



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ANALÝZA KINEMATIKY ZAVĚŠENÍ ZÁVODNÍHO VOZIDLA

KINEMATICS ANALYSIS OF RACE CAR SUSPENSION

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Adam Jurka

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Adam Jurka**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení
Vedoucí práce: **Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.**
Akademický rok: 2017/18

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

Analýza kinematiky zavěšení závodního vozidla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vytvoření detailní analýzy závislosti kinematických parametrů zavěšení předních i zadních kol závodního automobilu na jejich zdvihu.

Cíle bakalářské práce:

Přehled parametrů geometrie zavěšení kol a jejich vlivu na jízdní vlastnosti.

Souhrn metod pro analýzu kinematiky zavěšení.

Měření kinematických bodů konkrétního závodního automobilu.

Analýza kinematiky zavěšení předních i zadních kol daného vozidla.

Seznam doporučené literatury:

DIXON, John. Tires, suspension and handling. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1996. 621 s. ISBN 1-56091-831-4.

REIMPELL, Jornsén. The Automotive Chassis. 2nd edition. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2001. 444 s. ISBN 0-7506-5054-0.

GILLESPIE, Thomas. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 519 s. ISBN 1-56091-199-9.

MILLIKEN, William a MILLIKEN, Douglas. Race Car Vehicle Dynamics. 1st edition. Warrendale: SAE, 1995. 857 s. ISBN 1-56091-526-9.

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

V Brně, dne 1. 11. 2017



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Bakalářská práce se zabývá kinematickou analýzou podvozku závodního vozu. V úvodní části práce jsou popsány parametry geometrie zavěšení kol a jejich vliv na jízdní vlastnosti vozidla. Dále jsou vysvětleny metody měření geometrie zavěšení kol a jejich použití v praxi. V následující části je provedeno měření kinematických bodů závodního automobilu Peugeot 208 R2 pomocí optického skenovacího zařízení. Pro vyhodnocení naměřených dat jsou vytvořeny virtuální modely obou náprav v simulačním programu Adams Car. Následně je provedena samotná kinematická analýza, která popisuje změnu parametrů zavěšení kola v závislosti na jeho trajektorii. V závěru práce jsou diskutovány výsledky a je představen návrh metody vyhodnocení výsledků, která může zvýšit přesnost kinematické analýzy.

KLÍČOVÁ SLOVA

závodní vozidlo, zavěšení, geometrie, kinematický bod, náprava

ABSTRACT

This bachelor thesis is aimed on kinematic analysis of the race car suspension. In the first part of the thesis geometry parameters of suspension and their influence on driving behavior are explained. Additionally measuring methods of suspension geometry and their use in real life applications are described. Then kinematic points of the race car Peugeot 208 R2 are found and measured using 3D optical method. For better evaluation of measured data virtual model of each axle is created in Adams Car simulation software. After that kinematic analysis is performed. This analysis describes change of parameters in car suspension depending on wheel trajectory. As a conclusion results of the analysis are discussed. Moreover new methodology for better and more precise evaluation of car suspension analysis is introduced and described.

KEYWORDS

race car, suspension, geometry, kinematic point, axle

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

JURKA, A. Analýza kinematiky zavěšení závodního vozidla. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 48 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D..



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 25. května 2018

.....

Adam Jurka

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Petru Hejtmánkovi, Ph.D. za odborné vedení, trpělivost, a hlavně ochotu při tvorbě práce. Dále bych chtěl poděkovat panu Mojmiru Juříčkovi za propůjčení závodního vozu k měřicím účelům. Poděkování bych rovněž věnoval také své rodině a přátelům, kteří mě během studia podporovali.

OBSAH

Úvod	6
1 Přehled parametrů geometrie zavěšení kol a jejich vlivu na jízdní vlastnosti.....	7
1.1 Úhel odklonu kola.....	7
1.2 Příklon rejdové osy	8
1.3 Poloměr rejdu.....	10
1.4 Záklon rejdové osy.....	12
1.5 Závlek	13
1.6 Úhel sbíhavosti	14
1.7 Ackermannova geometrie řízení	15
1.8 Klopení karoserie	16
1.9 Klonění karoserie	18
1.10 Výšková poloha těžiště.....	21
2 Souhrn metod pro analýzu kinematiky.....	23
2.1 Měření mechanickými měřidly	23
2.2 Měření optickými přístroji	24
2.3 Měření elektronickými přístroji	25
3 Měření kinematických bodů konkrétního závodního automobilu.....	27
3.1 Skenování podvozku pomocí optického skeneru Atos	27
3.2 Měření výškové polohy těžiště vozidla	29
4 Analýza kinematiky zavěšení předních i zadních kol daného vozidla	31
4.1 Analýza kinematiky přední nápravy	31
4.2 Analýza kinematiky zadní nápravy.....	37
4.3 Určení středů klopení.....	39
4.4 Určení středů klonění.....	41
Závěr.....	43
Seznam použitých zkratk a symbolů	47
Seznam příloh.....	48

ÚVOD

Geometrie podvozku a pojmy jako jsou odklon kola, sbíhavost, příklon rejdové osy aj., jsou jedny z nejdůležitějších nastavení zavěšení kol automobilu. Nesprávné nastavení geometrie může mít za následky například zvýšené opotřebení pneumatik, zvýšení spotřeby paliva, ale hlavně, může dojít ke zhoršení stability a ovladatelnosti vozidla. Při optimálním nastavení geometrie je cílem docílit co možná nejlepší přilnavosti pneumatik s vozovkou.

U závodních automobilů hraje správné nastavení geometrie kol také svou obrovskou roli. V porovnání se sériovými vozy nejde zde ani tak o opotřebení pneumatik nebo zvýšení spotřeby paliva, ale hlavně o co nejlepší ovladatelnost vozidla a tím dovolit řidiči co nejrychlejší průjezd zatáčkou. V automobilových závodech rally se jezdci porovnávají na měřených úsecích zvaných rychlostní zkoušky, kde se snaží trasu z místa startu do cíle urazit v co nejkratším čase. Průměrná rychlostní zkouška v rally měří cca dvanáct kilometrů, což v podrobnějším rozboru může někdy znamenat více jak stovku zatáček. Pokud každou zatáčku projede vozidlo díky správnému nastavení podvozku rychleji než konkurence, byť jen o malý zlomek, časový rozdíl dvou výkonově podobných vozidel bude na konci rychlostní zkoušky významný.

Jak je patrné z názvu práce, cílem bude kinematicky zanalyzovat podvozek jednoho ze závodních vozidel a sledovat, jak se budou měnit hodnoty parametrů geometrie kol, v závislosti na jejich zdvihu.

1 PŘEHLED PARAMETRŮ GEOMETRIE ZAVĚŠENÍ KOL A JEJICH VLIVU NA JÍZDNÍ VLASTNOSTI

Geometrie zavěšení kol je souhrn určitých úhlů a vzdáleností, které můžeme měřit a nastavit na podvozku většiny automobilů. Zejména u závodních automobilů je kladen obrovský důraz na správně nastavenou geometrii podvozku, z důvodu snahy o dosažení co nejlepších jízdních vlastností. Nesprávně nastavená geometrie může mít za následek zhoršení jízdních vlastností, ale také mohou nastat případy zvýšené spotřeby paliva nebo rychlejšího opotřebení pneumatik, což má ale v motoristickém sportu až druhořadou důležitost. [5]

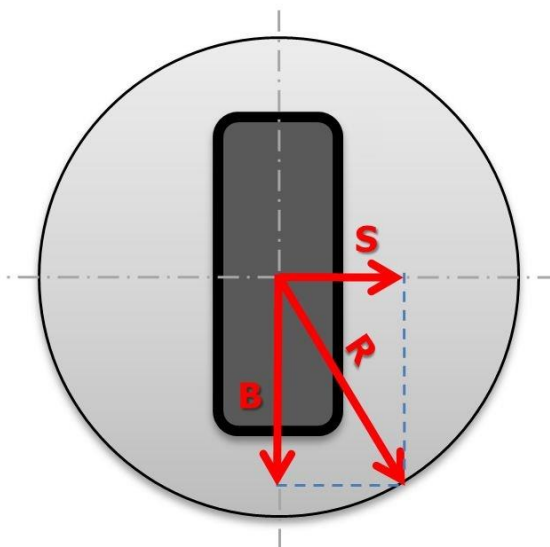
1.1 ÚHEL ODKLONU KOLA

Odklon kola neboli úhel odklonu kola γ , je sklon střední roviny kola s vertikální rovinou vozidla. Odklon kola může být uvažován kladný, nebo záporný. Je uvažován jako kladný, naklání-li se horní část kola směrem od vozidla a záporný, naklání-li se horní částí dovnitř k podvozku. Dříve se používalo kladných hodnot odklonu kol, protože vlivem zatížení kola vzniká silová složka $F \cdot \sin \gamma$, která směřuje ke středu vozidla, a tou byly vymezeny vůle v řízení. Ten měl také za následek vyššího opotřebení pneumatik z důvodu, že kolo tvoří ve styku s vozovkou kuželovou plochu a má snahu se odvalovat po kružnici. V dnešní době se u běžných vozidel, vybavenými pneumatikami pro silniční provoz, volí hodnota odklonu záporná (-1° až -2°), z důvodu lepšího bočního vedení pneumatiky v zatáčkách. [6]



