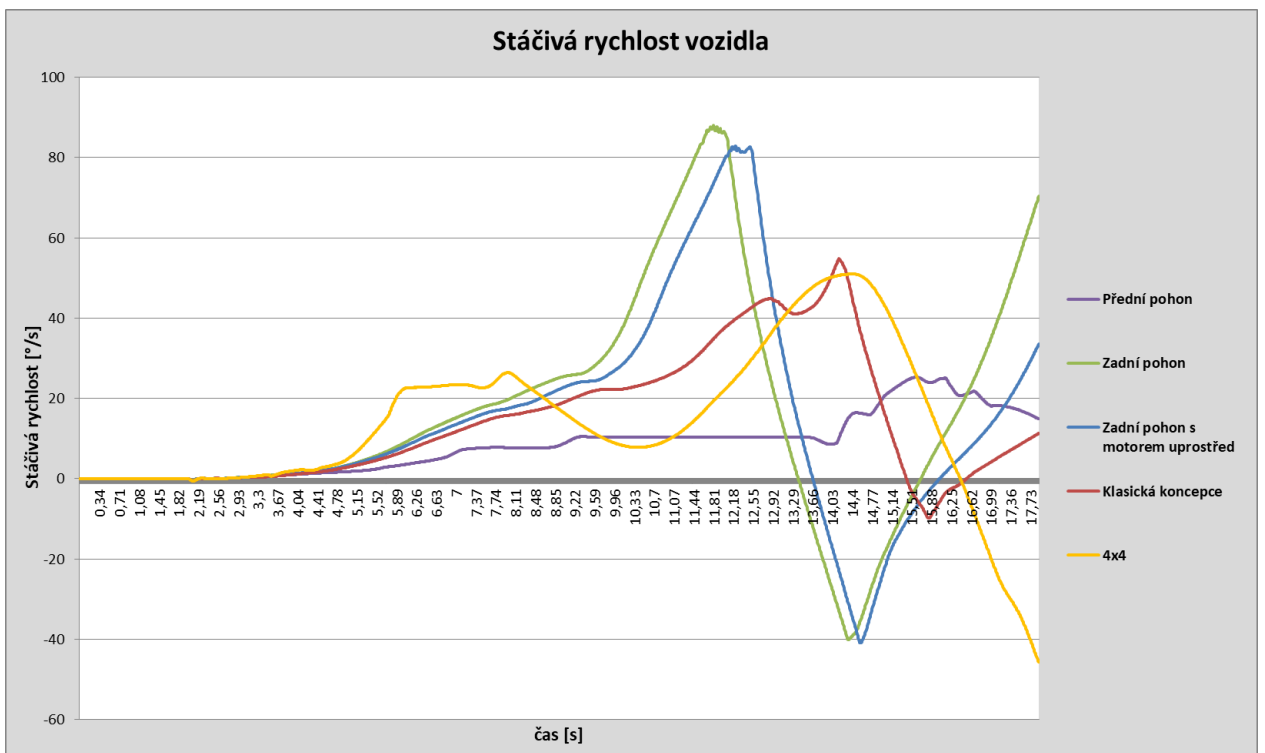
| Model | Rychlost vozidla [km/h] | Stáčivá rychlost [°/s] | Pokles rychlosti oproti suché vozovce [%] | Boční zrychlení [m/s ²] | Boční skluz předního vnitřního kola [-] | Boční skluz předního vnějšího kola [-] | Boční skluz zadního vnitřního kola [-] | Boční skluz zadního vnějšího kola [-] |
|---------------------------------|-------------------------|------------------------|---|-------------------------------------|---|--|--|---------------------------------------|
| Přední pohon | 44,10 | 25,29 | 38,8% | 4,62 | 1,27 | 0,92 | 0,07 | 0,05 |
| Zadní pohon | 22,71 | 89,54 | 68,0% | 2,86 | 25,97 | 23,31 | 0,32 | 25,32 |
| Zadní pohon s motorem uprostřed | 22,26 | 82,83 | 68,1% | 2,53 | 32,56 | 26,68 | 0,39 | 14,53 |
| Klasická koncepce | 22,14 | 54,81 | 68,6% | 2,51 | 29,07 | 27,64 | 1,06 | 45,52 |
| 4x4 | 36,80 | 50,97 | 51,0% | 2,08 | 7,01 | 52,59 | 0,46 | 47,68 |

Tab. 5.9 – Souhrn maximálních naměřených hodnot pěti modelů s nezávislým zavěšením McPherson při jízdě na zasněžené vozovce.

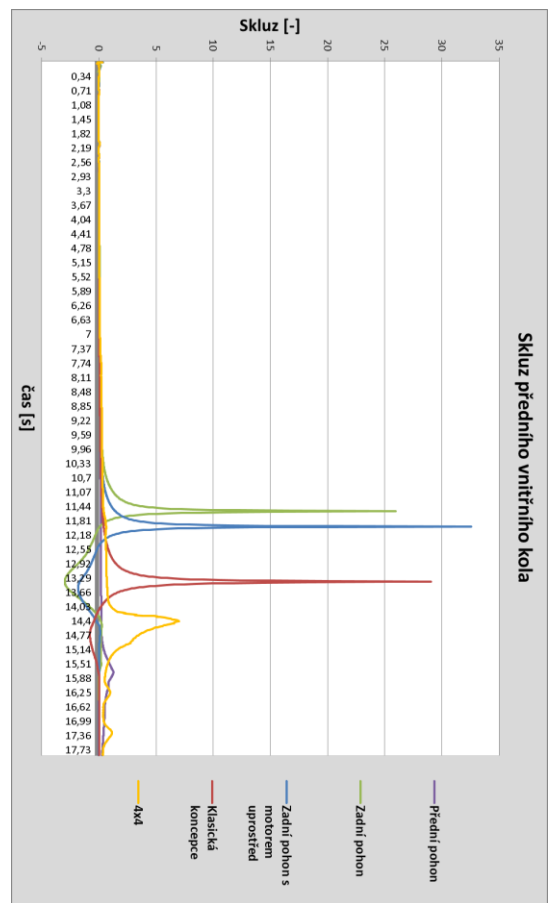
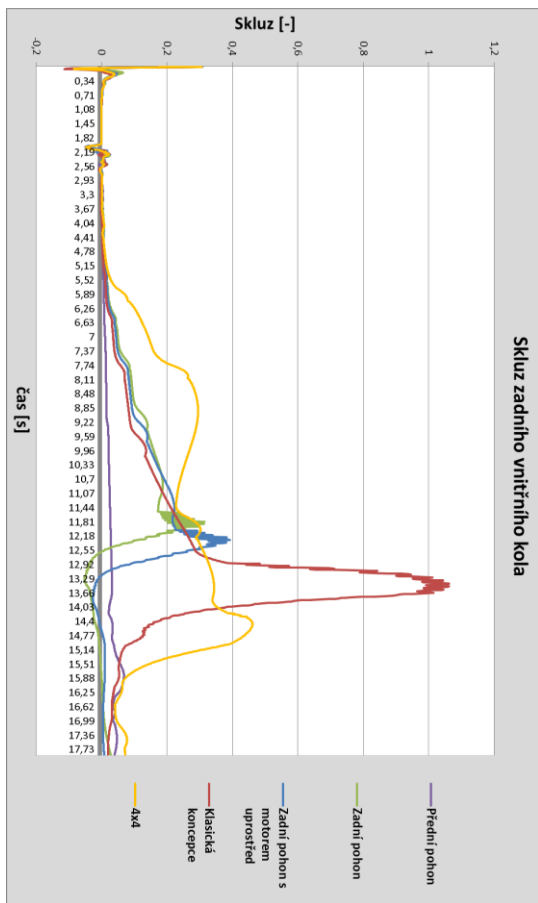
Z výsledků simulace modelů se zavěšením McPherson na zasněžené vozovce, kde jediným parametrem, který se změnil je součinitel adheze, který zde reprezentuje stav zasněžené vozovky. V tab. 5.9 můžeme vidět, že došlo ke značnému snížení maximální dosažené rychlosti, kde se vozidlo dostává na mez stability, u koncepcí předního pohonu a pohonu 4x4 tomu bylo o 38,8% respektive o 51%, dále ale u koncepcí se zadním pohonem došlo k ještě větší redukci rychlosti, a to až 69%. U všech tří koncepcí se zadním pohonem a pohonem 4x4 nastal nekontrolovatelný smyk, kdy se vozidlo otočilo kolem svislé osy, jak můžeme vidět na grafu 5.9. Kde koncepce 4x4 vlivem neustálého zrychlování v zatáčce působila otočným momentem od částečného pohonu zadních kol na svislou osu vozidla a ve spojení s nízkým součinitelem adheze došlo k přetáčivému chování, nekontrolovanému smyku, a tím také ke zvýšení hodnoty stáčivé rychlosti. Koncepce s předním náhonem se chovala v této simulaci v podobném trendu, jako tomu bylo u předchozích dvou hodnot součinitele adheze. Hodnoty stáčivé rychlosti jsou u přední koncepce podobné, jako tomu bylo na vozovkách s vyšším součinitelem adheze, u koncepcí se zadním pohonem došlo ke snížení záporné stáčivé rychlosti až do té míry, že kladná hodnota (nedotáčivost) má větší velikost, a to v důsledku částečné ztráty adheze na všech kolech vozidla, a tím nemožnosti přenesení tak velkého stáčivého momentu od hnací nápravy, jako tomu bylo na vozovkách s vyšším součinitelem adheze. Na rozdíl od simulace na suché vozovce a popř. mokré vozovce můžeme říci, že došlo ke zvětšení hodnot prokluzů jednotlivých kol u koncepcí s pohonem 4x4, jak je vidět v tab. 5.9 a grafech 5.11 a 5.12.



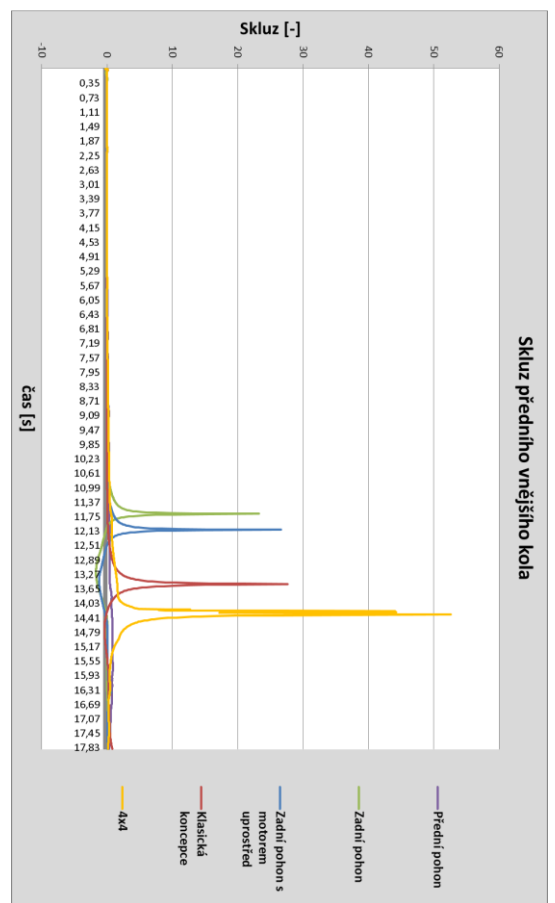
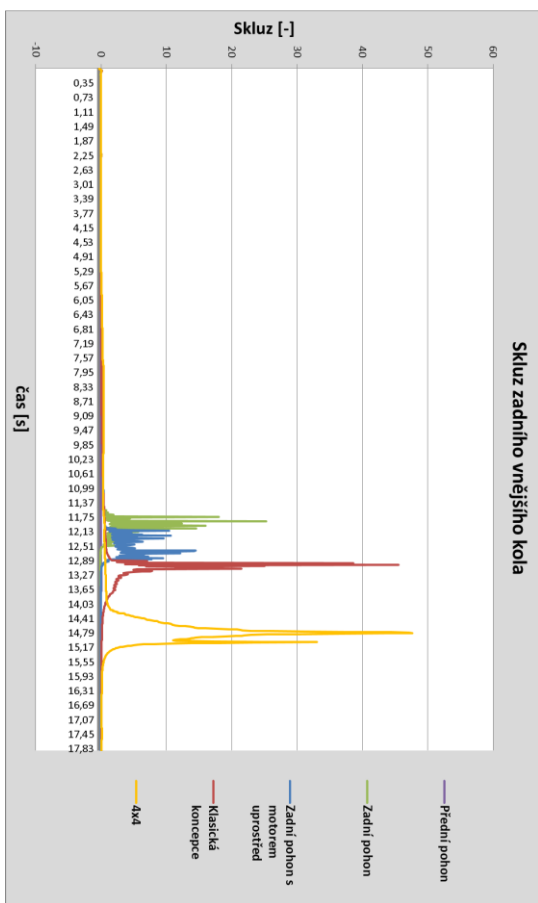
Graf 5.9 – Rychlost modelů vozidel se zavěšením McPherson – sníh



Graf 5.10 – Stáčivá rychlost modelů vozidel se zavěšením McPherson – sníh



Grafy 5.11 – Boční skluz vnitřních kol modelů vozidel se zavěšením McPherson – sníž



Grafy 5.12 – Boční skluz vnějších kol modelů vozidel se zavěšením McPherson – sníž

Celkově, u modelů se zavěšením McPherson v simulacích na třech různých površích při neustálém zrychlování na hodnotu, kdy vozidlo není schopno dále následovat trajektorii referenčního úseku nebo dojde k nekontrolovatelnému smyku, hodnotím model s koncepcí předního pohonu jako model s nejvyšší mírou stability v rozsahu všech tří hodnot součinitele adheze, koncepce s pohonem všech čtyř kol se na zasněženém povrchu chovala nestabilně s velkou mírou stáčivého momentu kolem svislé osy a způsobila přetáčivost. U koncepcí se zadním pohonem docházelo k nestabilitě vozidla v rozsahu všech hodnot součinitele adheze, kde se se snižujícím se součinitelem vyskytovala nestabilita při stále nižších rychlostech.

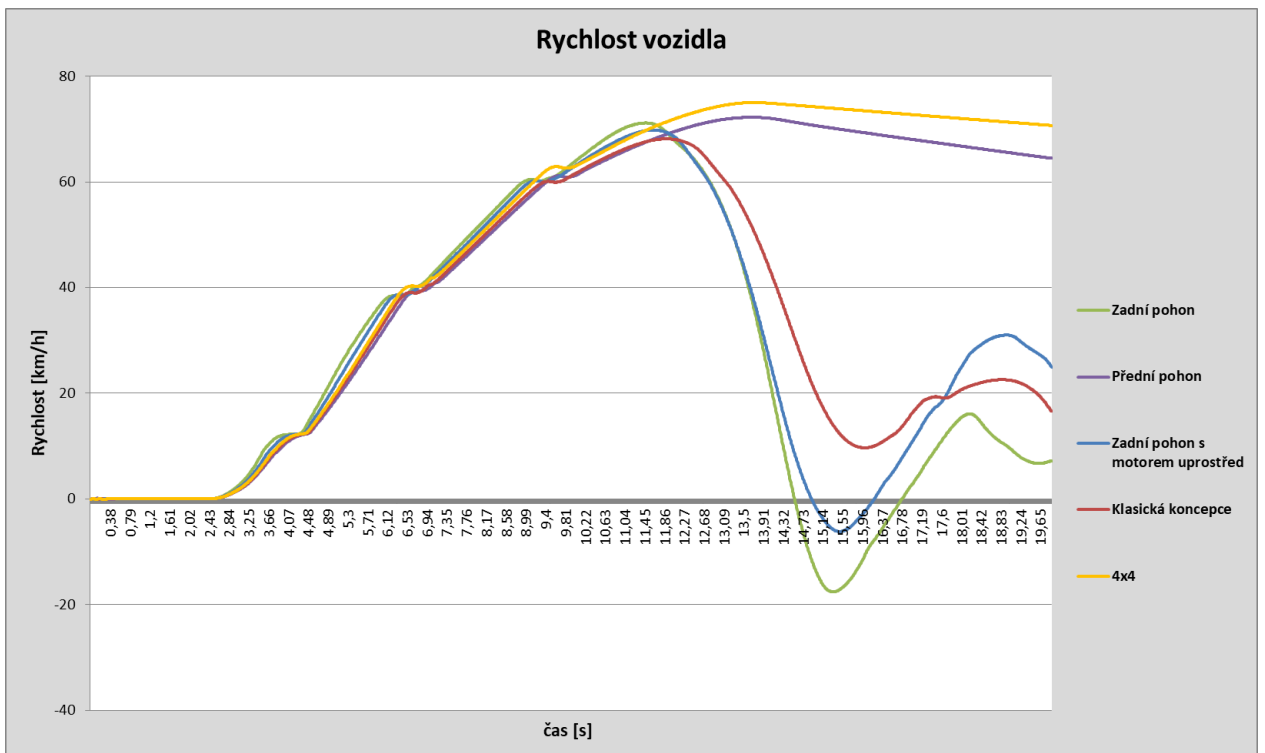
5.4.2 Porovnání pěti modelů koncepcí s tuhým závislým zavěšením