Obr. 1 Odklon kola [20]; a) nulový, b) kladný, c) záporný

Boční vodící síla pneumatiky je reakční síla, která vzniká ve stopě pneumatiky a je reakcí na boční sílu, vznikající na kole při zatáčení. Při vychýlení osy stopy vůči směru pohybu vozidla vzniká tzv. úhel směrové úchylky a dochází k pružné deformaci pneumatiky, která vybudí boční sílu ve stopě pneumatiky. Díky bočnímu vedení pneumatiky je umožněno, že vozidlo zatáčí do požadovaného směru. Maximální velikost boční síly lze znázornit pomocí Kammovy adhézní kružnice na Obr. 2. Průměr kružnice je úměrný mezi přilnavostí pneumatiky s vozovkou. Čím má pneumatika lepší adhézní vlastnosti, tím je větší i poloměr třecí kružnice. Aby nedošlo ke ztrátě ovladatelnosti vozidla, musí výslednice příčných a podélných sil ležet uvnitř Kammovy kružnice. V reálných případech se setkáme s tím, že Kammova kružnice má spíše tvar elipsy. [18]



Obr. 2 Kammova kružnice přilnavosti [18]

U podvozku, s nezávislým zavěšením kol, dochází při propružení kola ke změně odklonu. Na velikosti změny úhlu naklonění karoserie závisí také vznik boční vodící síly při klopení kola. Při naklonění karoserie během zatáčení se mění nejčastěji odklon vnějšího kola ve směru negativního odklonu což je vhodné, jelikož je tím kompenzován vliv naklonění karoserie. Vnitřní kolo jde často do většího pozitivu. Což pomáhá vytvořit větší boční sílu na vnitřním kole, protože ve smyslu působení vodící síly se při vyvěšení kola mění jeho odklon směrem k negativu. Stabilita zatáčení není závislá jen na změně odklonů jedné nápravy, ale spíše na rozdílné změně u přední a zadní nápravy. Velký význam má změna odklonu s propružením i na podélnou dynamiku, jelikož jakýkoliv odklon (pozitivní i negativní) snižuje maximální brzdné či hnací síly, tudíž při velké změně odklonu při propružení se výrazně snižují brzdné limity vozidla.

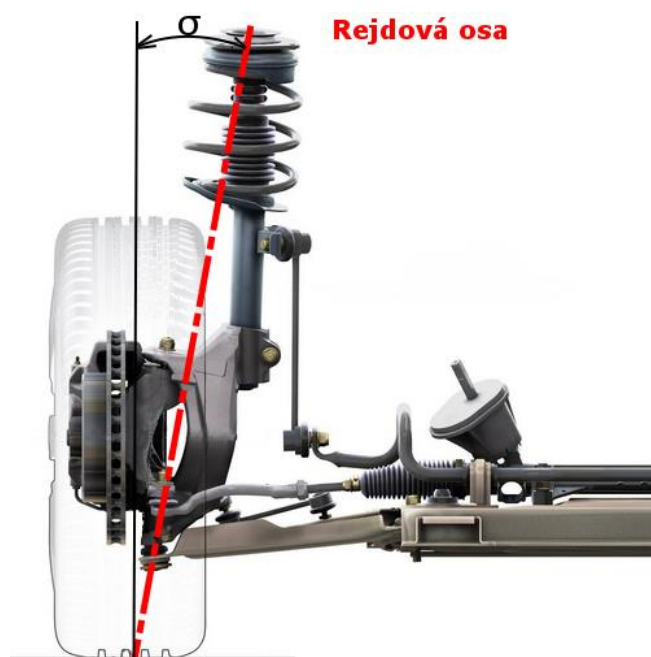
Závodních automobily jsou vybaveny speciálními pneumatikami, které mají výrazně vyšší boční tuhost a správně pracují za vyšších provozních teplot než pneumatiky sériové. I hodnoty odklonů jsou vyšší než u sériových pneumatik, kde hraje významnější roli opotřebení. Cílem tohoto nastavení je, aby byla co největší plocha pneumatiky ve styku s vozovkou při zatáčení, pro dosažení maximálních bočních sil. U závodních automobilů se klade největší důraz na co nejlepší přilnavost pneumatiky, zvláště při průjezdu zatáčkou ve vysoké rychlosti, kdy působí velká příčná zrychlení, a proto se v některých případech volí hodnota negativního odklonu výrazně vyšší. Opotřebení pneumatik má zde až druhořadou důležitost. [1], [14]

1.2 PŘÍKLON REJDOVÉ OSY

Úhel příklonu rejdové osy je úhel σ , který svírá svislice příčné roviny vozidla s rejdovou osou, při pohledu zepředu, nebo zezadu. Vlivem příklonu rejdové osy se řízená

kola samočinně vrací do přímé polohy spolu s působením vratného momentu pneumatiky. Vratný moment vlivem příklonu rejdové osy vzniká působením svislého zatížení kola na rameni, jehož velikost je závislá na úhlu příklonu rejdové osy vlivem příklonu a poloměru rejdu se při natočení volantu svým způsobem kolo snaží „zvedat“ vozidlo, což generuje vratný moment.

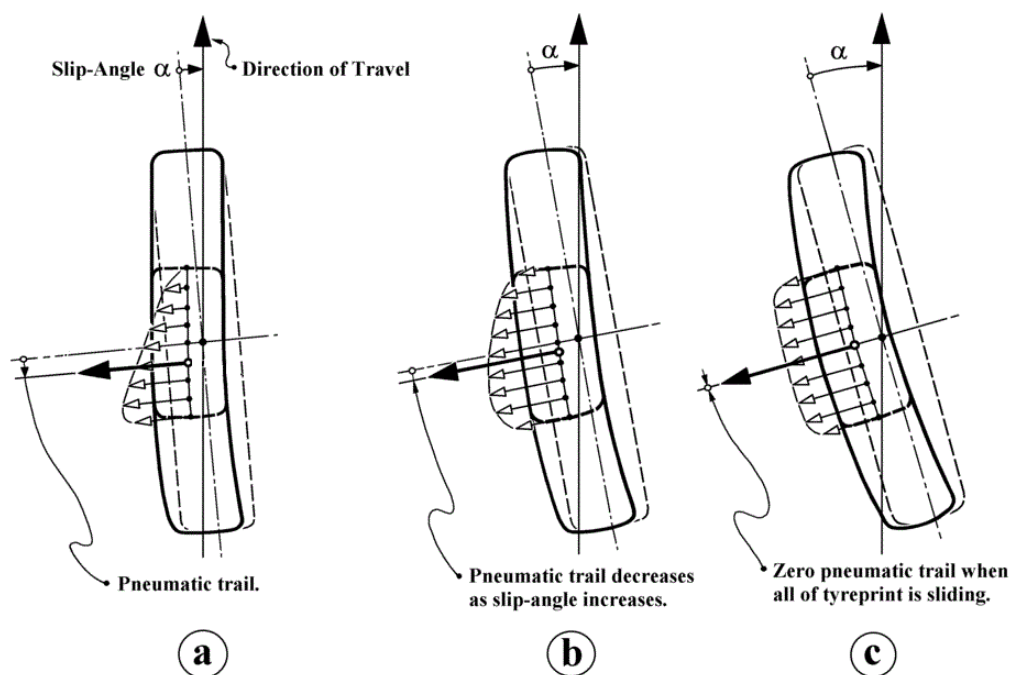
U nápravy McPherson je rejdová osa dána spojnicí spodního kulového čepu a středu horního uložení. Pokud je poloha spodního kulového čepu ve vnitřní části kola, může být rejdová osa totožná s osou vzpěry McPherson. V případě tuhé nápravy je osa rejdového čepu a rejdová osa totožná. U nápravy lichoběžníkového typu je rejdová osa tvořena spojnicí horního a spodního čepu, který spojuje ramena s těhlicí. [1], [6]



Obr. 3 Příklon rejdové osy [22]

1.2.1 VZNIK VRATNÉHO MOMENTU

Vratný moment vzniká mimo jiné i důsledkem toho, že při odvalování kola se směrovou úchytkou vznikají ve stopě pneumatiky boční síly, jejichž výslednice neleží v ose otáčení pneumatiky, ale je posunuta směrem vzad. Tahle vzdálenost je rameno vratného momentu zobrazeného na Obr. 4 a je definována jako závlek pneumatiky. [6]

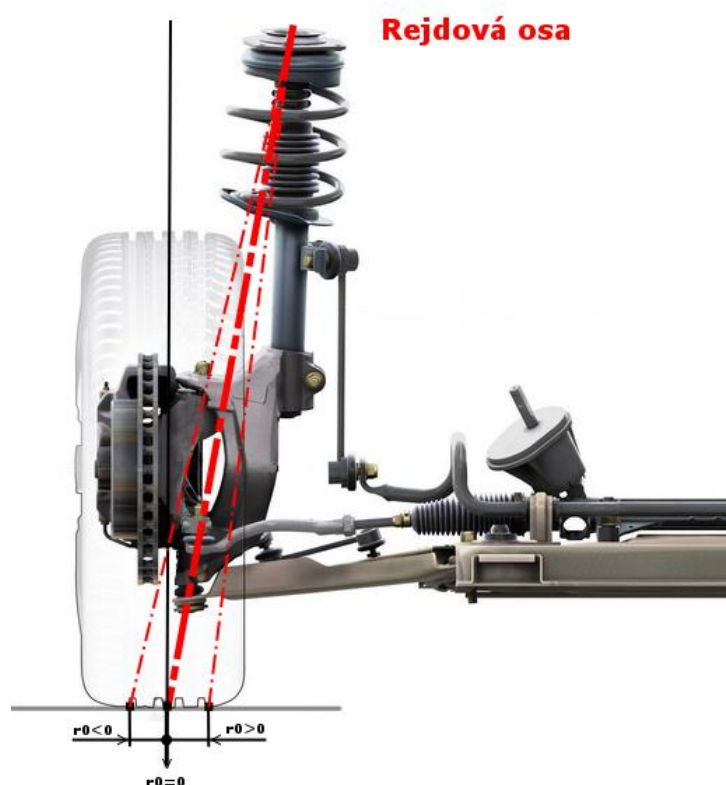


Obr. 4 Závlek pneumatiky [30]; a) závlek pneumatiky, b) snižující se závlek pneumatiky, c) nulový závlek pneumatiky