5.4.2.1 Suchý asfalt

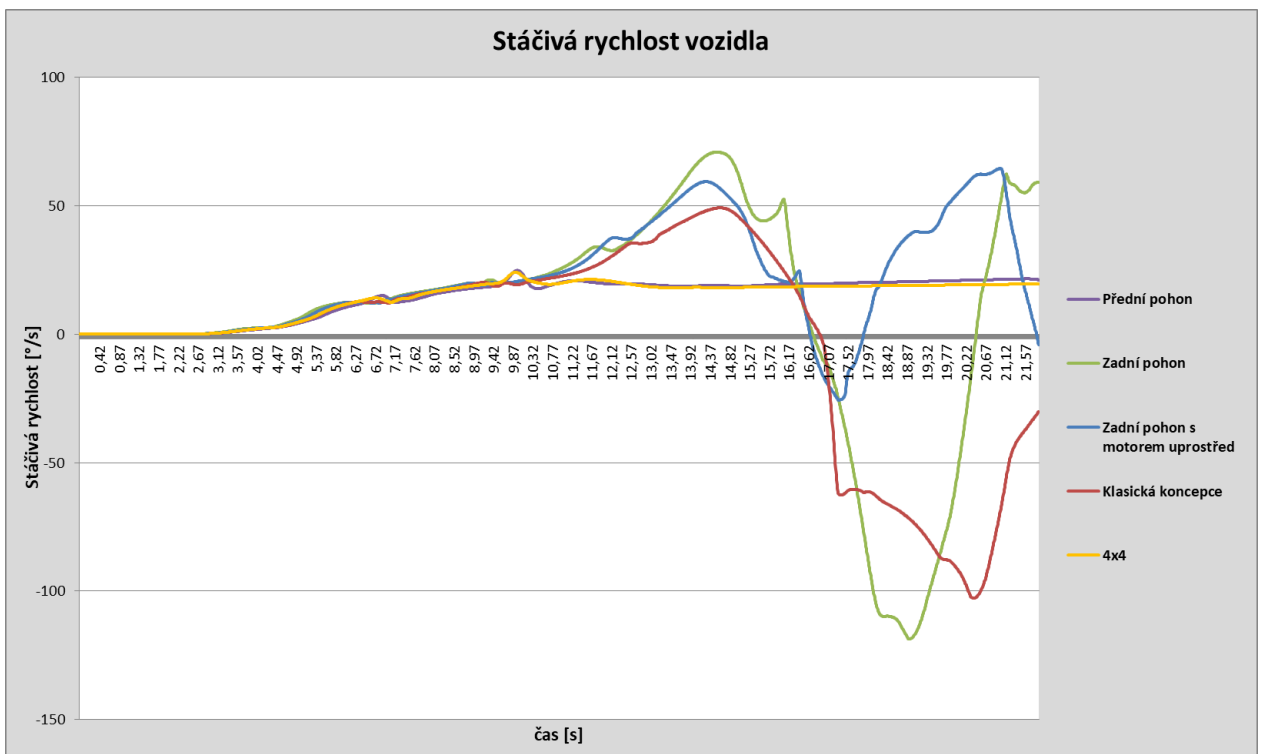
| Model | Rychlost vozidla [km/h] | Stáčivá rychlost [°/s] | Boční zrychlení [m/s ²] | Boční skluz předního vnitřního kola [-] | Boční skluz předního vnějšího kola [-] | Boční skluz zadního vnitřního kola [-] | Boční skluz zadního vnějšího kola [-] |
|---------------------------------|-------------------------|------------------------|-------------------------------------|---|--|--|---------------------------------------|
| Přední pohon | 72,21 | 24,81 | 6,57 | 0,41 | 0,46 | 0,07 | 0,07 |
| Zadní pohon | 71,15 | -118,78 | -6,49 | 39,27 | 42,99 | -0,69 | 41,19 |
| Zadní pohon s motorem uprostřed | 69,81 | 59,37 | 7,29 | 6,06 | 2,15 | 0,95 | 54,84 |
| Klasická koncepce | 68,13 | -88,66 | -6,55 | 1,03 | 0,63 | 1,03 | 1,64 |
| 4x4 | 75,02 | 24,14 | 6,83 | 0,54 | 0,50 | 0,08 | 0,09 |

Tab. 5.10 – Souhrn maximálních naměřených hodnot pěti modelů s tuhou závislou nápravou při jízdě na suchém asfaltu.

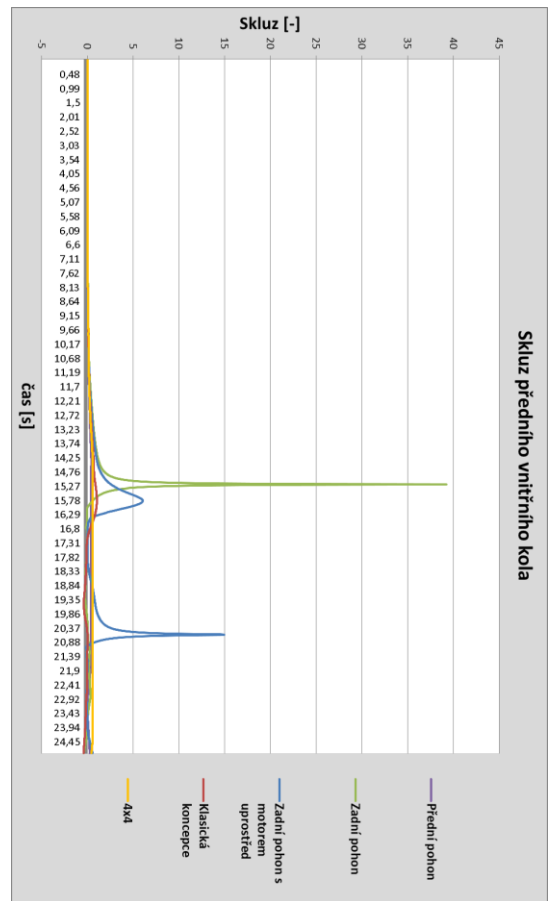
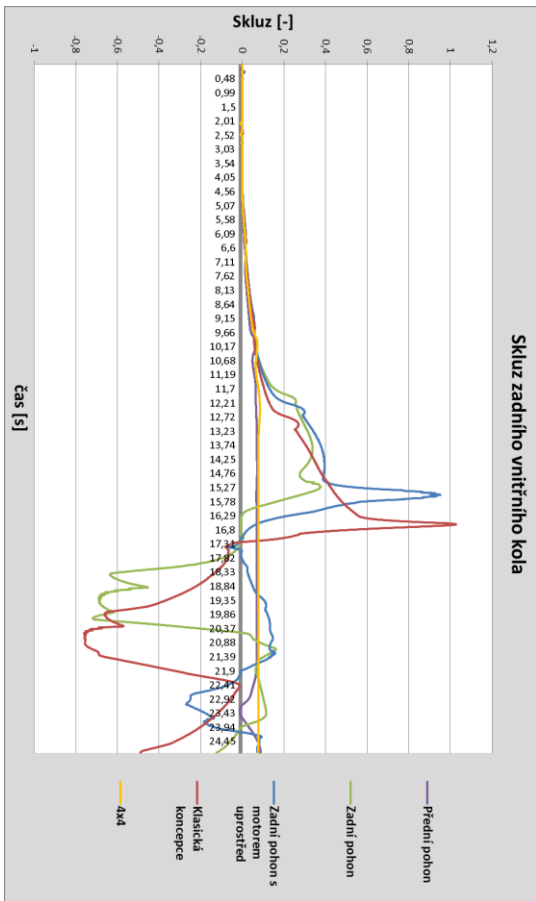
Z výsledků simulace modelů s tuhým závislým zavěšením při jízdě po suchém asfaltu můžeme vidět, že koncepce pohonu všech čtyř kol a předního pohonu, stejně jako u modelů se zavěšením McPherson, lze řadit mezi modely s vyšší mírou stability než je tomu u ostatních testovaných koncepcí s tuhým zavěšením, jelikož obě tyto koncepce vykazují nejvyšší hodnotu dopředné rychlosti, při které se vozidlo dostane na mez stability, při průjezdu referenčním úsekem. Dále můžeme říci, že tyto koncepce vykazovaly nejnižší hodnoty stáčivé rychlosti v podobě nedotáčivého chování vozu, a to s relativně konstantní hodnotou. Naopak u ostatních tří koncepcí s pohonem na zadní nápravu (zadní pohon, klasická koncepce, zadní pohon s motorem uprostřed) můžeme vidět, že nedosahovali tak vysokých hodnot podélných rychlostí vozidla, při které se vozidlo dostává na mez stability, jako je tomu u výše zmíněných dvou koncepcí, navíc, jak je vidět v grafu 5.13, kde je rychlost vozidel se zadním pohonem a zadním pohonem s motorem uprostřed v záporných hodnotách tzn., že došlo k nekontrolovatelnému smyku, který otočil auto kolem jeho svislé osy. Řiditelnost těchto koncepcí při stavu za mezí stability je velice komplikovaná. Hodnoty stáčivé rychlosti jsou u koncepce zadního pohonu a klasické koncepce v relativně velkých záporných hodnotách, chování těchto vozů je silně přetáčivé. U koncepce zadního pohonu s motorem uprostřed je chování vozidla během simulace zpočátku nedotáčivé a následně lehce přetáčivé, jak můžeme vidět v grafu 5.14. Hodnoty vyššího bočního skluzu na jednotlivých kolech vykazují koncepce se zadním pohonem a zadním pohonem s motorem uprostřed.



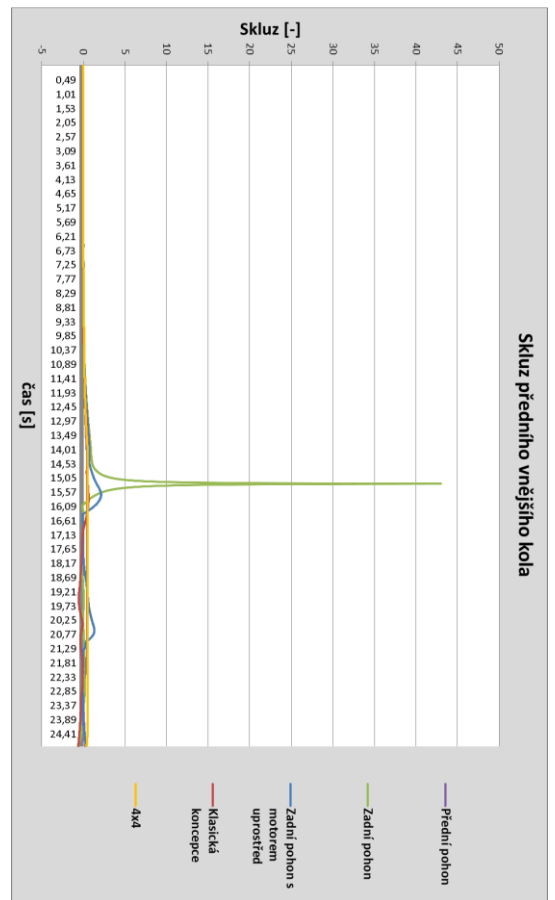
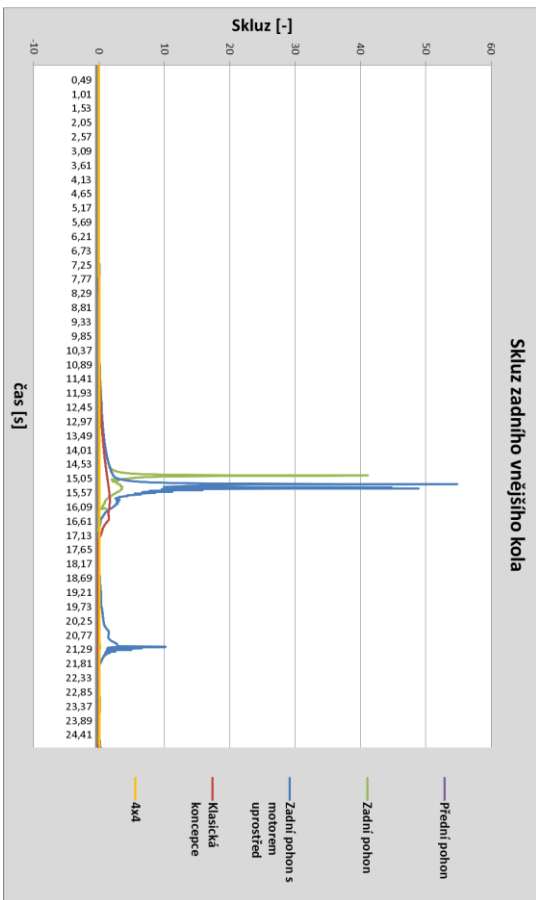
Graf 5.13 – Rychlost modelů vozidel s tuhou nápravou – Suchý asfalt



Graf 5.14 – Stáčivá rychlost modelů vozidel s tuhou nápravou – Suchý asfalt



Grafy 5.15 – Boční skluz vnitřních kol modelů vozidel s tuhou nápravou – Suchý asfalt



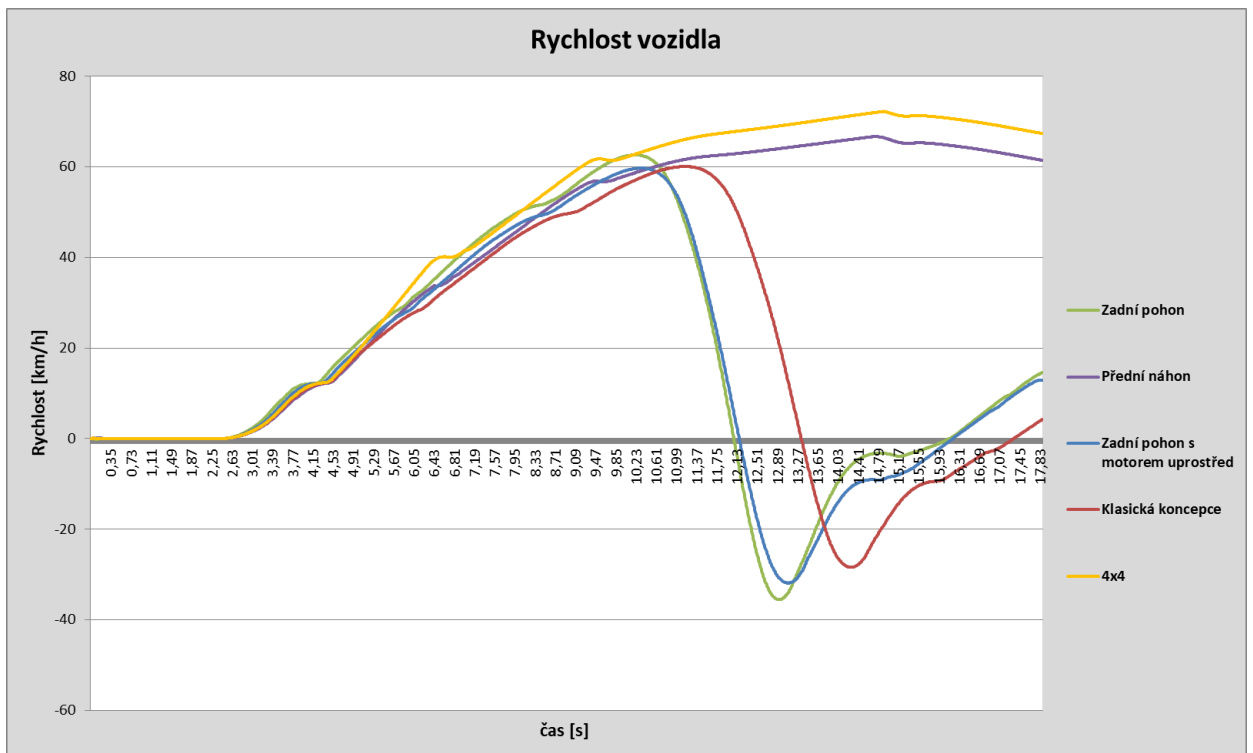
Grafy 5.16 – Boční skluz vnějších kol modelů vozidel s tuhou nápravou – Suchý asfalt

5.4.2.2 Mokrý asfalt

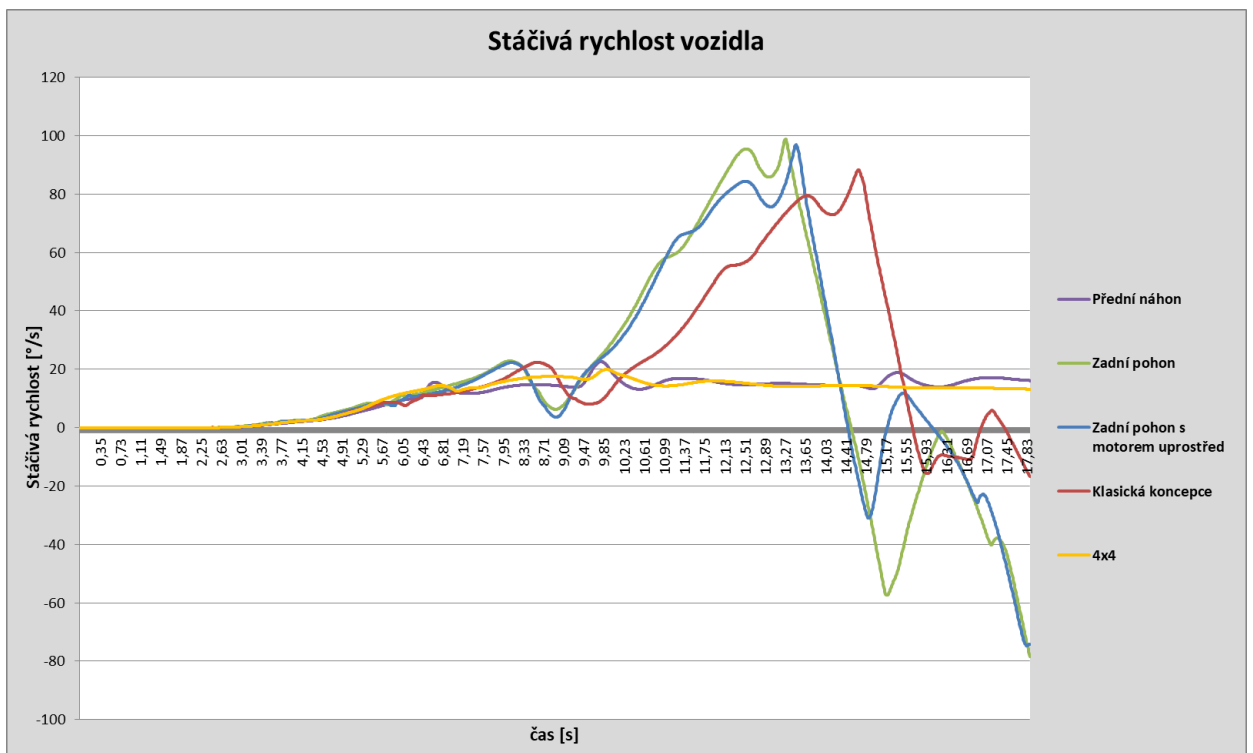
| Model | Rychlost vozidla [km/h] | Stáčivá rychlost [°/s] | Pokles rychlosti oproti suché vozovce [%] | Boční zrychlení [m/s ²] | Boční skluz předního vnitřního kola [-] | Boční skluz předního vnějšího kola [-] | Boční skluz zadního vnitřního kola [-] | Boční skluz zadního vnějšího kola [-] |
|---------------------------------|-------------------------|------------------------|---|-------------------------------------|---|--|--|---------------------------------------|
| Přední náhon | 66,65 | 22,59 | 7,7% | 5,02 | 0,57 | 0,48 | 0,07 | 0,07 |
| Zadní pohon | 62,63 | -124,83 | 12,0% | -4,41 | 58,48 | 49,68 | -22,25 | 29,15 |
| Zadní pohon s motorem uprostřed | 59,69 | 98,21 | 14,5% | -4,20 | 49,09 | 40,27 | -11,67 | 45,16 |
| Klasická koncepce | 60,06 | 88,23 | 11,8% | -3,74 | 50,36 | 52,51 | -7,32 | 69,69 |
| 4x4 | 72,23 | 19,90 | 3,7% | 5,23 | 0,51 | 0,48 | 0,07 | 0,07 |

Tab. 5.11 – Souhrn maximálních naměřených hodnot pěti modelů s tuhovou závislou nápravou při jízdě na mokřém asfaltu.

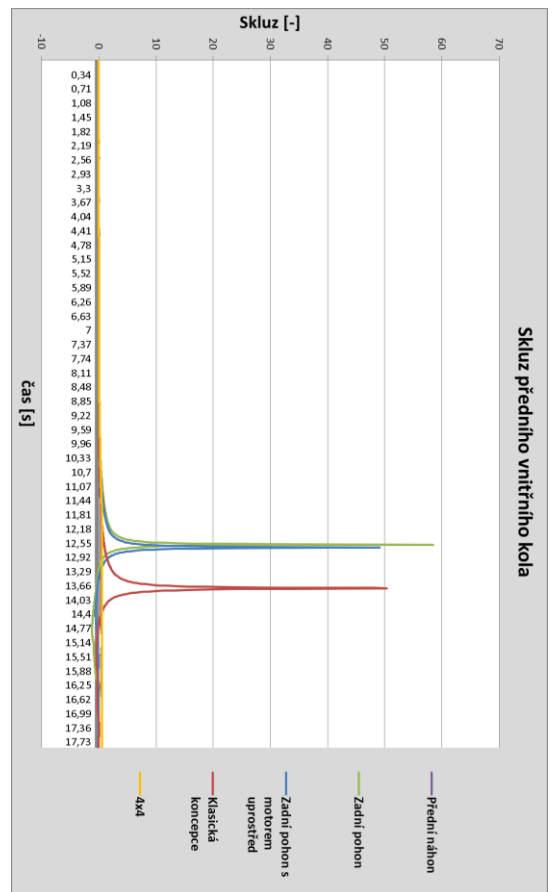
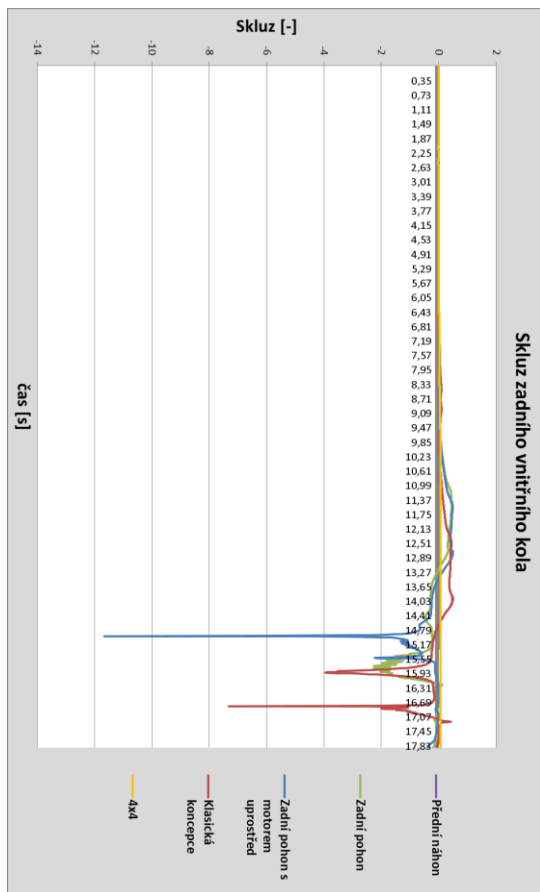
Z výsledků simulace modelů s tuhým závislým zavěšením na mokřém vozovce, kde jediným parametrem, který se změnil je součinitel adheze, který zde reprezentuje stav mokřého asfaltu. V tab. 5.11 můžeme vidět, že došlo ke snížení maximální dosažené rychlosti, kde se vozidlo dostává na mez stability, u koncepcí předního pohonu a pohonu 4x4 tomu bylo o 7,7% respektive o 3,7%, ale u koncepcí se zadním pohonem došlo k větší redukci, a to konkrétně o pokles v rozmezí 11,8-14,5% tzn., že snížený součinitel adheze jen umocňuje přetáčivé chování koncepcí se zadním pohonem, jak již bylo zmíněno u zavěšení McPherson, a jak můžeme vidět na grafu 5.17, tak na rozdíl od simulace na suché vozovce zde navíc došlo k nekontrolovanému smyku i u klasické koncepce, kdy se vozidlo otočilo kolem svislé osy. Hodnoty stáčivé rychlosti u koncepcí pohonu 4x4, předního pohonu, zadního pohonu a zadního pohonu s motorem uprostřed jsou v podobném trendu jako u výsledků na suchém asfaltu. Hodnota stáčivé rychlosti u klasické koncepce se naopak chová více nedotáčivě, a až když začne docházet k většímu úhlu natočení volantu, v důsledku stále většího oddalování se od referenčního úseku, tak se vozidlo začne chovat přetáčivě. Na rozdíl od simulace na suché vozovce můžeme říci, že došlo ke zvětšení hodnot prokluzů jednotlivých kol u koncepcí se zadním pohonem, jak je vidět v tab. 5.11 a grafech 5.19 a 5.20.



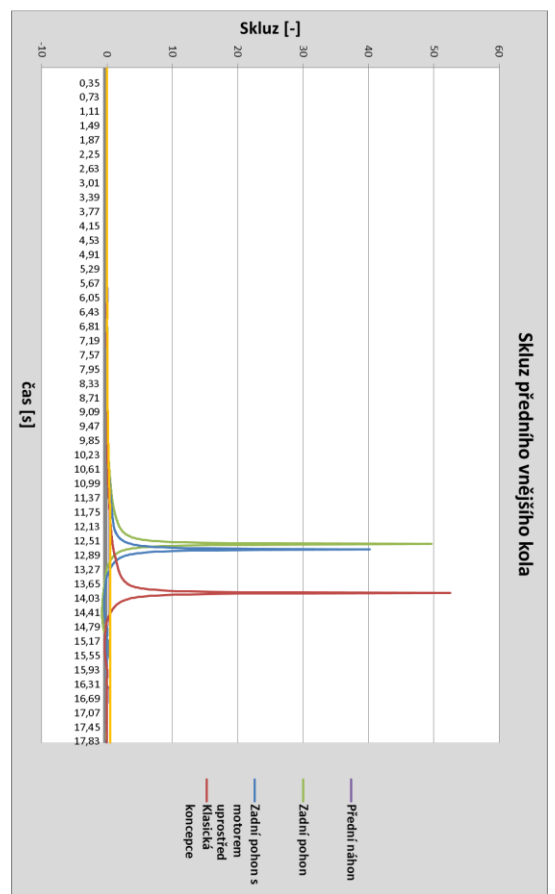
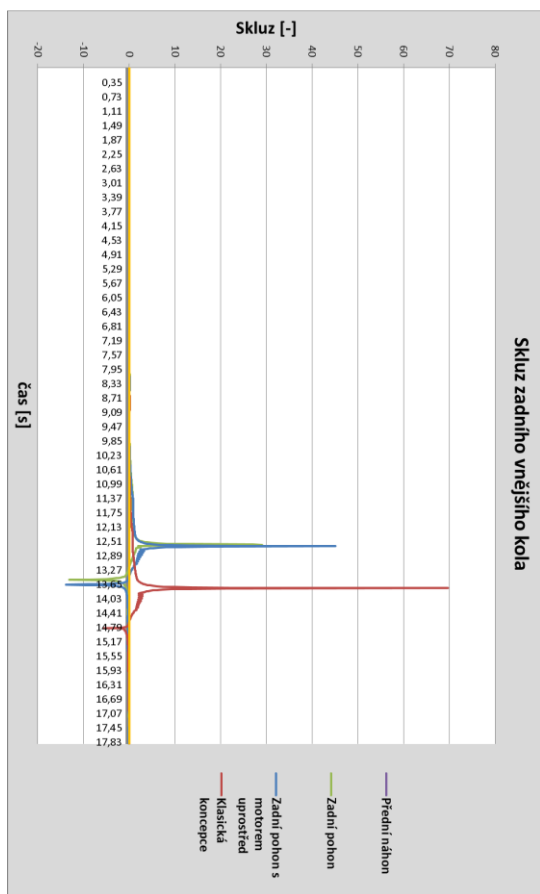
Graf 5.17 – Rychlost modelů vozidel s tuhou nápravou – Mokrý asfalt



Graf 5.18 – Stáčivá rychlost modelů vozidel s tuhou nápravou – Mokrý asfalt



Grafy 5.19 – Boční skluz vnitřních kol modelů vozidel s tuhou nápravou – Mokrý asfalt



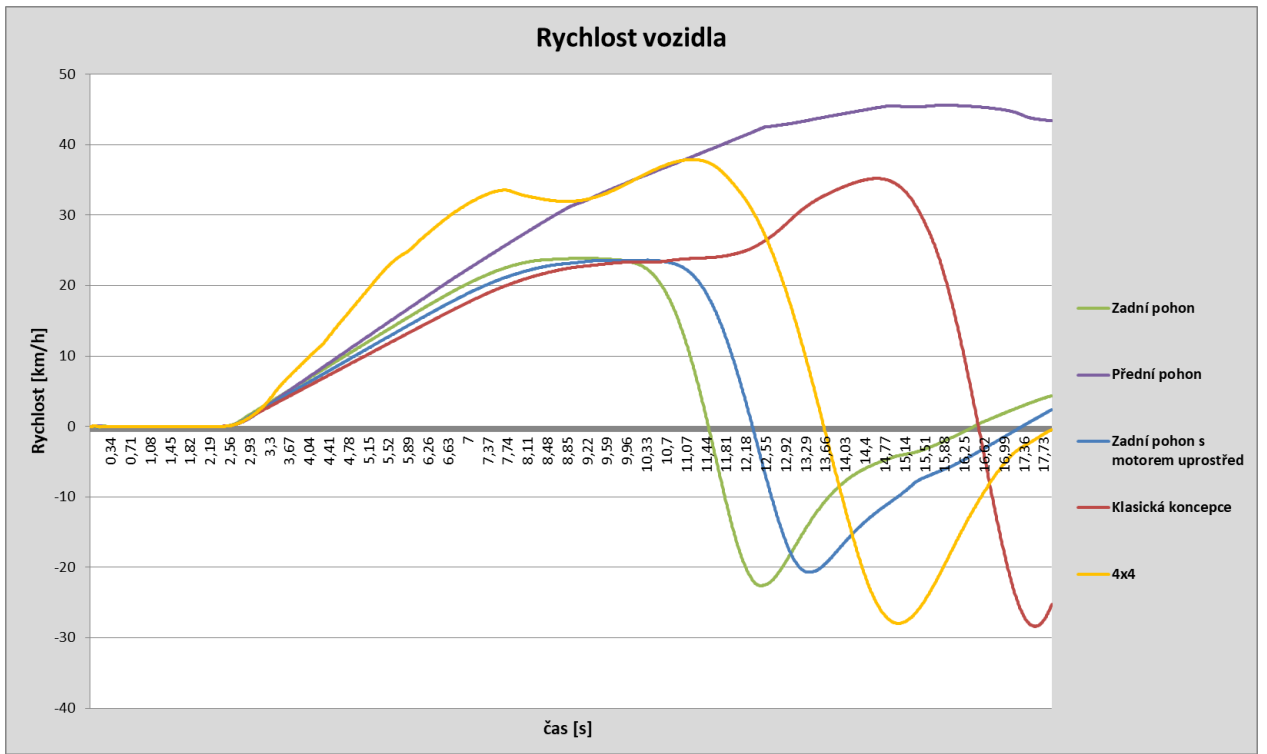
Grafy 5.20 – Boční skluz vnějších kol modelů vozidel s tuhou nápravou – Mokrý asfalt

5.4.2.3 Zasněžená vozovka

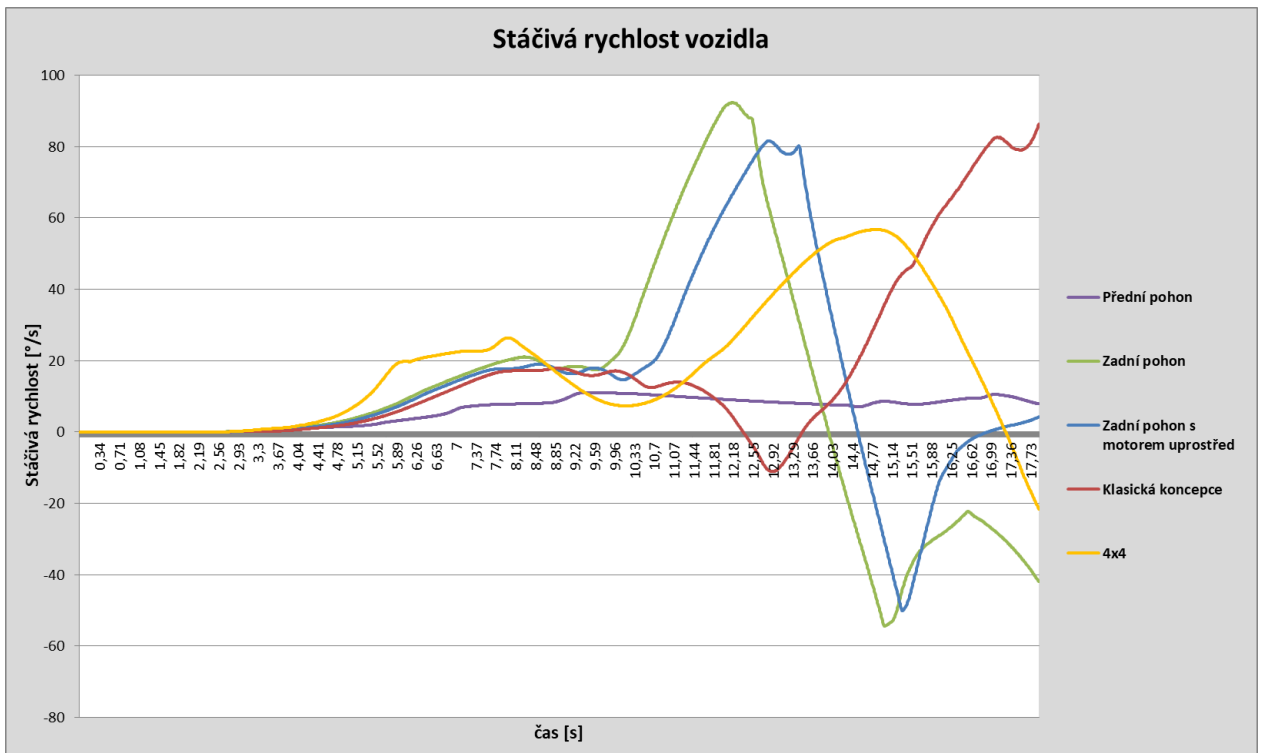
| Model | Rychlost vozidla [km/h] | Stáčivá rychlost [°/s] | Pokles rychlosti oproti suché vozovce [%] | Boční zrychlení [m/s ²] | Boční skluz předního vnitřního kola [-] | Boční skluz předního vnějšího kola [-] | Boční skluz zadního vnitřního kola [-] | Boční skluz zadního vnějšího kola [-] |
|---------------------------------|-------------------------|------------------------|---|-------------------------------------|---|--|--|---------------------------------------|
| Přední pohon | 45,59 | 11,02 | 36,9% | 2,31 | 0,57 | 0,45 | 0,03 | 0,03 |
| Zadní pohon | 23,90 | 92,48 | 66,4% | 1,62 | 30,96 | 28,95 | 0,23 | 9,35 |
| Zadní pohon s motorem uprostřed | 23,60 | 81,61 | 66,2% | 1,85 | 34,51 | 24,96 | 0,36 | 30,16 |
| Klasická koncepce | 35,20 | 86,58 | 48,3% | 1,79 | 47,89 | 38,33 | 0,31 | 37,88 |
| 4x4 | 37,88 | 56,74 | 49,5% | 2,13 | 19,13 | 55,34 | 0,39 | 5,09 |

Tab. 5.12 – Souhrn maximálních naměřených hodnot pěti modelů s tuhou závislou nápravou při jízdě na zasněžené vozovce.