1.3 POLOMĚR REJDU

Poloměr rejdu r_0 je definován jako vzdálenost střední roviny kola, promítnutá do vertikální roviny vozu, ve stopě pneumatiky s průsečíkem rejdové osy a rovinou vozovky. Poloměr rejdu může být buď kladný, záporný, anebo protne-li se rejdová osa se středem stopy pneumatiky, mluvíme o nulovém poloměru rejdu. Poloměr rejdu je jeden z faktorů, který ovlivňuje velikost vratného momentu. Poloměr rejdu tvoří část účinného ramena, na kterém při směrové úchylce kola působí (hnací nebo brzdná) síla a vzhledem k rejdové ose vyvolává vratný moment. Čím je kladná hodnota r_0 větší, tím se zvýší i velikost vratného momentu, ale zároveň bude řízená náprava citlivější na podélné síly.

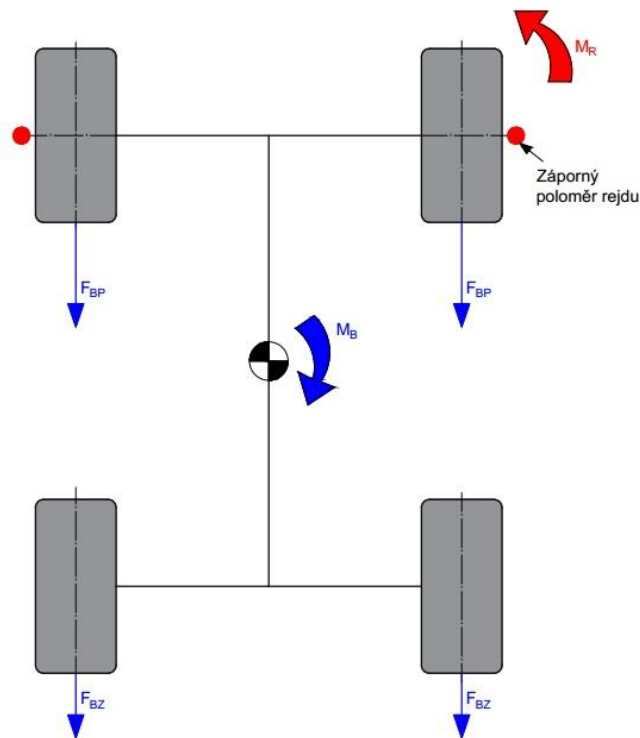
U soudobých vozidel, které jsou poháněna přední nápravou se téměř u každého z nich volí záporný poloměr rejdu, který má za následek stabilizující účinek na řízení. Díky tomuto účinku nemusí řidič provádět korekce v případě nesouměrného zrychlování, nebo brzdění vozidla. Nesouměrným se rozumí případ, kdy jedno kolo má rozdílnou trakci, než kolo druhé (vlivem rozdílného povrchu vozovky nebo při poruše brzdového okruhu). [6]



Obr. 5 Poloměr rejdu [22]

Na Obr. 6 je možno vidět důsledek při konstrukci záporného poloměru rejdu při nesouměrném (diagonálním) brzdění či akceleraci, kde vzniká moment působící proti brzdnému momentu, respektive zrychlení, což má za následek zmenšování stáčení vozidla kolem svislé osy. U příliš velkého poloměru rejdu by mohlo docházet k vychylování kol a řidič by tak při rozdílných jízdních odporech nebo rozdílných brzdných silách na kolech, musel vyrovnávat směr jízdy. V některých případech se používá nulový poloměr rejdu, protože zde neexistuje rameno momentu pro sílu, který generuje moment okolo rejdové osy.

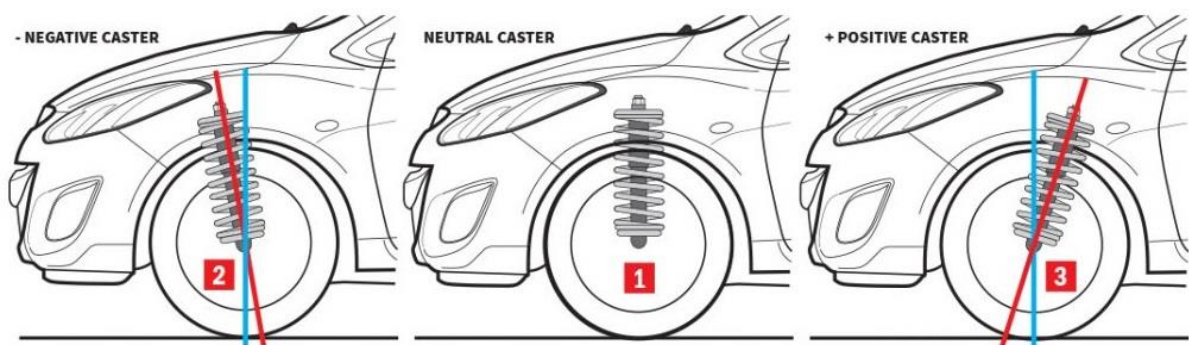
Vznik těchto momentů může ovlivňovat i geometrii kol, jelikož díly zavěšení kol nejsou absolutně tuhé čili působící momenty přenášejí do řízení značné síly způsobující deformaci zejména spojovací tyče řízení, čímž se mění i aktuální hodnoty sbíhavosti řízených kol. [7]



Obr. 6 Vznik momentu vlivem záporného poloměru rejdu, působícího proti brzdnému momentu

1.4 ZÁKLON REJDOVÉ OSY

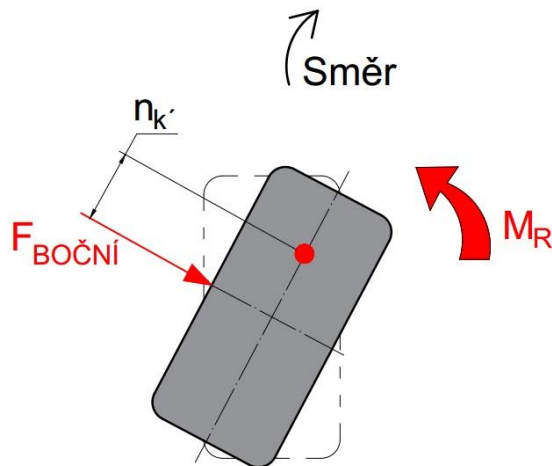
Záklon rejdové osy τ je definován jako úhel, který svírá rejdová osa a svislice do roviny rovnoběžné s podélnou rovinou vozidla při pohledu z boku. Záporný záklon je uvažován tehdy, je-li rejdová osa skloněna k přední části vozu a v tomto případě mluvíme o předklonu. Kladný záklon nastane tehdy, je-li rejdová osa skloněna k zadní části vozu.



Obr. 7 Záklon rejdové osy [28]; 1) nulový záklon, 2) záporný záklon, 3) kladný záklon

Stabilitu polohy předních kol lze u vozidla dosáhnout dvěma způsoby. První způsob je možnost posunutí rejdové osy směrem dopředu, tím se bude bod styku kola s vozovkou

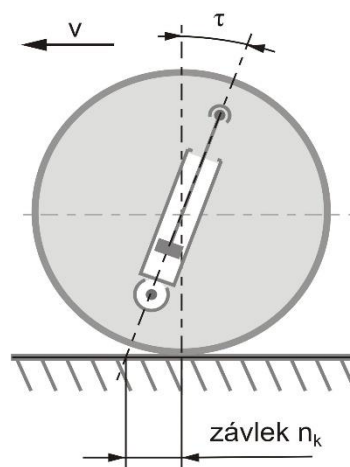
nacházet za rejdovou osou a kolo bude vlečeno. Druhým, a zároveň častěji používaným způsobem je záklon rejdové osy. Vlivem záklonu rejdové osy vzniká taktéž vratný moment viz Obr. 8, který se působením hlavně bočních a částečně i podélných sil na příslušném rameni n_k' se snaží vrátit kolo do přímého směru, ale zároveň tím vytváří „odpor“ na volantu. Dalším efektem záklonu rejdové osy je změna odklonu kola během natočení, což lze využít u přední řízené nápravy pro vytvoření vhodných odklonů během zatáčení a tím i třeba použití menších statických odklonů. [6]



Obr. 8 Vznik vratného momentu vlivem záklonu rejdové osy

1.5 ZÁVLEK

Závlek n_k je vzdálenost, která je dána průsečíkem rejdové osy s vozovkou a středem styku pneumatiky v rovině rovnoběžné s podélnou rovinou vozidla. Závlek je uvažován jako kladný, nachází-li se průsečík před středem styku pneumatiky s vozovkou a záporný, nachází-li se za ním. Díky závleku se vrací kolo do přímého směru, což je známo z konstrukce servírovacího vozíku, kdy je kolečko vlečeno, nikoliv taženo. (viz Záklon rejdové osy) [6]