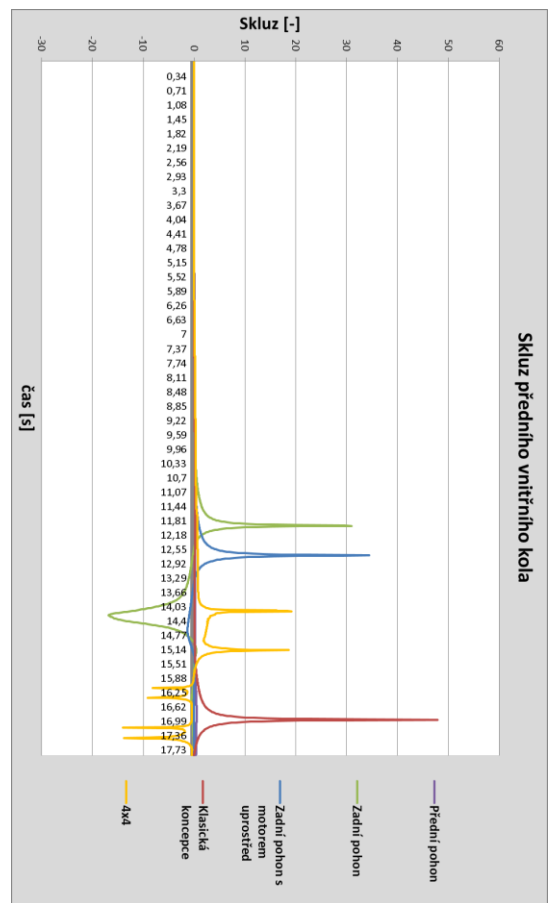
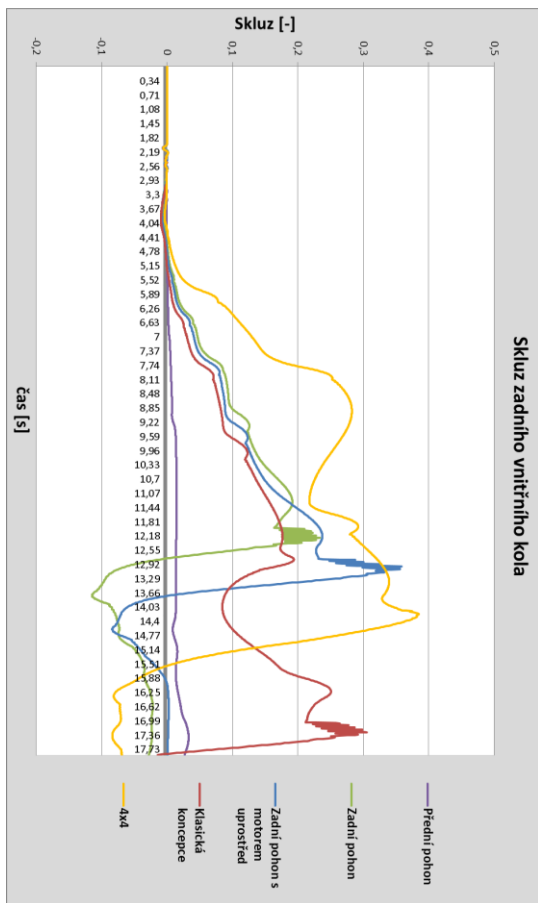
Z výsledků simulace modelů s tuhým závislým zavěšením při jízdě na zasněžené vozovce, kde jediným parametrem, který se změnil je součinitel adheze, který zde reprezentuje stav zasněžené vozovky. V tab. 5.12 můžeme vidět, že došlo ke značnému snížení maximální dosažené rychlosti, kde se vozidlo dostává na mez stability, nejnižší pokles teploty zaznamenala koncepce předního pohonu, konkrétně 36,9%, a naopak nejvyšších hodnot poklesu rychlosti dosahovali koncepce zadního pohonu a zadního pohonu s motorem uprostřed, které překračovali 66%. U koncepcí se zadním pohonem a pohonem 4x4 nastal nekontrolovatelný smyk, kdy se vozidlo otočilo kolem svislé osy, jak můžeme vidět na grafu 5.21. Kde koncepce 4x4 vlivem neustálého zrychlování v zatáčce působilo otočným momentem od částečného pohonu zadních kol na svislou osu vozidla a ve spojení s nízkým součinitelem adheze došlo k přetáčivému chování, nekontrolovanému smyku, a tím také ke zvýšení hodnoty stáčivé rychlosti. Koncepce s předním náhonem se chovala v této simulaci v podobném trendu, jako tomu bylo u předchozích dvou hodnot součinitele adheze. Hodnoty stáčivé rychlosti jsou u přední koncepce podobné, jako tomu bylo na vozovkách s vyšším součinitelem adheze, u koncepcí se zadním pohonem došlo ke snížení záporné stáčivé rychlosti až do té míry, že kladná hodnota (nedotáčivost) má větší velikost, a to v důsledku částečné ztráty adheze na všech kolech vozidla, a tím nemožnosti přenesení tak velkého stáčivého momentu od hnací nápravy, jako tomu bylo na vozovkách s vyšším součinitelem adheze. Na rozdíl od simulace na suché vozovce a popř. mokré vozovce můžeme říci, že došlo ke zvětšení hodnot prokluzů jednotlivých kol u koncepcí s pohonem 4x4, jak je vidět v tab. 5.12 a grafech 5.23 a 5.24.



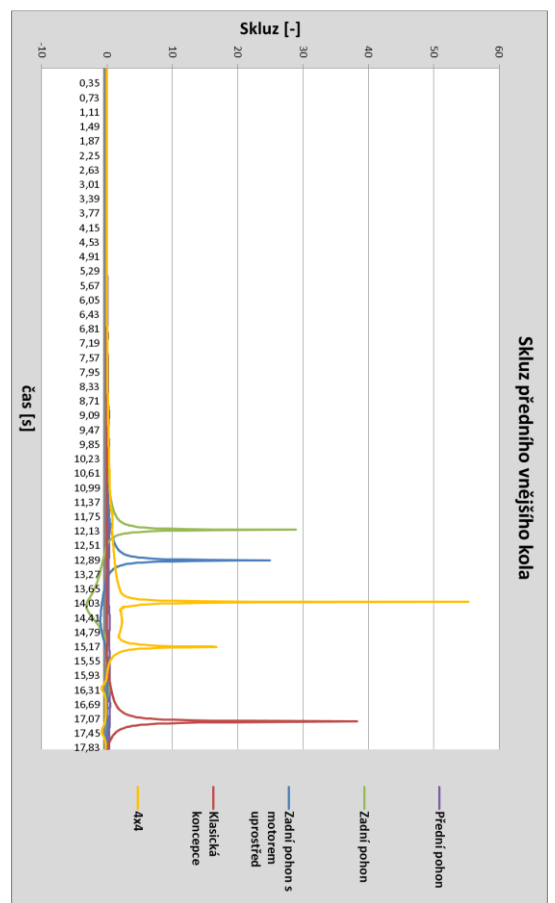
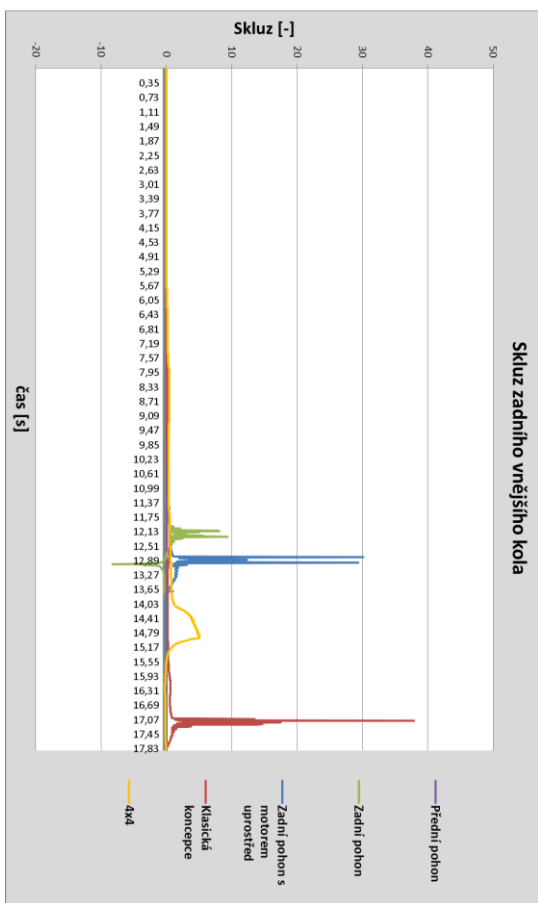
Graf 5.21 – Rychlost modelů vozidel s tuhou nápravou – sněž



Graf 5.22 – Stáčivá rychlost modelů vozidel s tuhou nápravou – sněž



Grafy 5.23 – Boční skluz vnitřních kol modelů vozidel s tuhou nápravou – sníh



Grafy 5.24 – Boční skluz vnějších kol modelů vozidel s tuhou nápravou – sníh

Celkově, u modelů s tuhým závislým zavěšením v simulacích na třech různých površích při neustálém zrychlování na hodnotu, kdy vozidlo není schopno dále následovat trajektorii referenčního úseku nebo dojde k nekontrolovatelnému smyku, hodnotím model s koncepcí předního pohonu jako model s nejvyšší mírou stability v rozsahu všech tří hodnot součinitele adheze, koncepce s pohonem všech čtyř kol se na zasněženém povrchu chovala nestabilně s velkou mírou stáčivého momentu kolem svislé osy. Koncepce s motorem uprostřed se na suché vozovce chovala spíše nedotáčivě a se snižujícím se součinitelem adheze její chování bylo silně přetáčivé. Klasická koncepce s tuhým zavěšením se v celé rozsahu chovala spíše nedotáčivě. U koncepce se zadním pohonem docházelo k nestabilitě vozidla v rozsahu všech hodnot součinitele adheze, kde se se snižujícím se součinitelem vyskytovala nestabilita při stále nižších rychlostech, kde se vozidlo chovalo přetáčivě.

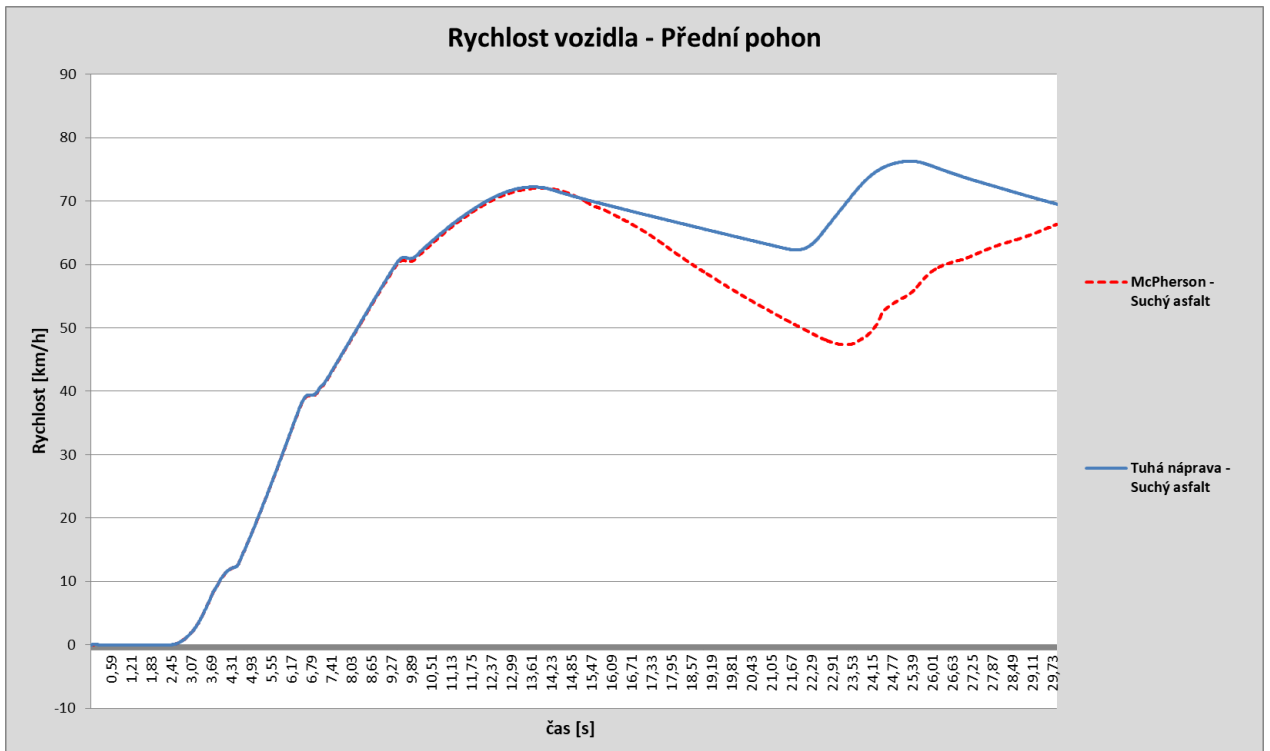
5.4.3 Porovnání modelů s tuhým závislým zavěšením a zavěšením McPherson

5.4.3.1 Přední pohon

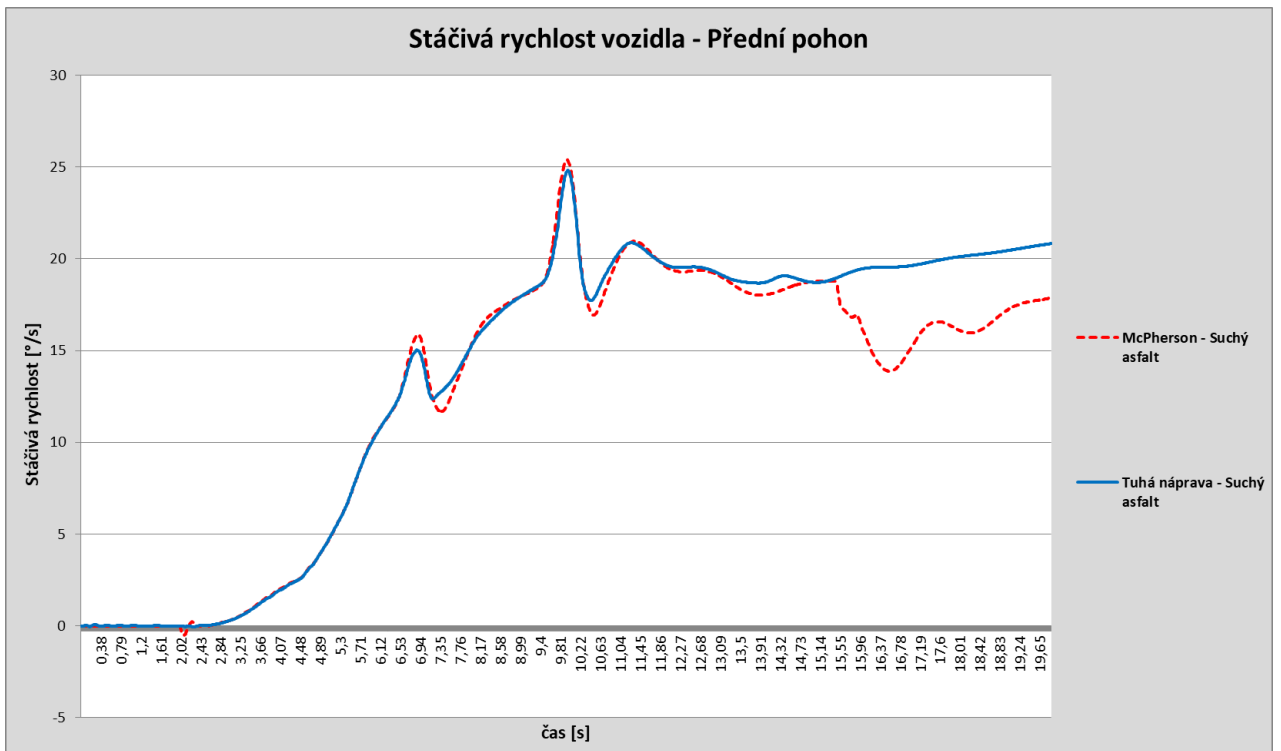
| Koncepce | Zavěšení | Rychlost vozidla [km/h] | Stáčivá rychlost [°/s] | Klopení [°] |
|--------------|-----------------------------|-------------------------|------------------------|-------------|
| Přední pohon | McPherson - Suchý asfalt | 72,03 | 25,40 | 2,93 |
| | Tuhá náprava - Suchý asfalt | 72,21 | 24,81 | 1,16 |

Tab. 5.13 – Porovnání maximálních naměřených hodnot modelů předního pohonu

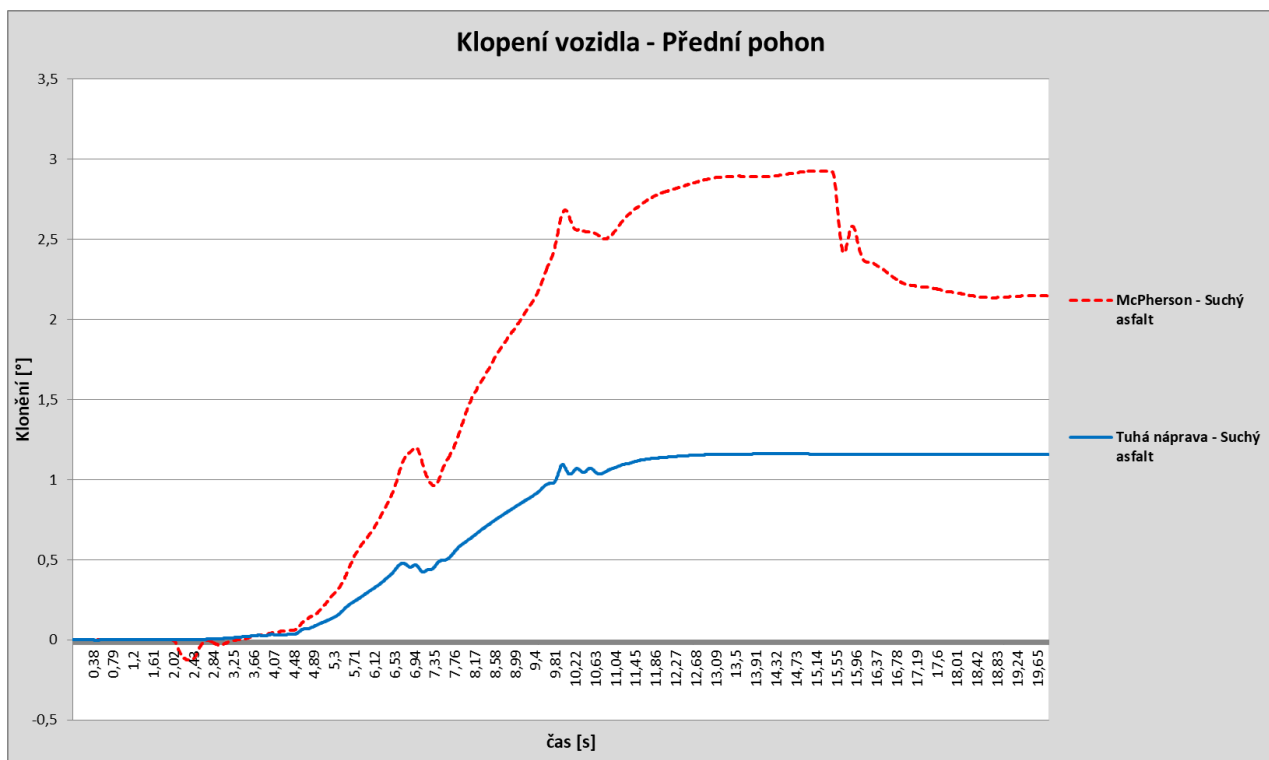
Z výsledků porovnání tuhého závislého zavěšení a nezávislého zavěšení McPherson u koncepce předního pohonu, při zrychlování po kruhovém referenčním úseku, kde jedinou rozdílnou hodnotou je právě typ zavěšení, můžeme vidět, že i přes téměř stejnou rychlost vozidla (graf 5.25) do času $t=15s$ jsou hodnoty úhlu klopení vozidla se zavěšením McPherson více jak dvojnásobné oproti tuhému závislému zavěšení, jak můžeme vidět v grafu 5.27. Oba definované modely předního pohonu se během průjezdu referenčním úsekem chovají nedotáčivě.



Graf 5.25 – Rychlost modelů vozidel s předním pohonem na suchém asfaltu



Graf 5.26 – Stáčivá rychlost modelů vozidel s předním pohonem na suchém asfaltu



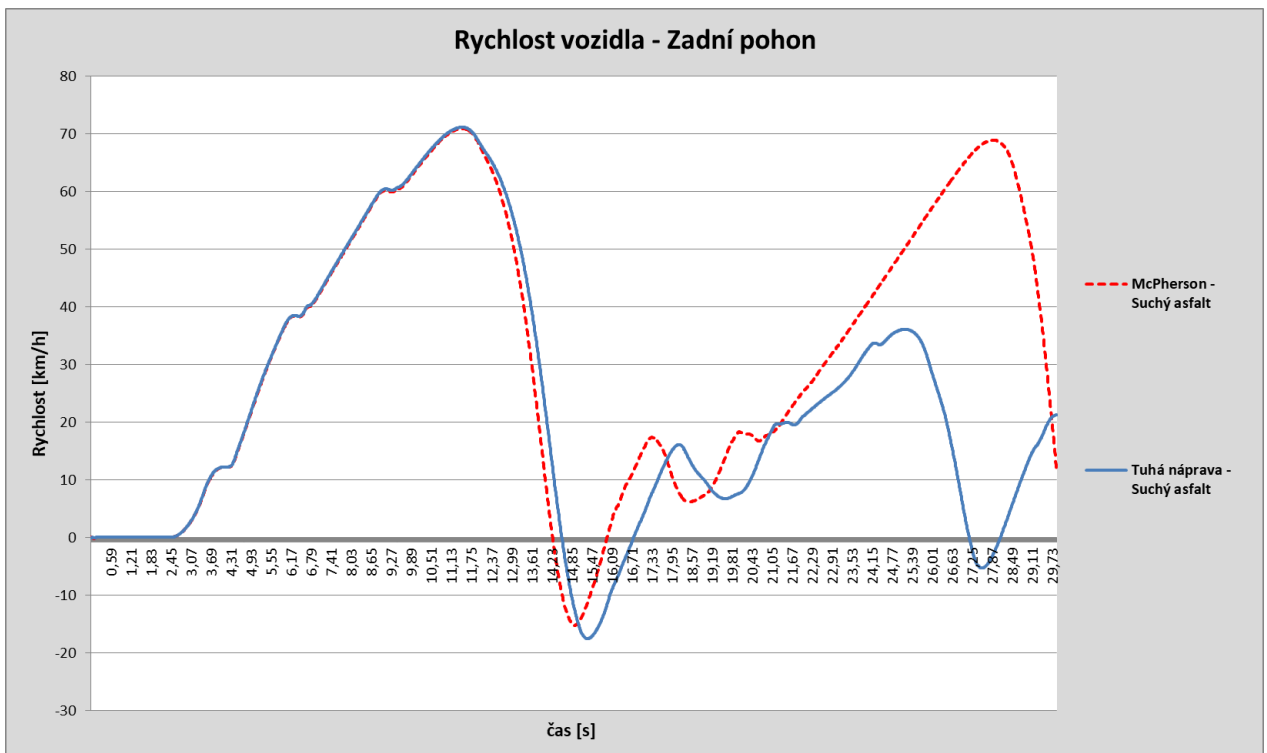
Graf 5.27 – Klonění modelů vozidel s předním pohonem na suchém asfaltu

5.4.3.2 Zadní pohon

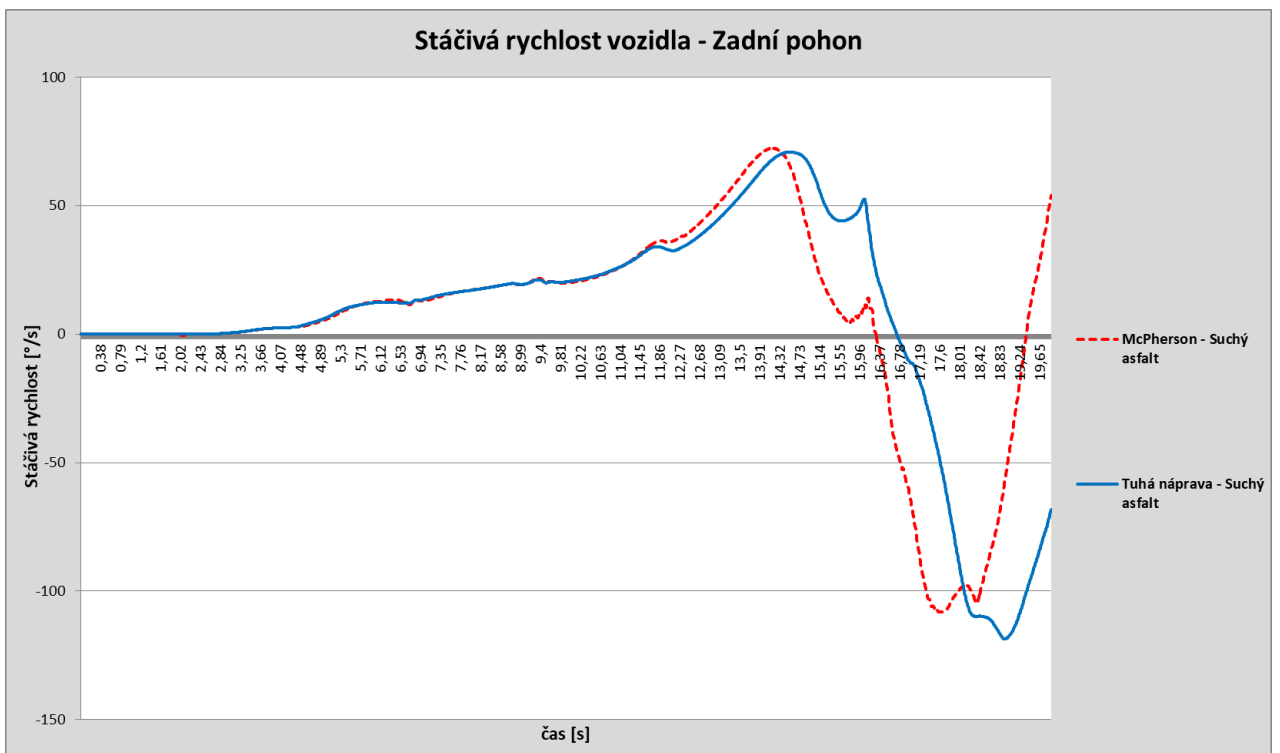
| Koncepce | Zavěšení | Rychlost vozidla [km/h] | Stáčivá rychlost [°/s] | Klonění [°] |
|-------------|-----------------------------|-------------------------|------------------------|-------------|
| Zadní pohon | McPherson - Suchý asfalt | 70,93 | -108,27 | 1,84 |
| | Tuhá náprava - Suchý asfalt | 71,15 | -118,78 | 0,72 |

Tab. 4.14 – Porovnání maximálních naměřených hodnot modelů zadního pohonu

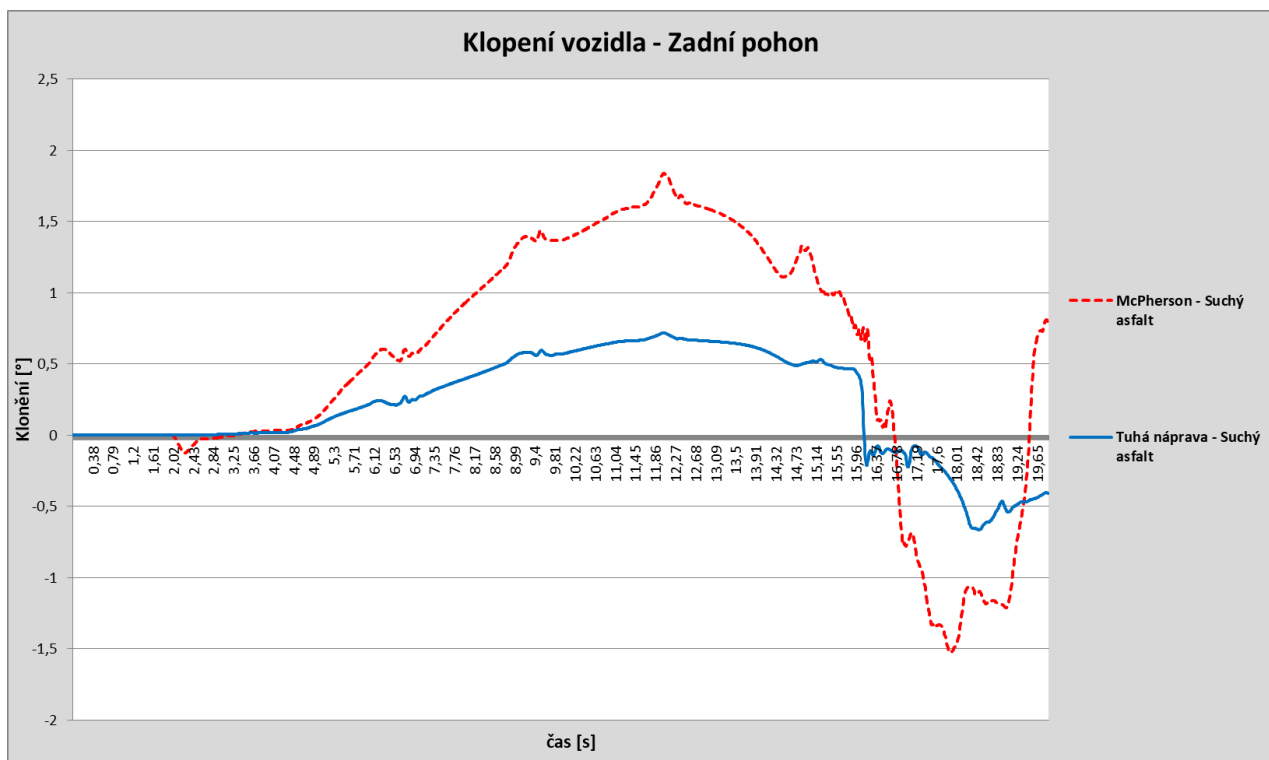
Z výsledků porovnání tuhého závislého zavěšení a nezávislého zavěšení McPherson u koncepce zadního pohonu, při zrychlování po kruhovém referenčním úseku, kde jedinou rozdílnou hodnotou je právě typ zavěšení, můžeme vidět, že i přes téměř stejnou rychlost vozidla (graf 5.28) do času $t=12s$ jsou hodnoty úhlu klonění vozidla se zavěšením McPherson více jak dvojnásobné oproti tuhému závislému zavěšení, jak můžeme vidět v grafu 5.30. Oba definované modely zadního pohonu se během průjezdu referenčním úsekem chovají přetáčivě.