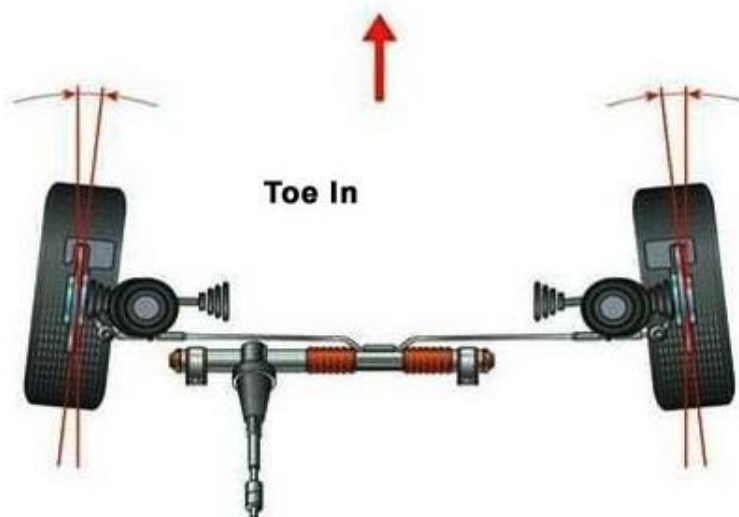


Obr. 9 Závlek [29]

1.6 ÚHEL SBÍHAVOSTI

Úhel sbíhavosti δ_0 je určován jako průmět úhlu mezi podélnou osou vozidla a střední rovinou kola při pohledu z hora. Kolo se uvažuje jako sbíhavé, je-li přední část kola přikloněna k podélné ose vozidla a rozbíhavé, je-li přední část kola odkloněna od podélné osy vozidla.

Měření sbíhavost lze mimo jiné uskutečnit mechanickým způsobem. Zde se měří vzdálenost ráfků jedné nápravy v přední a zadní části kola, ve vodorovné rovině, která prochází středem kol. U vozidel, která jsou poháněná přední nápravou se hnací síly směřující dopředu snaží stlačit kola na přední straně, proto se zde nabízí využití rozbíhavosti kol, jako kompenzace a poté by docházelo opět k paralelnímu odvalování kol. Důležitější roli hraje sbíhavost při brzdění, protože tak jako u akcelerace se i brzdné síly snaží změnit polohu kola, ale v opačném směru než síly hnací. Jakákoliv sbíhavost vytváří úhel směrové úchylky a tím boční sílu, tím pádem klesá maximum podélné síly viz Kammova kružnice přilnavosti [18] [6]



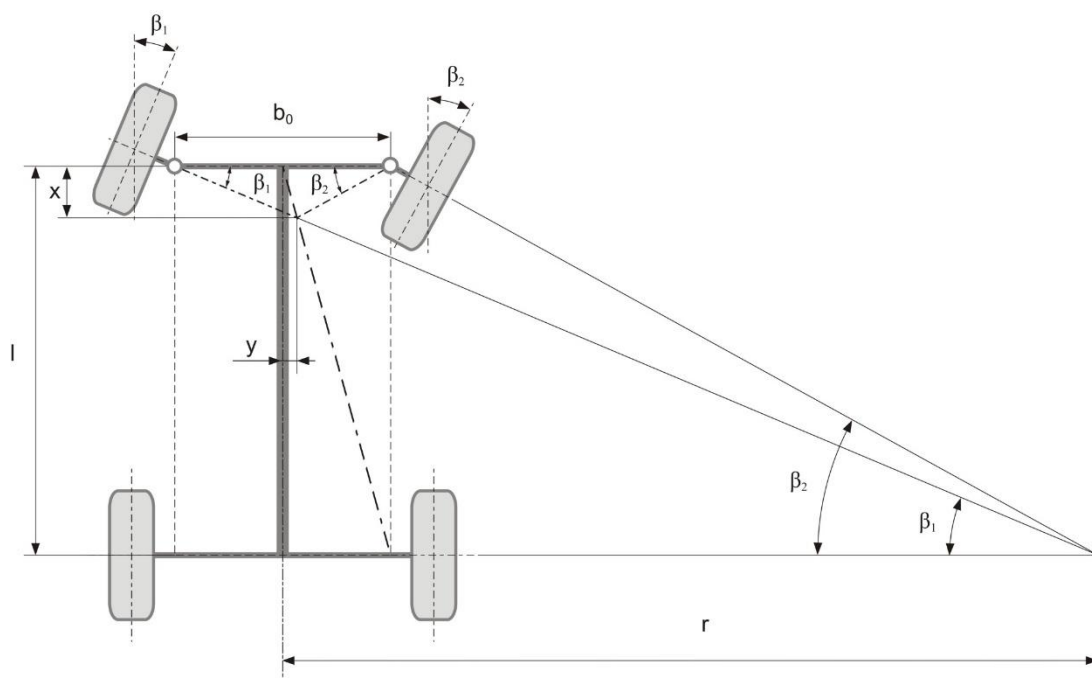
Obr. 10 Úhel sbíhavosti [24]

Nastavení sbíhavosti vozidla je jednou z nejvíce kritických nastavení vzhledem k opotřebení pneumatik. Je-li na vozidle nastavena příliš velká sbíhavost, dochází k opotřebení běhounu pneumatiky na vnější straně. Naopak při rozbíhavosti se nejvíce opotřebovává vnitřní strana běhounu pneumatiky. Sbíhavost může být také použita ke změnám vlastností v chování vozu. Zvýšená sbíhavost zadních kol má obvykle za následek snížení přetáčivosti, pomůže uklidnit vozidlo a zlepšit stabilitu ve vysokých rychlostech. Zvýšená rozbíhavost zadní nápravy bude mít obvykle za následek snížení nedotáčivosti vozidla, pomáhá uklidnit vozidlo, a to zejména během počátečního zatočení, kdy vozidlo najíždí do zatáčky. U závodních automobilů se obvykle nastavuje rozbíhavost předních kol a sbíhavost kol zadních. Tohle nastavení má za následek zlepšení stability vozidla při průjezdu zatáčkou a také při brzdění (obojí vede k nedotáčivosti). Bude-li na zadních kolech nastavena kladná sbíhavost, brzdné síly se budou snažit kola rozběhnout, tím pádem nebude docházet ke vzniku tak velkých bočních sil, vlivem směrové úchylky pneumatik,

které se snaží zadní nápravu posouvat v bočním směru. Ale hlavně při ztrátě stability a ujíždění zádních kol do stran by měla sbíhavost zadních kol pomáhat udržovat zadní část vozu v přímém směru. [27]

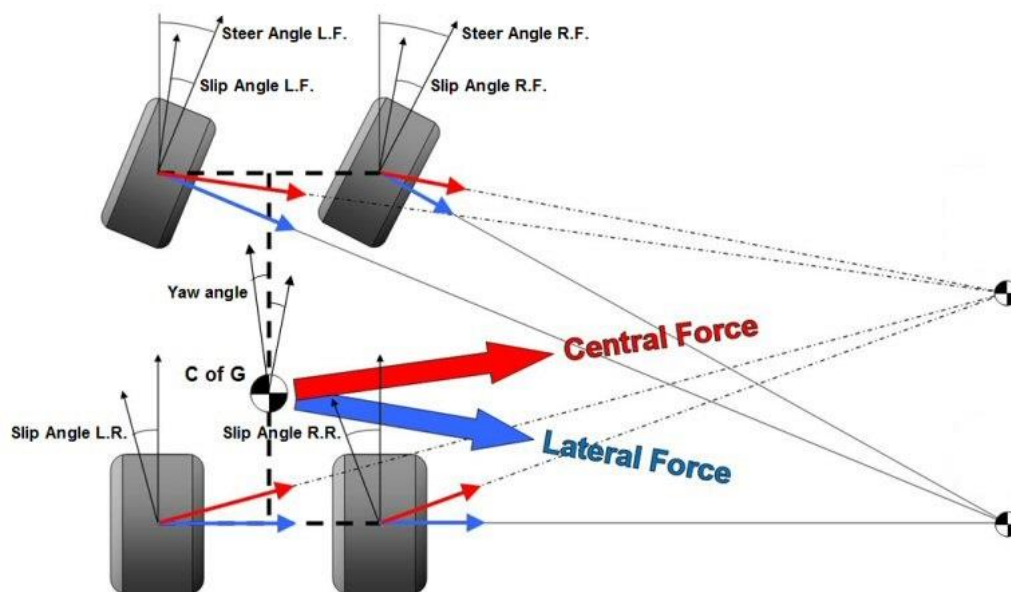
1.7 ACKERMANNOVA GEOMETRIE ŘÍZENÍ

Jsou-li kola vozidla natáčena z přímé polohy, konstrukce řídicích vazeb určuje, zda kola zůstanou paralelně, nebo jedno zatočí více než to druhé. Tento rozdíl v řídicích úhlech na levém a pravém kole by neměl být spojován se sbíhavostí a rozbíhavostí, protože zde se nejedná o statické nastavování. Ackermannova podmínka říká, že střed otáčení vozidla musí ležet v ose zadní nápravy, tudíž lze tuhle geometrii použít pouze v nízkých rychlostech a u ideálně tuhých kol, kde se neuvažují směrové úchytky pneumatik. [6], [9]



Obr. 11 Ackermannova teoretická geometrie řízení [9]

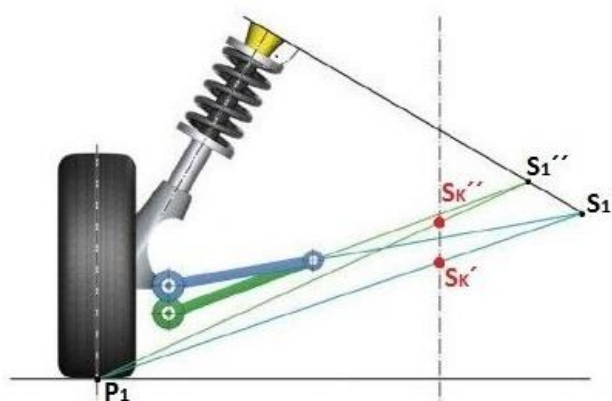
Ve skutečném případě zatačení kol zobrazeném na Obr. 12 vznikají vlivem pružnosti pneumatik a odstředivé síly na všech kolech úhly směrových úchylek. Tím pádem nemůže být dodržena Ackermannova podmínka a skutečný střed otáčení vozidla nemusí ležet v ose zadní nápravy, ale může ležet například před ním.



Obr. 12 Skutečná geometrie řízení [25]

1.8 KLOPENÍ KAROSERIE

U motorových vozidel dochází při jízdě, zejména v zatáčkách ke změnám svislého zatížení kol. Leží-li těžiště vozidla v určité výšce nad vozovkou, odstředivá síla a boční reakce pneumatik vyvolají klopňý moment kolem podélné osy vozidla. V první řadě je třeba určit dva důležité pojmy, kterými jsou střed klopení a osa klopení. Střed klopení je vlastně pól (střed) otáčení, kolem kterého se karoserie naklápí. Tento pól leží při přímé jízdě v symetrické rovině karoserie a je dán průsečíkem úseček, které spojují středy otáčení kol S_1 , S_2 a body styku kola s vozovkou P_1 , P_2 (Obr. 13). Poloha středu klopení závisí na konstrukci dané nápravy a může se během jízdy měnit, například z důvodu změny sklonu vozovky, při zatáčení, pro pružení jednoho či obou kol, ad. Osa klopení je spojnice, která spojuje středy klopení přední a zadní nápravy a podél této osy se naklápí karoserie.



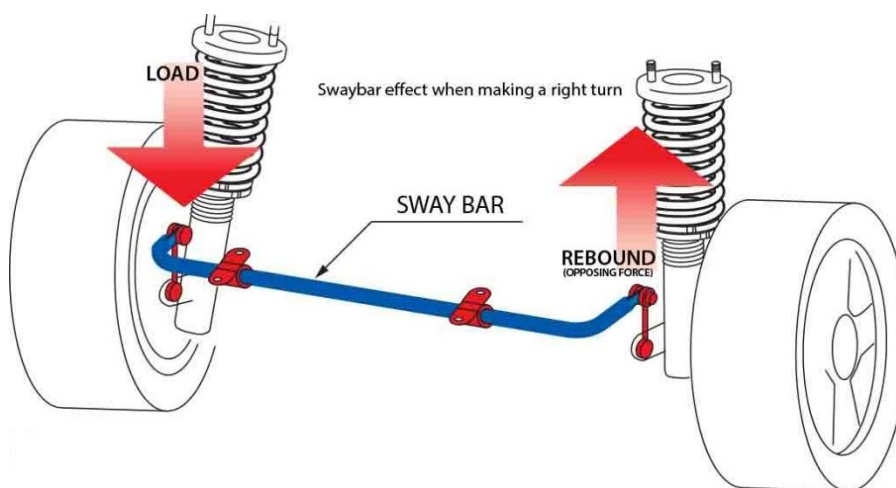
Obr. 13 Středy klopení McPherson [26]

Proti klopnému momentu působí také vratný moment nápravy. Tento moment vzniká v důsledku pro pružení kola a stlačení pružiny tlumiče na vnější straně a vyvěšením na straně vnitřní. Vratný moment je tedy závislý na tuhosti odpružení a stabilizátorů neboli na klopné tuhosti.

Naklápění karosérie je také ovlivňováno setrvačnými silami neodpružených částí. Mezi neodpružené části podvozku se řadí samotná kola, nápravy a části zavěšení kol, včetně pérování a tlumení. Na tyto části také působí odstředivá síla, která vzhledem k těžišti neodpružených hmot vyvolává moment neodpružených částí. Účinkem momentů, které se snaží o naklápění náprav automobilu, se při průjezdu zatáčkou vnitřní kola odlehčí a zatížení vnějších kol se o tuto hodnotu zvětší. Rozdílná velikost reakcí na vnějším a vnitřním kole, zvyšuje směrovou úchytku nápravy. Velmi podstatné je, že čím větší je rozdíl zatížení jednotlivých kol, tím je menší maximální součet bočních sil na nápravě.

Volba rozdílných klopných tuhostí přední a zadní nápravy může také ovlivňovat jízdní vlastnosti automobilu, například přetáčivost a nedotáčivost. Ke zmenšování naklápění automobilu se používá příčný stabilizátor, který je zobrazen na Obr. 14. Stabilizátor zvětšuje rozdíl reakcí jednotlivých kol a tím vyvozuje vratný moment. Mluvíme-li o vozidle s pohonem přených kol a zvolíme-li příliš tuhý přední stabilizátor, vozidlo bude mít tendenci zvyšovat jeho nedotáčivost, ale výhodou v rychlých zatáčkách bude, že může být daleko přesnější. Pokud zvolíme zadní stabilizátor s vyšší tuhostí, můžeme u stejného vozidla redukovat nedotáčivost a vozidlo se stane více neutrální. [1], [8]

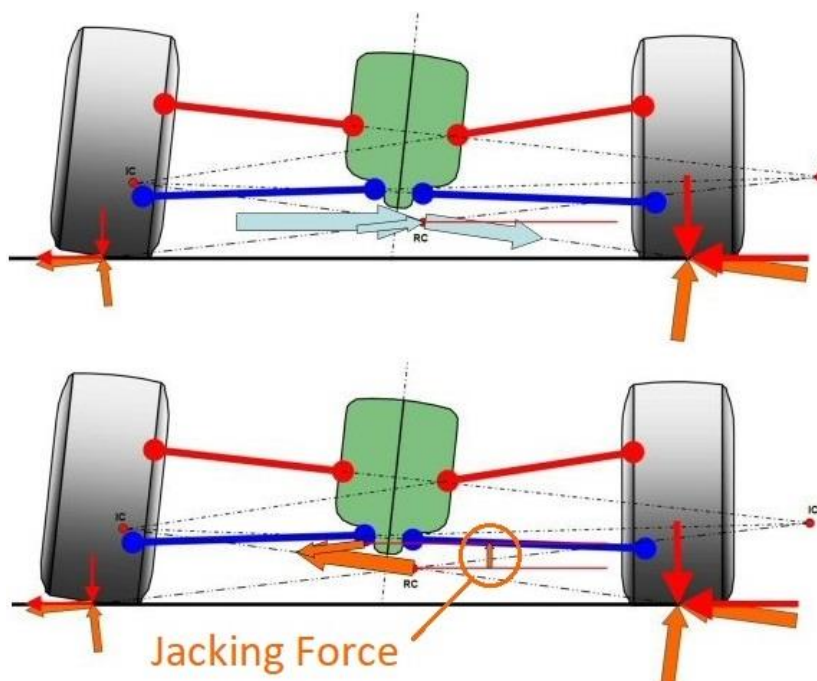
Hlavní rozdíl mezi stabilizátorem a vinutou pružinou spočívá v tom, že stabilizátor je v činnosti pouze při naklápění automobilu. Najede-li například vozidlo na stejnou překážku oběma koly nebo dopadne souměrně na obě kola po skoku, vinuté pružiny se stlačí, ale stabilizátor se pouze pootočí v pryžových pouzdrech, tudíž nedochází k jeho zkrucování. [21]



Obr. 14 Příčný stabilizátor a efekt při zatočení vpravo [21]

1.8.1 ZDVIHACÍ SÍLY (JACKING FORCES)

Při průjezdu zatáčkou, tedy během zatáčení, se mohou odpružené hmoty automobilu klopat a dochází ke vzniku tzv. zdvihacích sil (jacking forces). Hodnoty okamžitých středů klopení (IC) jsou posunuty směrem k vnějšímu, tedy více zatíženému kolu. Důsledkem posunutí okamžitých středů klopení je i posunutí středu klopení (RC). Síla pneumatik, působící ve středu klopení není stejná. Existuje malá, ale významná výsledná síla, která působí ve vertikálním směru podvozku. Vzhledem k tomu, že reakční boční síla vpravo je nyní větší než reakční boční síla vlevo, existuje zdvihací síla, která má tendenci zvedat podvozek. Tento jev může mít negativní dopad na chování vozu při průjezdu zatáčkou, protože nerovnoměrná změna zdvihací síly bude mít dopad na zatížení kola a také na boční vodící síly, čímž může docházet ke ztrátě stability a také ke zhoršení aerodynamické rovnováhy. Při vysokých bočních zrychleních a vysokých středech klopení může být tento zdvihový efekt poměrně velký. [15]