Graf 5.28 – Rychlost modelů vozidel se zadním pohonem na suchém asfaltu



Graf 5.29 – Stáčivá rychlost modelů vozidel se zadním pohonem na suchém asfaltu



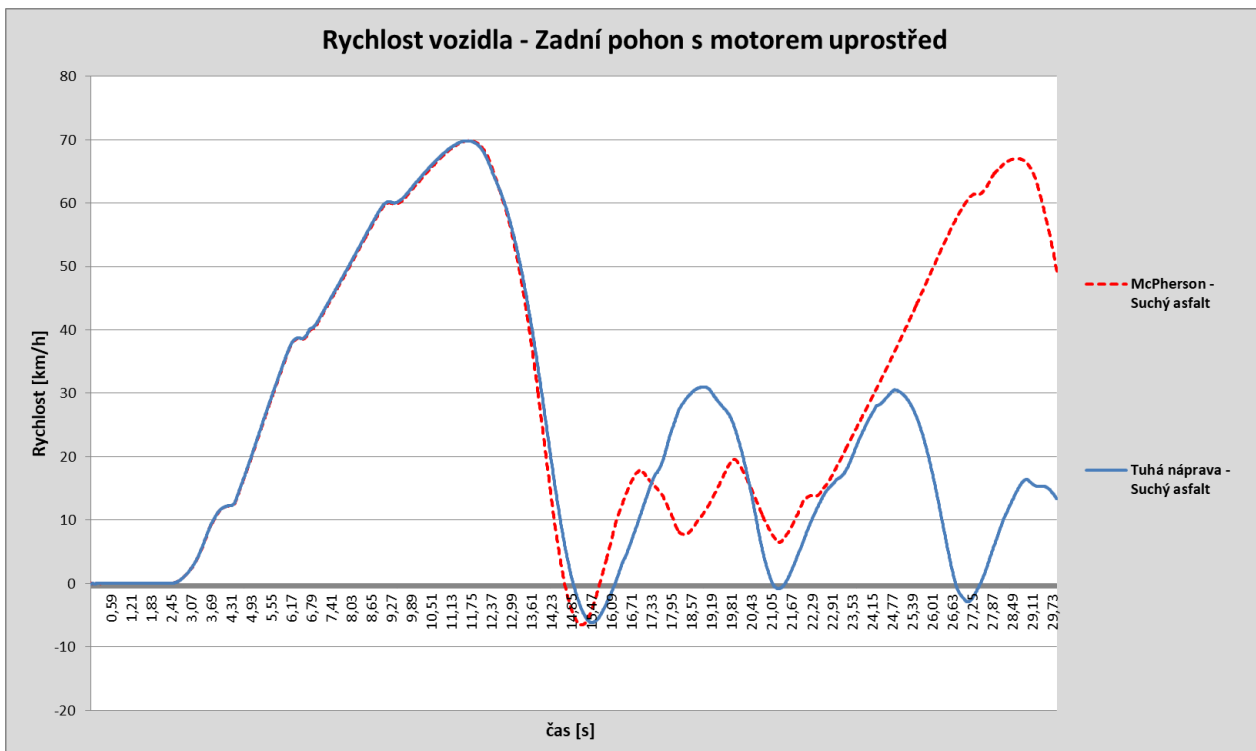
Graf 5.30 – Klonění modelů vozidel se zadním pohonem na suchém asfaltu

5.4.3.3 Zadní pohon s motorem uprostřed

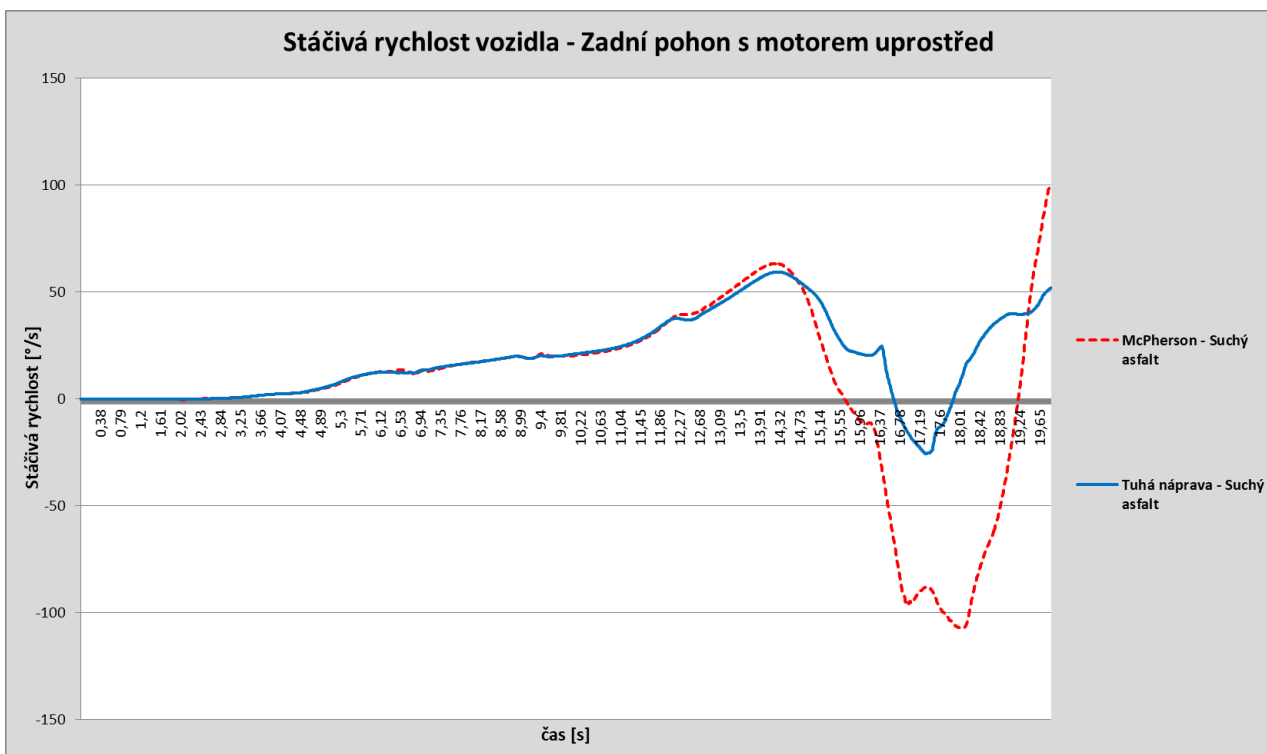
| Koncepce | Zavěšení | Rychlost vozidla [km/h] | Stáčivá rychlost [°/s] | Klonění [°] |
|-----------------------|-----------------------------|-------------------------|------------------------|-------------|
| Zadní pohon s motorem | McPherson - Suchý asfalt | 69,83 | -107,37 | 2,25 |
| | Tuhá náprava - Suchý asfalt | 69,81 | 59,37 | 0,89 |

Tab. 5.15 – Porovnání maximálních naměřených hodnot modelů zadního pohonu s motorem uprostřed

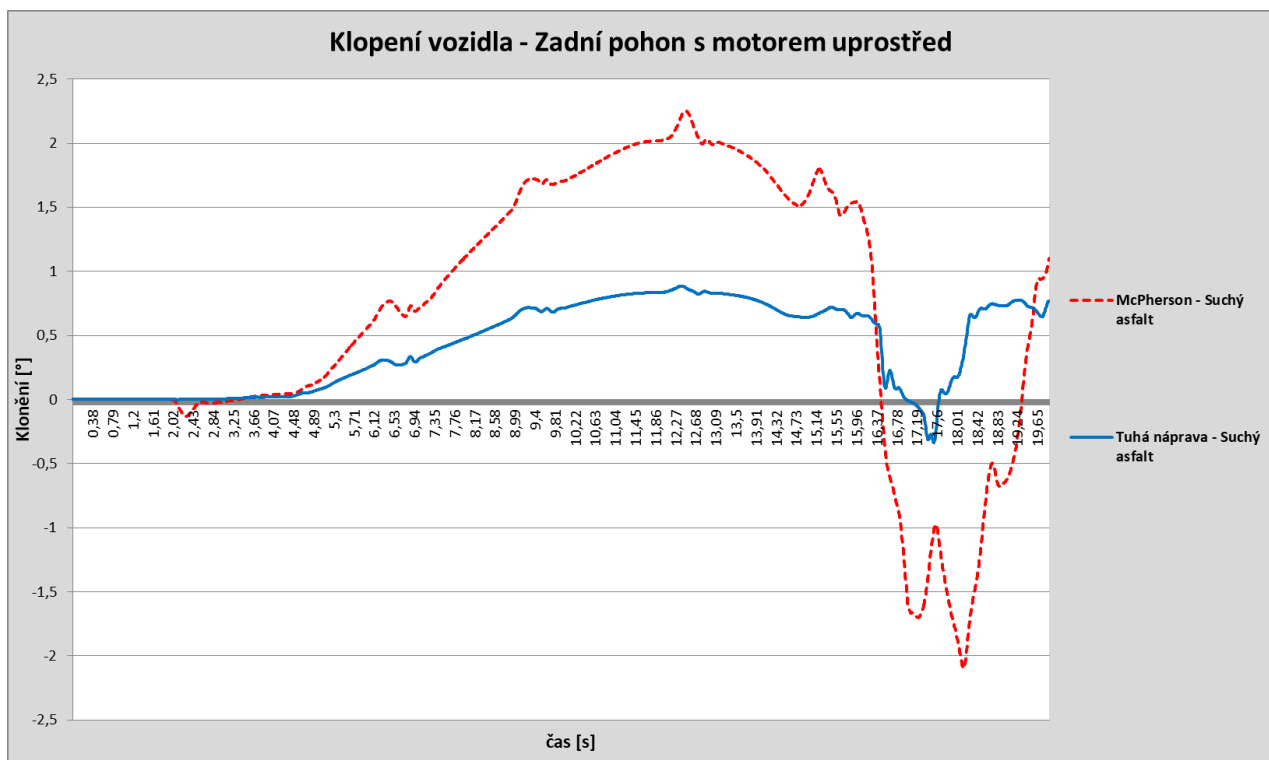
Z výsledků porovnání tuhého závislého zavěšení a nezávislého zavěšení McPherson u koncepce zadního pohonu s motorem uprostřed, při zrychlování po kruhovém referenčním úseku, kde jedinou rozdílnou hodnotou je právě typ zavěšení, můžeme vidět, že i přes téměř stejnou rychlost vozidla (graf 5.31) do času $t=14s$ jsou hodnoty úhlu klonění vozidla se zavěšením McPherson více jak dvojnásobné oproti modelu s tuhým závislým zavěšením, jak můžete vidět v grafu 5.33. Z grafu 5.32 vidíme, že chování modelu se zavěšením McPherson při průjezdu referenčního úseku bylo přetáčivé, avšak naopak při průjezdu modelu s tuhým nezávislým zavěšením bylo chování vozu spíše nedotáčivé.



Graf 5.31 – Rychlost modelů vozidel se zadním pohonem s motorem uprostřed na suchém asfaltu



Graf 5.32 – Stáčivá rychlost modelů vozidel se zadním pohonem s motorem uprostřed na suchém asfaltu



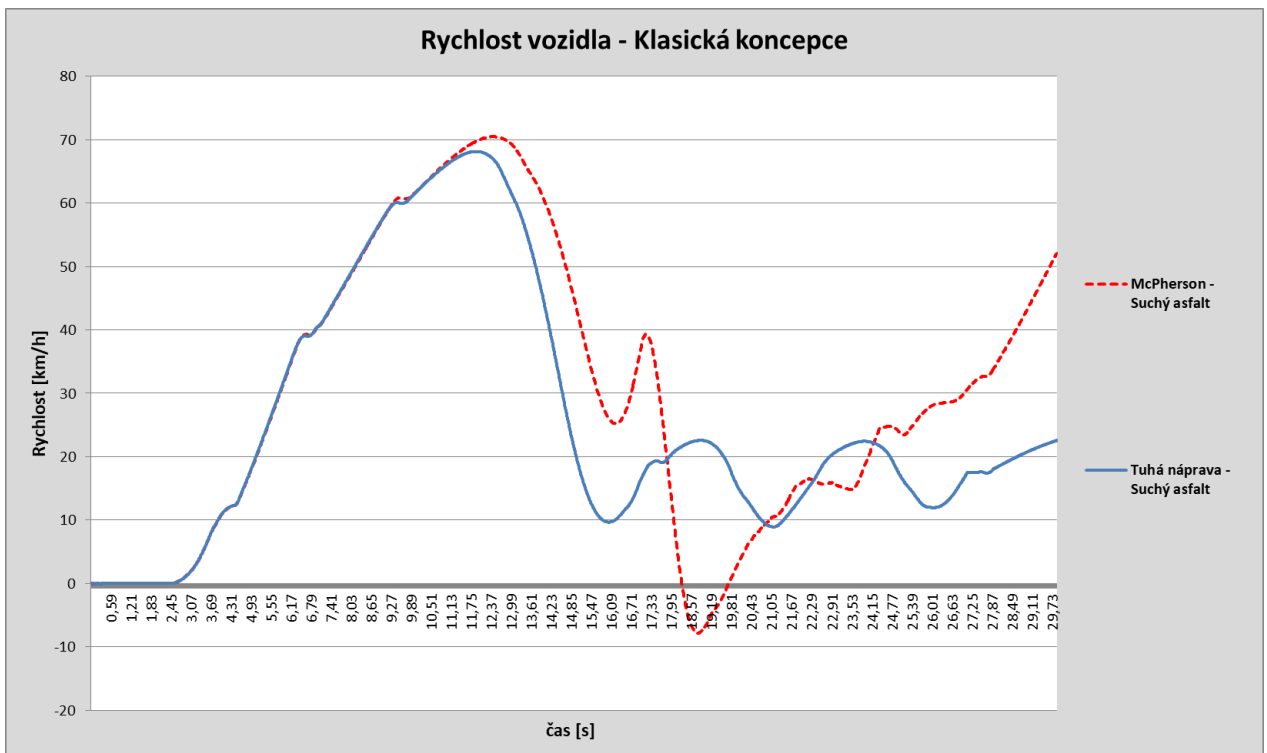
Graf 5.33 – Klopení modelů vozidel se zadním pohonem s motorem uprostřed na suchém asfaltu

5.4.3.4 Klasická koncepce

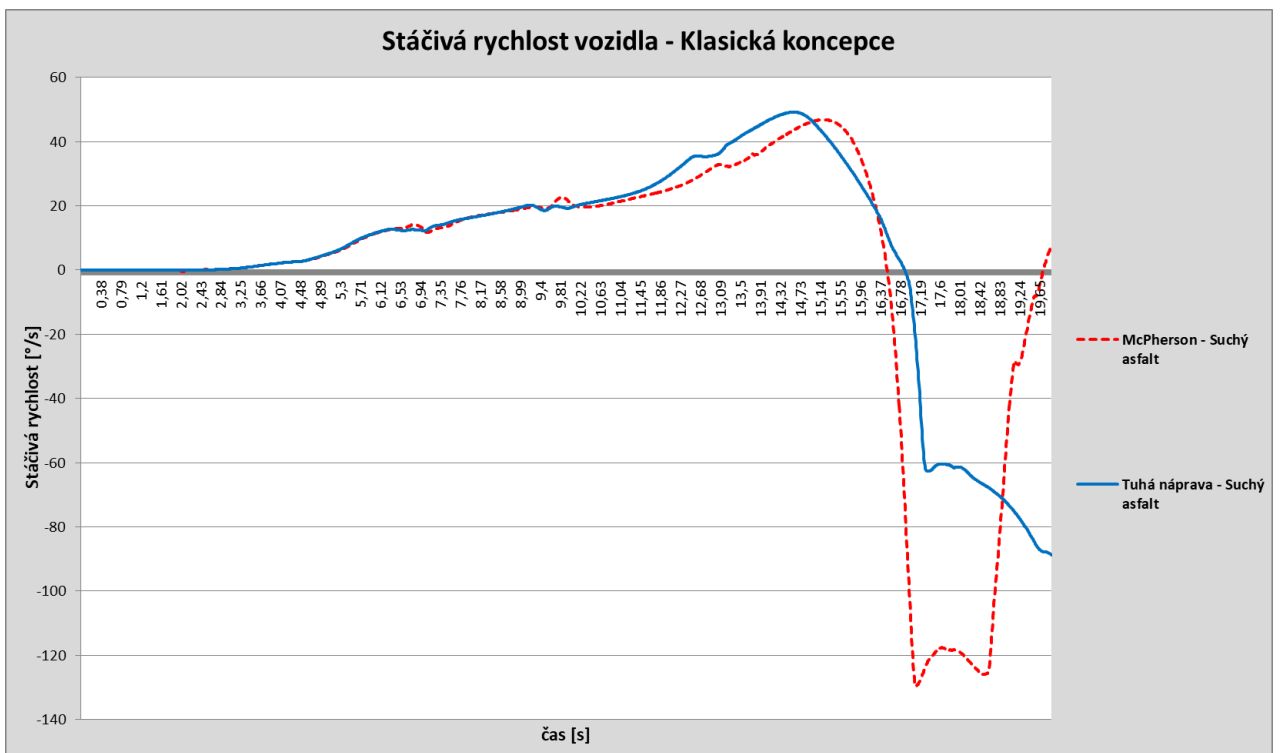
| Koncepce | Zavěšení | Rychlost vozidla [km/h] | Stáčivá rychlost [°/s] | Klopení [°] |
|-------------------|-----------------------------|-------------------------|------------------------|-------------|
| Klasická koncepce | McPherson - Suchý asfalt | 70,46 | -129,69 | 3,25 |
| | Tuhá náprava - Suchý asfalt | 68,13 | -88,66 | 1,15 |