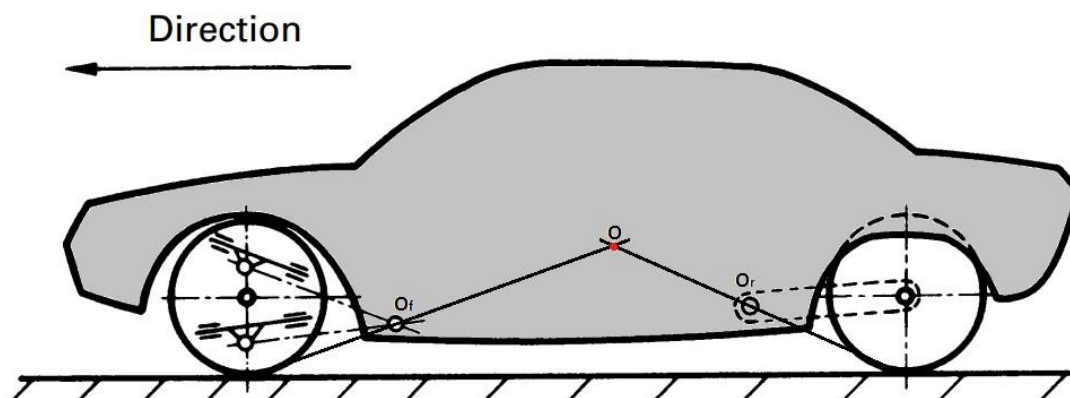


Obr. 15 Zdvihací síly [15]

1.9 KLONĚNÍ KAROSERIE

Klonění karoserie je podobně jako klopení jeden z důležitých parametrů, který může ovlivňovat chování vozidla. Zde se jedná o pohyby, které lze vidět z bočního pohledu, kde se karoserie naklápí kolem pólu (středu) klonění karoserie O . Tento bod je dán průsečíkem úseček, které spojují středy klopení kol jednotlivých náprav O_f , O_r a body styku kola s vozovkou. Vlivem zrychlování a brždění vozidla se karoserie zaklání, respektive předklání, což může mít negativní účinky na ovladatelnost vozidla, kdy může docházet ke ztrátě přilnavosti pneumatik (například velkou změnu odklonu obou náprav) a snažíme se o to, aby vznikaly efekty anti-lift a anti-dive. Nabyde-li hodnota těchto efektů 100 %, znamená to, že střed klonění leží ve výšce těžiště vozidla a setrvačné síly, které vznikají

například při brždění nevytváří žádný moment ke středu klonění. Pokud je hodnota anti efektu 100 %, všechna podélná zatížená jsou zachycována v ramenech zavěšení. [6], [7]



Obr. 16 Střed klonění karosérie 44[8]

1.9.1 ANTI – LIFT

Anti-lift je efekt, který nám v % vyjadřuje, o jakou hodnotu se bude vlivem akcelerace přední část vozidla zvedat (u vozidel s hnanou přední nápravou). Nabyde-li hodnota anti-liftu 100 % znamená to, že se střed klonění nachází ve výšce těžiště vozidla a karosérie se nebude zaklánět. U nezávislého zavěšení kol je důležité, aby střed klonění ležel výš než střed kol hnané nápravy. V případě, že by se střed klonění nacházel pod osou středu kol, docházelo by k opačnému efektu, který se nazývá pro-lift. Toho lze dosáhnout, bude-li mít spodní rameno šikmou polohu. Anti-lift na předním zavěšení nastává jen tehdy, je-li tato náprava hnací.

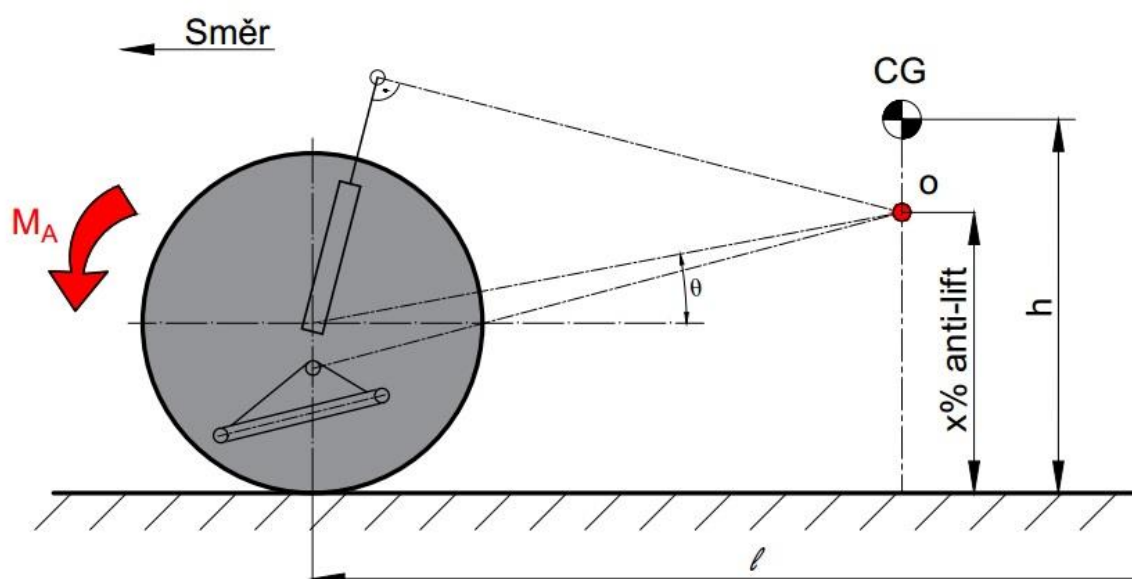
Výpočet parametru anti-dive: [7]

$$Anti - lift = \frac{\tan\theta}{h/l} \times 100 \quad [\%] \quad (1.9.1.)$$

kde θ je úhel mezi osou středu kola a středem klonění [°]

h je výška těžiště vozidla [mm]

l je rozvor náprav vozidla [mm]



Obr. 17 Anti-lift

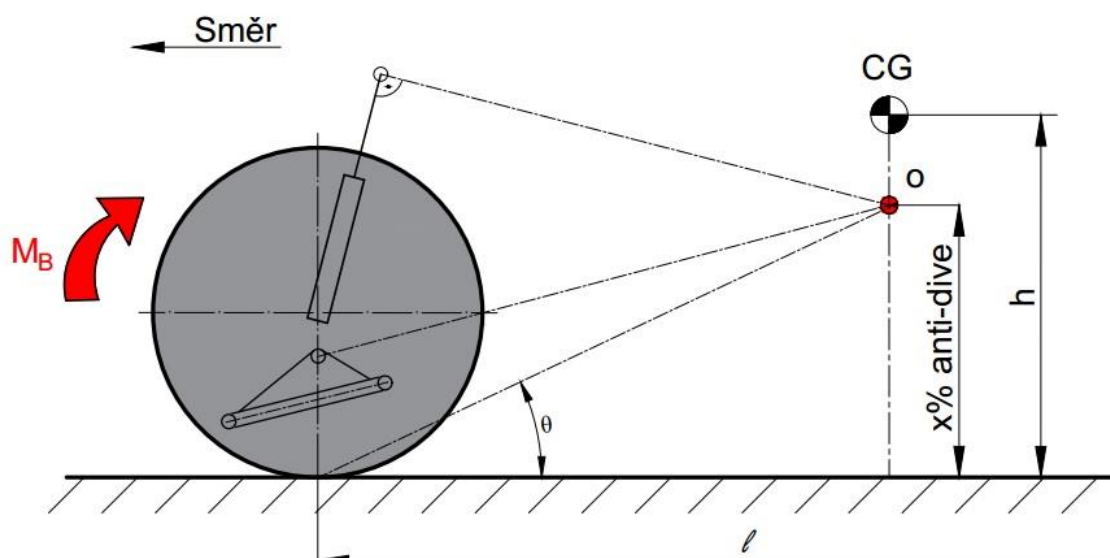
1.9.2 ANTI – DIVE

Anti-dive je efekt, který nám v procentech vyjadřuje, o jakou hodnotu bude vlivem brždění přední část vozidla klesat směrem k vozovce. Nabyde-li hodnota anti-divu 100 % znamená to, že se střed klonění nachází ve výšce těžiště vozidla a karosérie se nebude předklánět. Nabyde-li hodnoty 0, znamená to, že střed klonění je v rovině vozovky. U anti-dive efektu musíme navíc počítat s brzdovou rovnováhou neboli rozložením brzdného účinku na přední a zadní nápravu.

Výpočet parametru anti-dive: [7]

$$\text{Anti - dive} = \frac{\tan\theta}{h/l \times (\% \text{ front braking})} \times 100 \quad [\%] \quad (1.9.2.)$$

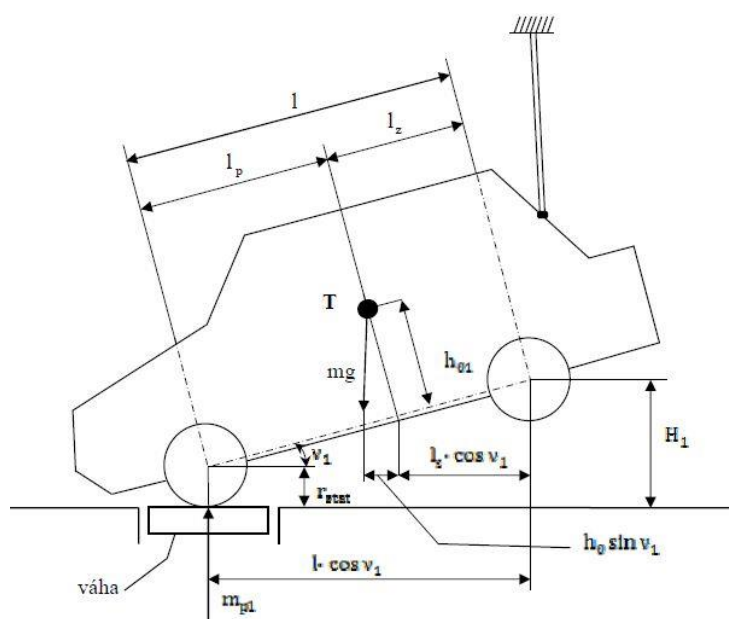
kde % front braking je poměr brždění přední nápravou [%]



Obr. 18 Anti-dive

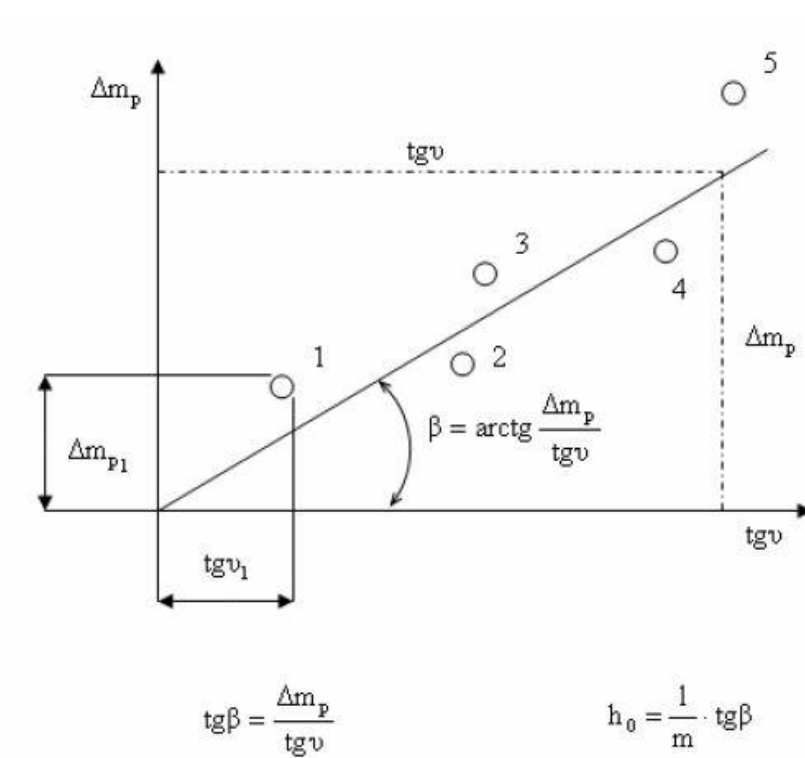
1.10 VÝŠKOVÁ POLOHA TĚŽIŠTĚ

Polohu těžiště ve směru osy z neboli výškovou polohu těžiště lze změřit pomocí vážení vozidla v šikmé poloze zobrazenou na Obr. 19. Jedna náprava vozidla je vážena pomocí automobilových vah, které jsou umístěny pod obě kola nápravy. Druhá náprava je postupně zvedána do výšky H_1 , čímž dojde k přetížení vážené nápravy o hodnotu Δm_{p1} a k naklonění vozidla o úhel v_1 .



Obr. 19 Princip vážení vozidla v šikmé poloze [4]

Abychom eliminovali chyby v měření, je nutné zamezit pohybu pružných částí vážené nápravy a také provádět měření v několika různých výškách přizvednutí nápravy. Následně sestrojíme bodový graf viz Obr. 20, který udává závislost tgv_1 na Δm_{p1} . Graf poté proložíme přímkou a nalezneme její směrnici neboli úhel β . [4]



Obr. 20 Kontrolní graf k určení výškové polohy těžiště [4]

2 SOUHRN METOD PRO ANALÝZU KINEMATIKY

U měřidel a zařízení používaných k měření během závodů, je kladen důraz především na rychlost a jednoduchost měření, a to z důvodu časově limitované servisní zastávky. Nelze u těchto měřidel požadovat maximální možnou přesnost, tak jako u klasických přístrojů pro měření geometrie osobních automobilů. Tyto měřidla můžeme využít pro kontrolu geometrie například při poškození a následné výměně některé části zavěšení. Pro závodní automobily se používají také klasická zařízení a měřidla určená pro přesné měření. Ty jsou však využívány před samotným závodem pro nastavení statických hodnot geometrie vozu. [5]

2.1 MĚŘENÍ MECHANICKÝMI MĚŘIDLY

Měření pomocí mechanických měřidel je metoda, která se řadí mezi ty nejstarší pro měření geometrie vozidla. Hodnoty, které jsou naměřeny, lze odečítat přímo z měřidla. Do kategorie mechanických měřidel můžeme zahrnout posuvná měřítka, olovnice, úhlooměry a různé měřicí tyče, kterými lze například měřit sbíhavost kol vozidla. Můžeme zde také zahrnout pohyblivé plošiny, které slouží pro orientační změření sbíhavosti kola. Vozidlo najede na měřicí plošinu a díky volnému uložení plošiny dochází vlivem boční síly k posunutí. Z tohoto posuvu pak lze vypočítat sbíhavost. Tyto plošiny lze spatřit na stanicích technické kontroly.

Měření těmito měřidly je poměrně rychlé, snadné, ale celkem nepřesné. Přesto se tyto měřidla stále používají, například v servisní zastávce při závodech rally, konkrétně tedy měřicí tyče pro určení sbíhavosti. Při destrukci zavěšení nebo řízení je nutno poškozený díl vyměnit a nastavit novou geometrii. Servisní zastávka je časově limitována, a proto je rychlost a jednoduchost měření tímto měřidlem obrovskou výhodou. [2], [3]



Obr. 21 Měřicí tyč BUCO s přesností 0,2 mm [19]

2.2 MĚŘENÍ OPTICKÝMI PŘÍSTROJI

Měření optickými přístroji je metoda nepřímého měření geometrie kol. Využívá se zde kombinace světelného zdroje (např. laseru), speciálních měřících libel, mechanických měřidel a měřících stupnic. Můžeme se zde setkat se dvěma kategoriemi, které rozdělujeme dle způsobu projekce, a to s přímou projekcí a nepřímou projekcí. U měření optickými přístroji lze kompenzovat nepřesnost a házivost ráfků.

Přímá projekce znamená, že se světelný zdroj připevní pomocí speciálních držáků rovnou na kola vozidla. Je zapotřebí, aby projektory ležely v rovině rovnoběžné se střední rovinou kola. Dále se světelný paprsek promítá na jednotlivé stupnice nebo na další nápravu.



Obr. 22 Optické měření přímou projekcí

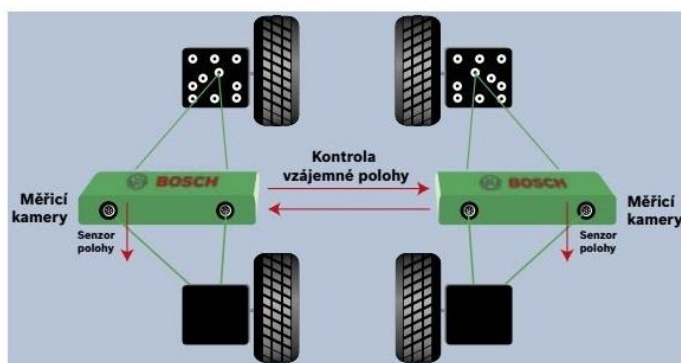
Měřidla s nepřímou projekcí využívají navíc v kombinaci se zrcadly viz Obr. 23. Tyto zrcadla se umístí na kola a vysílaný paprsek světla se od nich odráží a promítne se na projekční plochu. Na těchto projekčních plochách se nachází příslušné stupnice pro jednotlivá měření. Jedná se o náročnější měření z hlediska přesného umístění zrcadel. [3]



Obr. 23 Optické zřízení s nepřímou projekcí pro měření sbíhavosti [17]

2.3 MĚŘENÍ ELEKTRONICKÝMI PŘÍSTROJI

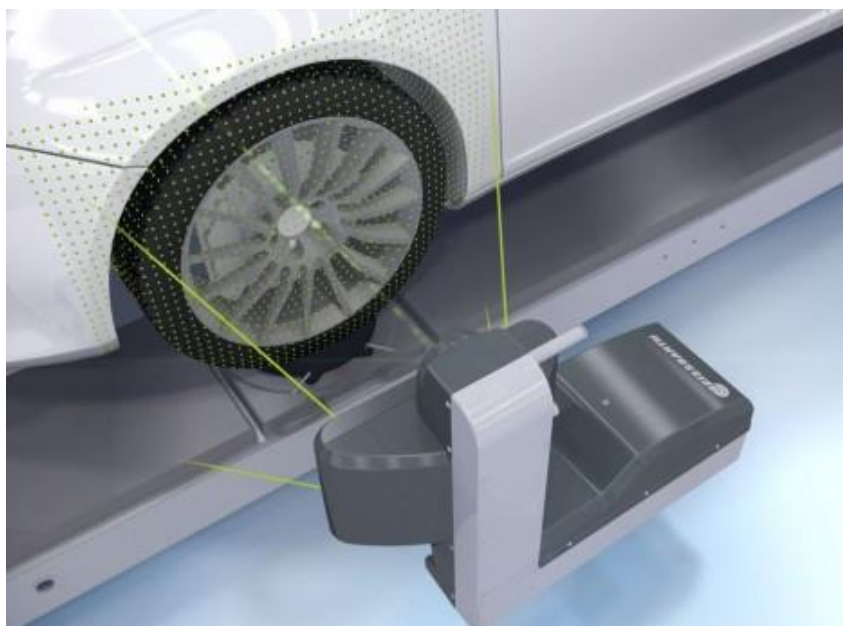
Tak jako u optických měřidel i zde se jedná o nepřímou metodu měření geometrie. Používá se zde ale kombinace jiných zařízení než u optického měření. Místo světelného zdroje je zde používán infračervený paprsek a projekční plocha je nahrazena CCD kamerou. Měřicí hlava, která se umístí na kola, obvykle obsahuje 2 projektory a 2 optoelektronické senzory. Jsou-li měřicí hlavy umístěny na každém kole, lze měřit jak polohu kol na stejné straně vozidla, tak i polohu na stejné nápravě. Hlavním rozdílem tohoto měření oproti optickému je v tom, že se světelný paprsek převede na elektronické signály, které vyhodnocuje počítač, a tudíž je tato metoda daleko přesnější. [2]