Tab. 5.16 – Porovnání maximálních naměřených hodnot modelů klasické koncepce

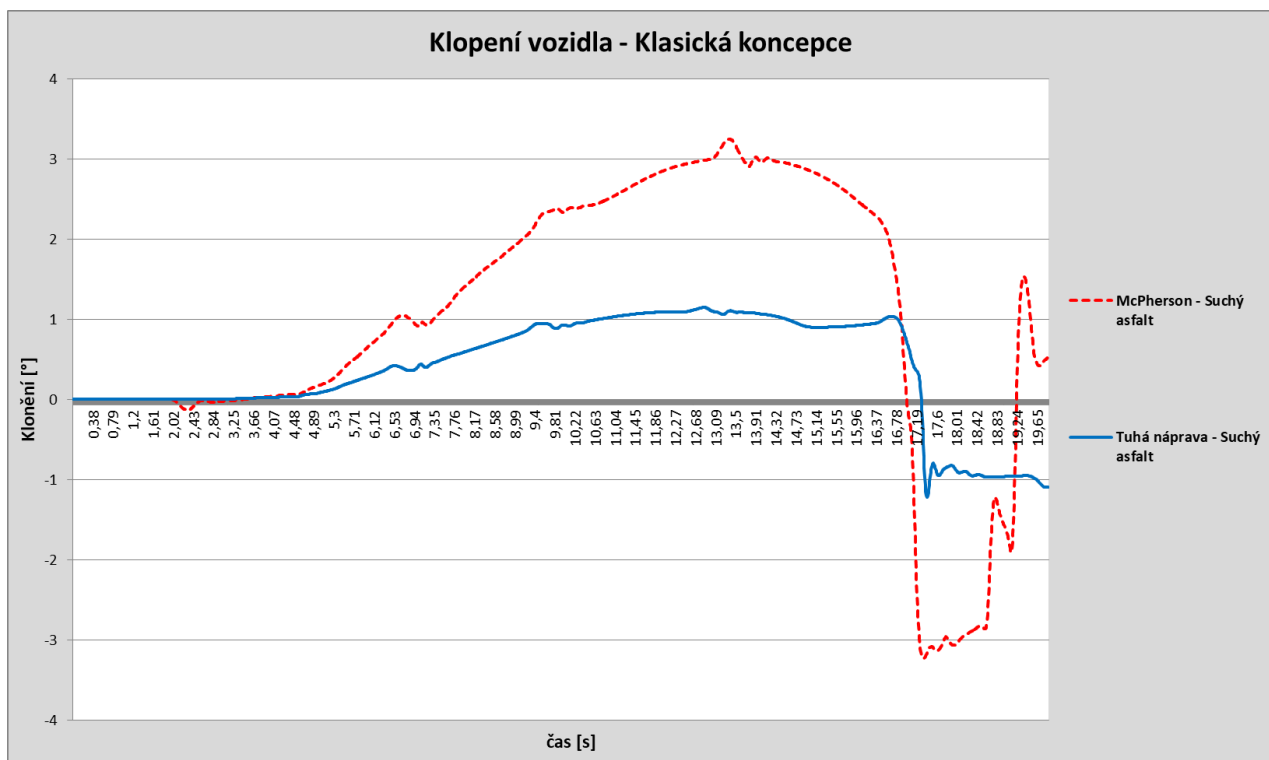
Z výsledků porovnání tuhého závislého zavěšení a nezávislého zavěšení McPherson u klasické koncepce, při zrychlování po kruhovém referenčním úseku, kde jedinou rozdílnou hodnotou je právě typ zavěšení, můžeme vidět, že i přes to, že se rychlosti od času $t=11s$ mírně rozcházejí (graf 5.34), tak hodnoty úhlu klopení vozidla (graf 5.36) se zavěšením McPherson jsou až trojnásobné oproti modelu s tuhým závislým zavěšením. Chování obou modelů při průjezdu referenčního úseku bylo přetáčivé, jak můžeme vidět z grafu 5.35.



Graf 5.34 – Rychlost modelů vozidel klasické koncepce na suchém asfaltu



Graf 5.35 – Stáčivá rychlost modelů vozidel klasické koncepce na suchém asfaltu



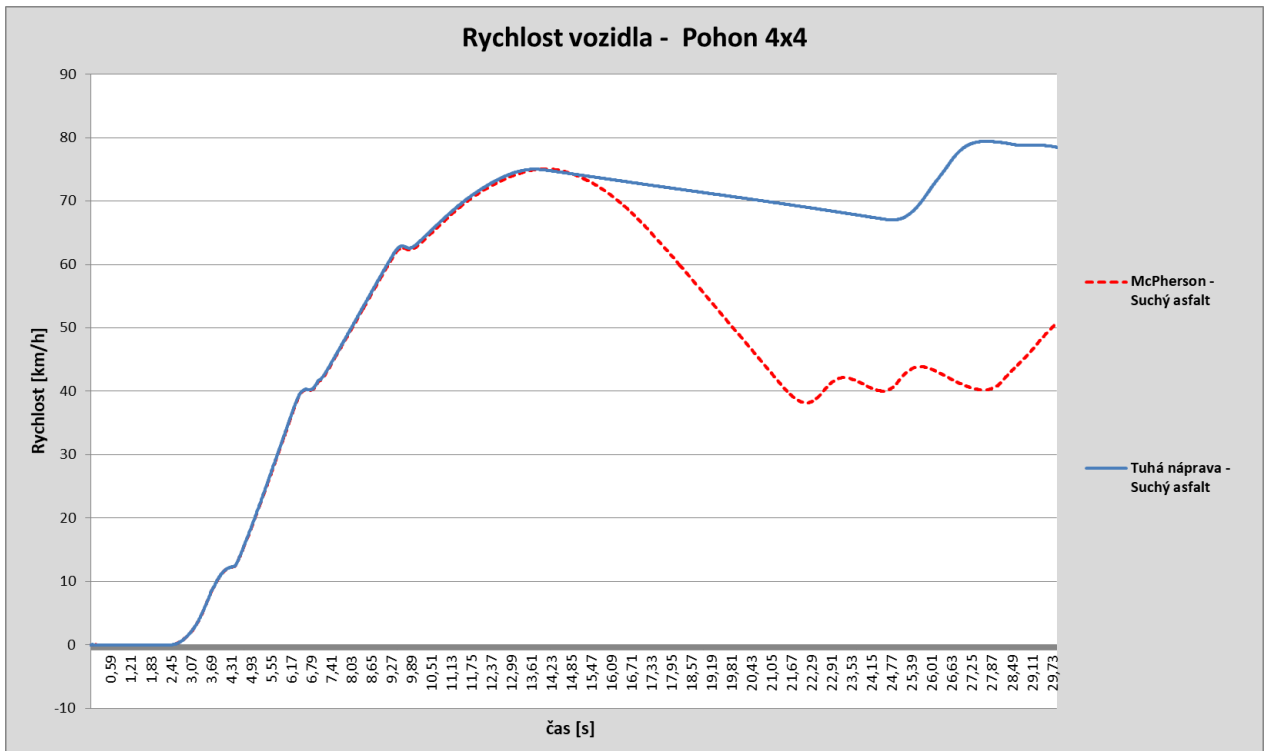
Graf 5.36 – Klopení modelů vozidel klasické koncepce na suchém asfaltu

5.4.3.5 Pohon 4x4

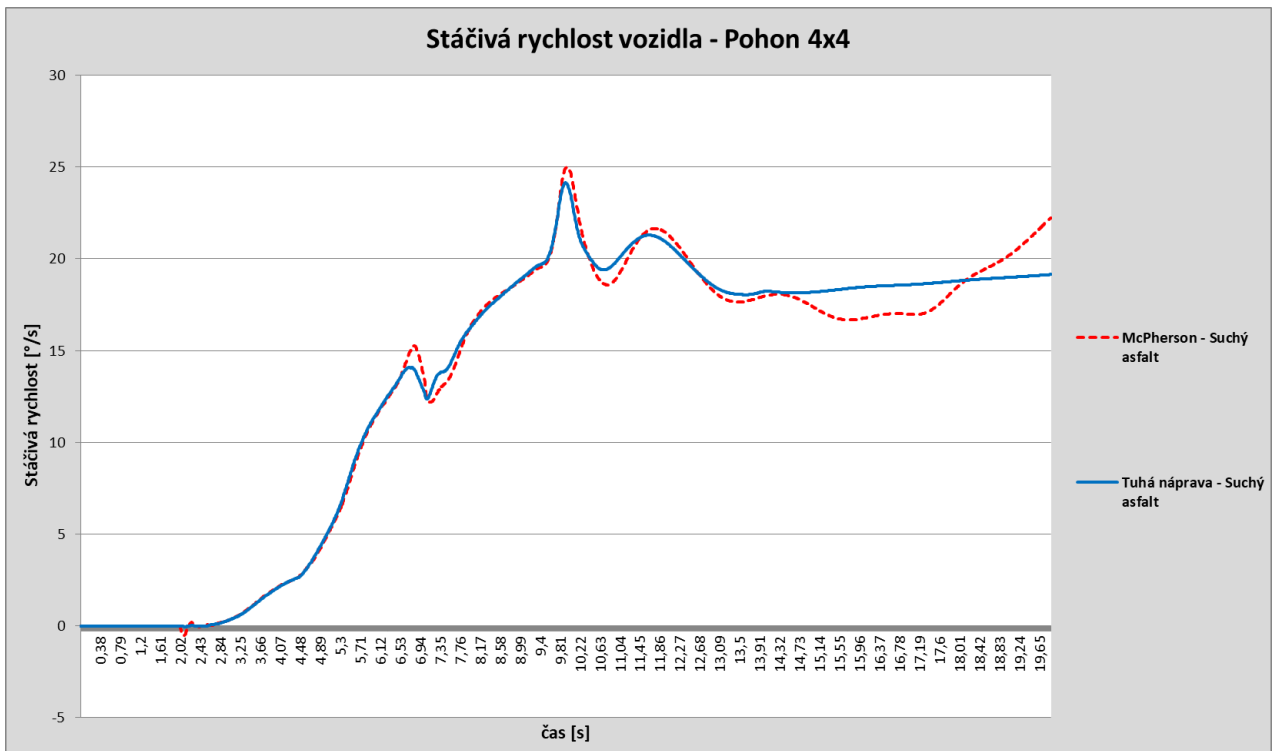
| Koncepce | Zavěšení | Rychlost vozidla [km/h] | Stáčivá rychlost [°/s] | Klopení [°] |
|-----------|-----------------------------|-------------------------|------------------------|-------------|
| Pohon 4x4 | McPherson - Suchý asfalt | 75,06 | 25,00 | 2,43 |
| | Tuhá náprava - Suchý asfalt | 75,02 | 24,14 | 0,97 |

Tab. 5.17 – Porovnání maximálních naměřených hodnot modelů s pohonem 4x4

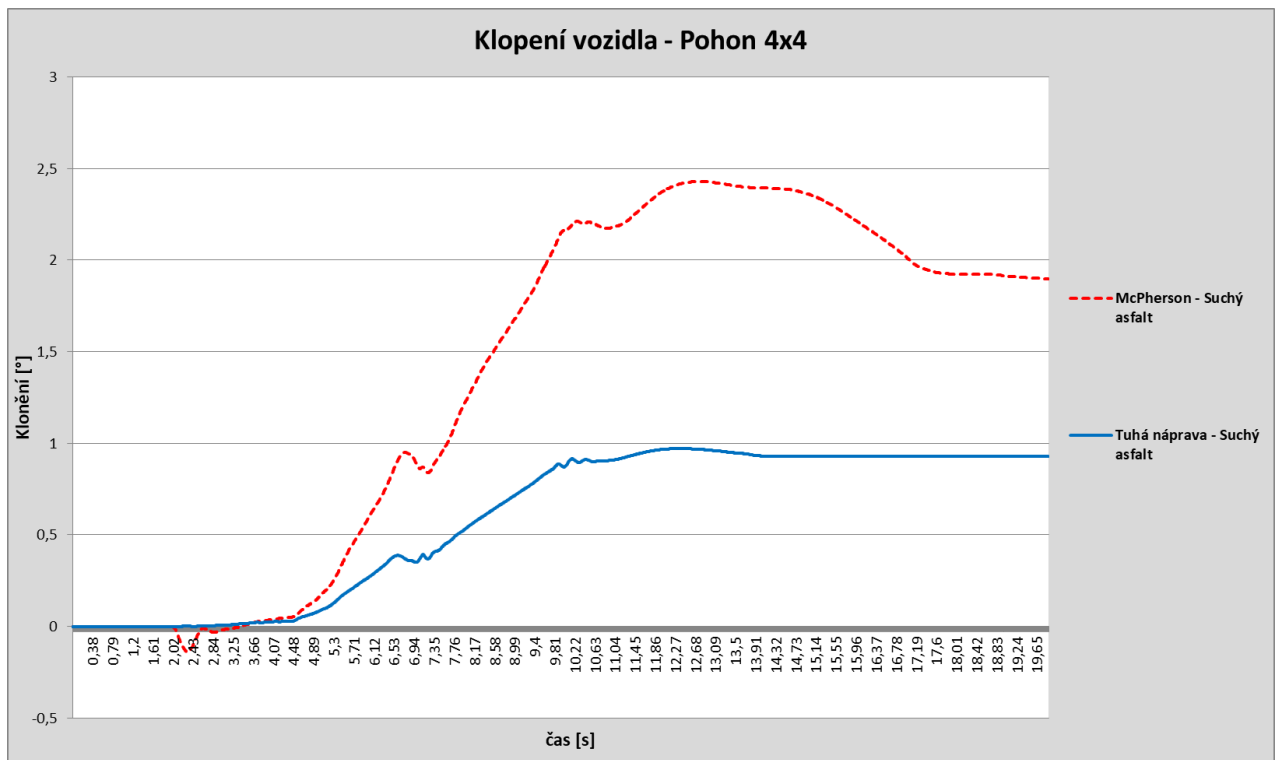
Z výsledků porovnání tuhého závislého zavěšení a nezávislého zavěšení McPherson u koncepce pohonu všech čtyř kol, při zrychlování po kruhovém referenčním úseku, kde jedinou rozdílnou hodnotou je právě typ zavěšení, můžeme vidět, že i přes téměř stejnou rychlost vozidla (graf 5.37) do času $t=15s$ jsou hodnoty úhlu klopení vozidla se zavěšením McPherson více jak dvojnásobné oproti modelu s tuhým závislým zavěšením, jak můžete vidět v grafu 5.39. Chování obou modelů při průjezdu referenčního úseku bylo nedotáčivé, jak můžeme vidět z grafu 5.38.



Graf 5.37 – Rychlost modelů vozidel s pohonem 4x4 na suchém asfaltu



Graf 5.38 – Stáčivá rychlost modelů vozidel s pohonem 4x4 na suchém asfaltu



Graf 5.39 – Klonění modelů vozidel s pohonem 4x4 na suchém asfaltu

Celkově můžeme vidět, že zavěšení McPherson, při stejně nastavených pružných a tlumících členů, nemá téměř vliv na dosahovanou maximální rychlost, kdy se vozidlo dostane na mez stability, ale po překonání této meze má za důsledek větší míru nestability vozidla zrychlujícího po referenčním úseku, kdy u všech typů testovaných koncepcí došlo k výrazně většímu úhlu klonění, dále však jen u koncepcí předního pohonu a pohonu 4x4 došlo po překonání meze stability k vyššímu poklesu rychlosti, než tomu bylo u tuhého závislého zavěšení. To se však neprojevovalo u zbylých tří koncepcí s pohonem zadní nápravy, kde rychlosti testovaných vozidel byly podobného trendu a v případě zadního pohonu a zadního pohonu s motorem uprostřed byly dokonce v některých fázích tyto rychlosti vyšší než u zavěšení s tuhou nápravou.

ZÁVĚR

Tato diplomová práce byla zaměřena na dynamiku vozidel a jejich stabilitu, konkrétně na simulaci jízdních modelů nadefinovaných s ohledem na druh koncepce vozidla a typ zavěšení, kde byly podrobovány jízdě na referenčním úseku. Cílem práce bylo sestavení modelů vozidel a jejich následné simulování v softwaru dSpace. Měl být proveden rozbor hlavních vlivů působících na stabilitu vozidla. Práce je rozdělena do dvou hlavních částí (teoretická a experimentální).

V teoretické části byl v druhé kapitole proveden rozbor problematiky jízdních odporů působících na vozidlo. Ve třetí kapitole byla popsána problematika stability a říditelnosti vozidla se zaměřením na hlavní činitele mající vliv na stabilitu vozidla. Ve čtvrté kapitole byl vytvořen přehled existujících koncepcí vozidel a typů zavěšení osobních vozidel.

Pro vyhodnocení stability a říditelnosti vozidla v závislosti na typu koncepce a volbě zavěšení jsem zvolil simulaci v softwaru dSpace, který obsahuje simulační algoritmus naprogramovaný v programu Matlab Simulink. Tato aplikace dále obsahuje uživatelské rozhraní ModelDesk pro definování a změnu parametrů vozu, dráhy a řídicího manévru a rozhraní MotionDesk pro zobrazení animace pohybu vozidla po dráze. Oproti testování reálného modelu na reálném úseku, zde dochází k určitému zjednodušení, kde tento software nemůže obsáhnout veškeré činitele působící na vozidlo během jízdy jako je například nekonzistentní prostředí či vozovka.

V části experimentální, která je tvořena pátou kapitolou, kde v první části této kapitoly proběhla modelace a definování modelů vozidel, pro vytvoření jedinečných modelů, reprezentantů určité koncepce a s určitým typem zavěšení, výsledkem je deset jedinečných modelů. Při definování druhů koncepce bylo využito reálného měření parametrů vozidel, které poskytla státní univerzita v Ohiu, ze které bylo vybráno pět reprezentantů své koncepce. Software dSpace dále nabízí definování typů zavěšení jednotlivých náprav. Pro účely testování byly vybrány zavěšení typu McPherson a tuhá náprava. Při definování modelů bylo dané zavěšení vždy aplikováno na přední i zadní nápravu současně. Pro zajištění objektivního posouzení typů zavěšení během jízdy vozidla po referenčním úseku byly tlumící a pružné členy obou náprav nastaveny na stejné parametry.

V další části byl navržen a definován referenční úsek, na kterém bude schopno simulovat jízdu již nadefinovaných modelů. Pro simulaci byl navržen úsek kruhové

dráhy o poloměru 50 metrů, na kterých budou definované modely zrychlovat z nulové rychlosti zrychlením $2,5 \text{ m/s}^2$ a to na vozovkách s odlišným součinitelem adheze.

Po navrhnutí a definování všech potřebných hodnot pro simulaci, byly provedeny simulace všech definovaných modelů a jejich výsledky byly dále vyhodnocovány a porovnány mezi sebou. U prvního porovnání výsledných hodnot simulací všech pěti koncepcí s nezávislým zavěšením McPherson můžeme říci, že model s koncepcí předního pohonu dosahoval nejvyšší míry stability v rozsahu všech tří typů vozovky, tedy v rozsahu hodnot součinitele adheze od 0,9 do 0,3. Model s koncepcí pohonu všech čtyř kol vykazoval při vyšších a středních hodnotách součinitele adheze taktéž vysokou míru stability tak, jako tomu bylo u koncepce předního pohonu, avšak u nižších součinitelů tato míra klesla. U ostatních koncepcí s pohonem zadních kol bylo jejich chování méně stabilní v rozsahu všech hodnot součinitele adheze a dosahovali nižších hodnot maximálních rychlostí, než tomu bylo u již zmiňovaných koncepcí.

Další porovnání proběhlo opět v rámci pěti druhů koncepcí, nyní avšak s tuhým závislým zavěšením. Kde podobně jako u prvního porovnání těchto koncepcí, tak i nyní se s největší mírou stability chovala koncepce předního pohonu a to v celém rozsahu součinitele adheze. Pohon všech čtyř kol vykazoval dobrou míru stability při vyšších hodnotách součinitele adheze, ale při nižších hodnotách se vozidlo s touto koncepcí, při zrychlování na referenčním úseku, chovalo přetáčivě a jeho míra stability byla nižší jak u předního pohonu. Koncepce se zadním pohonem s motorem uprostřed se při vyšších hodnotách chovala spíše nedotáčivě, ale s klesajícím součinitelem adheze bylo toto chování silně přetáčivé. Klasická koncepce s tuhým zavěšením se v rámci celého rozsahu chovala spíše nedotáčivě a naopak u koncepce zadního pohonu bylo chování vozidla silně přetáčivé.

Poslední porovnání proběhlo v rámci jednotlivých koncepcí a to v porovnání vlivu typu zavěšení. Celkově můžeme říci, že i přes stejně nastavené parametry tlumících a pružících členů dochází u zavěšení McPherson k přibližně jednou tak velkému úhlu klopené vozidla, než je tomu u tuhého závislého zavěšení. S tím jsou i spojené velikosti stáčívé rychlosti a následná míra stability, která je u zavěšení McPherson o něco nižší.

V závěru bych chtěl zdůraznit, že se jedná pouze o experimentální simulaci pomocí softwaru dSpace, které nejsou žádným relevantním údajem potvrzeny. Vidím v tom jistou možnost pro navázání na tyto simulované výsledky, které by bylo zajímavé ověřit v reálném prostředí s reálnými vozidly.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel: jízdní odpory: hnací charakteristika: brzdění: odpruženost: říditelnost, ovladatelnost: stabilita*. Brno: VLK, 2000. ISBN 80-238-5273-6.
- [2] REZA N. JAZAR. *Vehicle dynamics theory and applications*. Online-Ausg. New York: Springer, 2008. ISBN 9780387742441.
- [3] KARNOPP, Dean. *Vehicle stability*. New York: Marcel Dekker, c2004. Mechanical engineering (Marcel Dekker, Inc.), 171. ISBN 0-8247-5711-4.
- [4] *Brakes, brake control and driver assistance systems: function, regulation and components*. New York, NY: Springer Berlin Heidelberg, 2014. ISBN 978-3-658-03977-6.
- [5] DOČKAL, Vladimír, Jan KOVANDA a František HRUBEC. *Pneumatiky*. Praha: České vysoké učení technické, 1998. ISBN 80-01-01882-2.
- [6] Ing. Jan Sajdl, Ph.D. *Kammova kružnice přilnavosti* [online]. [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/kammova-kruznice-prilnavosti/>
- [7] *MLR – Steering and Suspension Study Guide* [online]. 2013. Melior [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: http://144.162.92.233/faculty/djones/todays_class/mlr-steering_and_suspension.pdf
- [8] Rear mid-engine, rear-wheel-drive layout. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Rear_mid-engine_rear-wheel-drive_layout
- [9] V.A.W. HILLIER & PETER COOMBES. BOOK 1. *Hillier's fundamentals of motor vehicle technology*. 5th ed. Cheltenham: Nelson Thornes, 2004. ISBN 9780748780822.
- [10] *Advantages and Disadvantages of Independent Front Suspension* [online]. Buzzle.com [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <https://wheelzine.com/advantages-disadvantages-of-independent-front-suspension>

- [11] Doc. Dr. Ing. Němeček Pavel. *Zavěšení kol*[online]. 2009. TU v Liberci – Fakulta strojní – Katedra vozidel a motorů [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: http://old.kvm.tul.cz/studenti/texty/Kdms1/5-Zaveseni_kol.pdf
- [12] Heydinger, G., Bixel, R., Garrott, W., Pyne, M. et al., "Measured Vehicle Inertial Parameters-NHTSA's Data Through November 1998," SAE Technical Paper 1999-01-1336, 1999, <https://doi.org/10.4271/1999-01-1336>.
- [13] dSPACE GmbH. *User manuals* [online]. 2013. Germany [cit. 2018-05-13].
- [14] Doc. Ing. Jindřich ŠACHL, CSc. (st.) a RNDr. Ing. Jindřich ŠACHL, Ph.D. (ml.). *ADHEZE PNEUMATIK V ANALÝZE SILNIČNÍCH NEHOD* [online]. ČVUT v Praze, Fakulta dopravní, 2008 [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <http://k622.fd.cvut.cz/lecture/Adheze%20pneumatik.pdf>.
- [15] SLECHAN, Jan. *Brzdové systémy vozidel*. Liberec, 2016. Bakalářská práce. Technická univerzita v Liberci.
- [16] MALAD, Jan. *Ovladatelnost a stabilita vozidel* [online]. Liberec, 2016 [cit. 2018-05-13]. Bakalářská práce. Technická univerzita v Liberci.
- [17] REIMPELL, Jörn, Helmut. STOLL a Jürgen W. BETZLER. *The automotive chassis: engineering principles : chassis and vehicle overall, wheel suspensions and types of drive, axle kinematics and elastokinematics, steering, springing, tyres, construction and calculations advice*. 2nd ed. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 2001. ISBN 0768006570.
- [18] JAN, Zdeněk a Bronislav ŽDÁNSKÝ. *Automobily 1: Podvozky*. Avid, 2006. ISBN 80-903671-3-5.
- [19] [online]. In:[cit. 2018-05-13]. Dostupné z: https://www.mercedes-benz.cz/content/czechia/mpc/mpc_czechia_website/czng/home_mpc/passengercars/home/new_cars/models/cla-class/c117.html.
- [20] [online]. In: [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <http://www.autopista.es/noticias-motor/articulo/los-coches-mas-aerodinamicos-99772>
- [21] [online]. In:[cit. 2018-05-13]. Dostupné z: https://listers.co.uk/New/Cars/Mercedes-Benz/CLS/CLS_350d_AMG_Line

- [22] [online]. In: [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <http://autoexpress.fpleadership.org/bmw-m3-drivetrain.html>
- [23] [online]. In: [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <https://keptelenseg.hu/auto-motor/felbevagott-autok-gepek-62712>
- [24] [online]. In: [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <http://www.prestiztrojmiasto.pl/magazyn/39/motoryzacja/porsche-serwis-przyjemnosc>
- [25] [online]. In: [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: http://www.caricos.com/cars/a/audi/2013_audi_a4_avant/images/19.html
- [26] [online]. In: [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: http://www.caricos.com/cars/a/audi/2015_audi_a1/1920x1080/32.html
- [27] [online]. In: [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <https://indianautosblog.com/2016/03/5-things-you-should-know-about-the-audi-q2-223908/audi-q2-3>
- [28] [online]. In: [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <http://www.mechanicalengineeringblog.com/5174-the-hotchkiss-drive-torque-tube-drive/#.WoHHBeHkSUM>
- [29] [online]. In: [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <http://www.moog-suspension-parts.com/w83384>
- [30] [online]. In: [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <https://www.cjponyparts.com/whiteline-watts-link-assembly-coupe-2005-2014/p/KDT916/>
- [31] [online]. In: [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/naprava-de-dion/>
- [32] [online]. In: [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <http://www.multibody.net/wp-content/uploads/lexus-lf-a-suspension.jpg>

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1.1 – Základní souřadný systém vozidla

Obr. 1.2 – Síly a momenty působící na vozidlo

Obr. 2.1 - Moment valivého odporu kola

Obr. 2.2 – Odpor vzduchu působící na vozidlo

Obr. 2.3 – Síly působící na vozidlo při jízdě do svahu

Obr. 3.1 - Vznik boční vodící síly kola F_s a směrové úchylky α při působení boční síly

Obr. 3.2 - Jednoduchý prostorový dynamický model odpružení čtyřkolového vozidla

Obr. 3.3 - Kammova adhezní kružnice přilnavosti

Obr. 3.4 - Jednostopý rovinný dynamický model automobilu

Obr. 3.5 - Kinematika jednostopého modelu pro určení směrových úchylek náprav

Obr. 4.6 – Vozidlo klasické koncepce

Obr. 4.7 – Vozidlo se zadním pohonem

Obr. 4.8 – Vozidlo se zadním pohonem s motorem uprostřed

Obr. 4.9 – Vozidlo s předním pohonem, motor podél

Obr. 4.10 – Vozidlo s předním pohonem, motor napříč

Obr. 4.11 – Vozidlo s pohonem všech čtyř kol

Obr. 4.12 – Závislé zavěšení Hotchkiss

Obr. 4.13 – Závislé zavěšení s Panhardskou tyčí

Obr. 4.14 – Wattův přímovod

Obr. 4.15 – Závislé zavěšení De Dion

Obr. 4.16 - Dvojitě zavěšení A ramen

Obr. 4.17 - Zavěšení McPherson

Obr. 4.18 - Zavěšení Multi-link

Obr. 5.1 – geometrie modelu – dSpace

Obr. 5.2 – tuhá závislá náprava – dSpace

Obr. 5.3 – Charakteristika pružiny, tlumiče a stabilizátoru tuhého závislého zavěšení

Obr. 5.4 – Nezávislé zavěšení McPherson – dSpace

Obr. 5.5 – Charakteristika pružiny, tlumiče a stabilizátoru zavěšení McPherson

Obr. 5.6 – Referenční úsek

SEZNAM TABULEK

Tab. 1.1 Součinitel valivého odporu pro různé povrchy vozovky

Tab. 5.1 – Parametry vozidla Mercedes-Benz 190E

Tab. 5.2 – Parametry vozidla VW Beetle

Tab. 5.3 – Parametry vozidla Toyota MR2

Tab. 5.4 – Parametry vozidla Nissan Maxima

Tab. 5.5 – Parametry vozidla Audi Quattro

Tab. 5.6 – Souhrn definovaných modelů pro simulaci

Tab. 5.7 – Souhrn maximálních naměřených hodnot pěti modelů s nezávislým zavěšením McPherson při jízdě na suchém asfaltu.

Tab. 5.8 – Souhrn maximálních naměřených hodnot pěti modelů s nezávislým zavěšením McPherson při jízdě na mokrém asfaltu.

Tab. 5.9 – Souhrn maximálních naměřených hodnot pěti modelů s nezávislým zavěšením McPherso při jízdě na zasněžené vozovce.

Tab. 5.10 – Souhrn maximálních naměřených hodnot pěti modelů s tuhou závislou nápravou při jízdě na suchém asfaltu.

Tab. 5.11 – Souhrn maximálních naměřených hodnot pěti modelů s tuhou závislou nápravou při jízdě na mokrém asfaltu.

Tab. 5.12 – Souhrn maximálních naměřených hodnot pěti modelů s tuhou závislou nápravou při jízdě na zasněžené vozovce.

Tab. 5.13 – Porovnání maximálních naměřených hodnot modelů předního pohonu

Tab. 5.14 – Porovnání maximálních naměřených hodnot modelů zadního pohonu

Tab. 5.15 – Porovnání maximálních naměřených hodnot modelů zadního pohonu s motorem uprostřed

Tab. 5.16 – Porovnání maximálních naměřených hodnot modelů klasické koncepce

Tab. 5.17 – Porovnání maximálních naměřených hodnot modelů s pohonem 4x4

SEZNAM GRAFŮ

Graf 5.1 – Rychlost modelů vozidel se zavěšením McPherson – suchý asfalt

Graf 5.2 – Stáčivá rychlost modelů vozidel se zavěšením McPherson – suchý asfalt

Grafy 5.3 – Boční skluz vnitřních kol modelů vozidel se zavěšením McPherson – suchý asfalt

Grafy 5.4 – Boční skluz vnějších kol modelů vozidel se zavěšením McPherson – suchý asfalt

Graf 5.5 – Rychlost modelů vozidel se zavěšením McPherson – mokrý asfalt

Graf 5.6 – Stáčivá rychlost modelů vozidel se zavěšením McPherson – mokrý asfalt

Grafy 5.7 – Boční skluz vnitřních kol modelů vozidel se zavěšením McPherson – mokrý asfalt

Grafy 5.8 – Boční skluz vnějších kol modelů vozidel se zavěšením McPherson – mokrý asfalt

Graf 5.9 – Rychlost modelů vozidel se zavěšením McPherson – Sníh

Graf 5.10 – Stáčivá rychlost modelů vozidel se zavěšením McPherson – sníh

Grafy 5.11 – Boční skluz vnitřních kol modelů vozidel se zavěšením McPherson – sníh

Grafy 5.12 – Boční skluz vnějších kol modelů vozidel se zavěšením McPherson – sníh

Graf 5.13 – Rychlost modelů vozidel s tuhou nápravou – Suchý asfalt

Graf 5.14 – Stáčivá rychlost modelů vozidel s tuhou nápravou – Suchý asfalt

Grafy 5.15 – Boční skluz vnitřních kol modelů vozidel s tuhou nápravou – Suchý asfalt

Grafy 5.16 – Boční skluz vnějších kol modelů vozidel s tuhou nápravou – Suchý asfalt

Graf 5.17 – Rychlost modelů vozidel s tuhou nápravou – Mokrý asfalt

Graf 5.18 – Stáčivá rychlost modelů vozidel s tuhou nápravou – Mokrý asfalt

Grafy 5.19 – Boční skluz vnitřních kol modelů vozidel s tuhou nápravou – Mokrý asfalt

Grafy 5.20 – Boční skluz vnějších kol modelů vozidel s tuhou nápravou – Mokrý asfalt

Graf 5.21 – Rychlost modelů vozidel s tuhou nápravou – sníh

Graf 5.22 – Stáčivá rychlost modelů vozidel s tuhou nápravou – sníh

Grafy 5.23 – Boční skluz vnitřních kol modelů vozidel s tuhou nápravou – sníh

Grafy 5.24 – Boční skluz vnějších kol modelů vozidel s tuhou nápravou – sníh

Graf 5.25 – Rychlost modelů vozidel s předním pohonem na suchém asfaltu

Graf 5.26 – Stáčivá rychlost modelů vozidel s předním pohonem na suchém asfaltu

Graf 5.27 – Klopení modelů vozidel s předním pohonem na suchém asfaltu

Graf 5.28 – Rychlost modelů vozidel se zadním pohonem na suchém asfaltu

Graf 5.29 – Stáčivá rychlost modelů vozidel se zadním pohonem na suchém asfaltu

Graf 5.30 – Klopení modelů vozidel se zadním pohonem na suchém asfaltu

Graf 5.31 – Rychlost modelů vozidel se zadním pohonem s motorem uprostřed na suchém asfaltu

Graf 5.32 – Stáčivá rychlost modelů vozidel se zadním pohonem s motorem uprostřed na suchém asfaltu

Graf 5.33 – Klopení modelů vozidel se zadním pohonem s motorem uprostřed na suchém asfaltu

Graf 5.34 – Rychlost modelů vozidel klasické koncepce na suchém asfaltu

Graf 5.35 – Stáčivá rychlost modelů vozidel klasické koncepce na suchém asfaltu

Graf 5.36 – Klopení modelů vozidel klasické koncepce na suchém asfaltu

Graf 5.37 – Rychlost modelů vozidel s pohonem 4x4 na suchém asfaltu

Graf 5.38 – Stáčivá rychlost modelů vozidel s pohonem 4x4 na suchém asfaltu

Graf 5.39 – Klopení modelů vozidel s pohonem 4x4 na suchém asfaltu