Obr. 24 Princip měření geometrie přístrojem BOSCH FWA 4630 [13]

Modernější a dnes často využívané jsou 3D elektronické přístroje pro měření geometrie. Zde se minimalizuje možnost poškození zařízení, a proto jsou na kolech umístěny pouze reflexní tabule, jak je znázorněno na Obr. 24. I zde je přesnost zajištěna rotační kompenzací házivostí ráfků. [13]

Mezi novější technologie pro měření geometrie kol jsou systémy, které dokáží bezkontaktně měřit polohu kol. Měřicí systém promítá síť bodů (teček) pomocí laseru, které jsou promítány na kolo i okolní prostor, a následně je pomocí kamery zachycován 3D obraz. Poté je 3D obraz vyhodnocen pomocí počítače, který určí parametry geometrie kol. Jedná se o velice přesnou a rychlou metodu měření geometrie kol. [12]



Obr. 25 Beissbarth Non-Contact Touchless [12]

3 MĚŘENÍ KINEMATICKÝCH BODŮ KONKRÉTNÍHO ZÁVODNÍHO AUTOMOBILU

Pro měření kinematických bodů byl zvolen závodní vůz Peugeot 208 VTi R2. Jedná se o soutěžní rally speciál, který má hnanou pouze jednu nápravu, a to přední. Nezávislé zavěšení kol je u tohoto vozidla realizováno přední nápravou typu McPherson. Zadní náprava vozidla je kliková, kde jsou obě podélná ramena pevně spojena k sobě pomocí torzní příčky, jedná se tudíž o tzv. spráženou klikovou nápravu.



Obr. 26 Peugeot 208 VTi R2

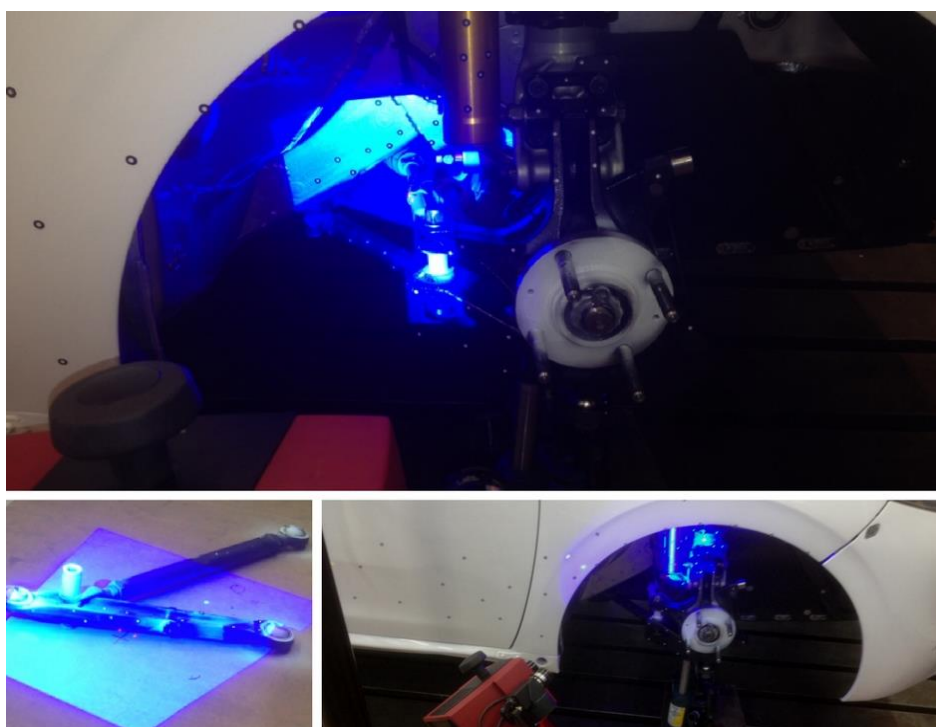
3.1 SKENOVÁNÍ PODVOZKU POMOCÍ OPTICKÉHO SKENERU ATOS

Atos je model 3D optického scanneru, vyráběného firmou GOM, který se využívá pro získání přesných prostorových souřadnic a tvarů daného objektu. Princip tohoto měřicího systému spočívá v promítání světelných paprsků na povrch objektu a následného snímání pomocí dvou CCD kamer. Abychom jednotlivé snímky složili do jednoho celku, je zapotřebí použít tzv. referenční značky, které jsou lepeny na objekt nebo mimo něj. [31]



Obr. 27 ATOS Triple Scan [11]

Skenování kinematických bodů bylo provedeno v laboratořích Ústavu automobilního a dopravního inženýrství. Pro správné naskenování, zejména sférických vazeb, musel být podvozek automobilu demontován a některé z částí podvozku bylo zapotřebí naskenovat separátně viz Obr. 28.



Obr. 28 Skenování podvozku závodního vozu Peugeot 208 VTi R2

Po naskenování podvozku a všech jeho částí, byl ze snímků pomocí softwaru firmy GOM vytvořen částečný 3D model, ze kterého byly výstupem kartézské souřadnice x , y , z

bodů uvedených v Tab. 1 pro přední nápravu a v Tab. 2 pro nápravu zadní. Tyto body budou následně sloužit jako souřadnice kinematických bodů jednotlivých čepů a uložení v dané nápravě.

Tab. 1 Souřadnice kinematických bodů přední nápravy

Kinematické body		souřadnice x [mm]	souřadnice y [mm]	souřadnice z [mm]
Přední náprava	přední uniball ramena	0	367,33	155,4
	zadní uniball ramena	300,95	342,31	157,79
	spodní uniball ramena	-10,51	707,8	138,43
	spodní uložení tlumiče	29,5	585,2	457,3
	horní uložení tlumiče v uniballu	51,28	548,89	790,06
	střed kola	4,82	757,09	289
	čep řízení	131,38	676,22	242,73
	čep hřebenu s tyčí řízení	183,59	313,68	250,25
	spojení stabilizátoru s ramenem	-37,12	499,14	148,22
	osa stabilizátoru	123,24	379,47;1477,25	210,08
	čep ramena stabilizátoru	-34,9	492,27	228,19

Tab. 2 Souřadnice kinematických bodů zadní nápravy

Kinematické body		souřadnice x [mm]	souřadnice y [mm]	souřadnice z [mm]
Zadní náprava	uložení kyvného ramene	2120,62	577,14	193,72
	středová příčka, střed stabilizátoru	2332,53	568,15	187,72
	spodní uložení tlumiče	2451,09	600,05	197,6
	horní uložení tlumiče v uniballu	2432,41	561,78	612,32
	střed kola	2549,05	738,35	293
	spojení stabilizátoru s ramenem	2230,85	568,41	173,08
	čep ramena stabilizátoru	2274,1	568,48	234,38

3.2 MĚŘENÍ VÝŠKOVÉ POLOHY TĚŽIŠTĚ VOZIDLA

Pro zjištění výškové polohy těžiště vozidla byla pro tento případ využita metoda vážení vozidla v šikmé poloze, kdy byly umístěny speciální automobilové váhy pod kola přední nápravy a zadní náprava se postupně zvedala. V Tab. 3 je proveden výpočet a výsledná hodnota výšky těžiště od vozovky vyšla **507,5mm**.

Tab. 3 Výpočet výškové polohy těžiště vozidla

číslo měření	přizvednutí vozidla H [mm]	přetížení nápravy Δm_p [kg]	tg v	h0 [mm]
1	26	1	0,0101	206,129
2	52	2	0,0202	206,097
3	78	3	0,0307	203,958
4	119	5	0,0468	222,672
5	165	7	0,0650	224,604
6	199	8	0,0785	212,629
7	235	9	0,0928	202,317
8	264	10,5	0,1043	209,871
9	292	12	0,1155	216,589
10	334	14	0,1324	220,457
rozvor náprav l [mm]	celková váha vozidla [kg]	poloměr kola [mm]	výšková poloha těžiště od země	
2538	1217	295	CG= 507,5 mm	

I když byla zamezena funkčnost tlumičů a pružiny byly nahrazeny pevnými vzpěrami viz Obr. 29 vpravo, je třeba brát hodnotu vypočtené výšky těžiště pouze jako orientační.



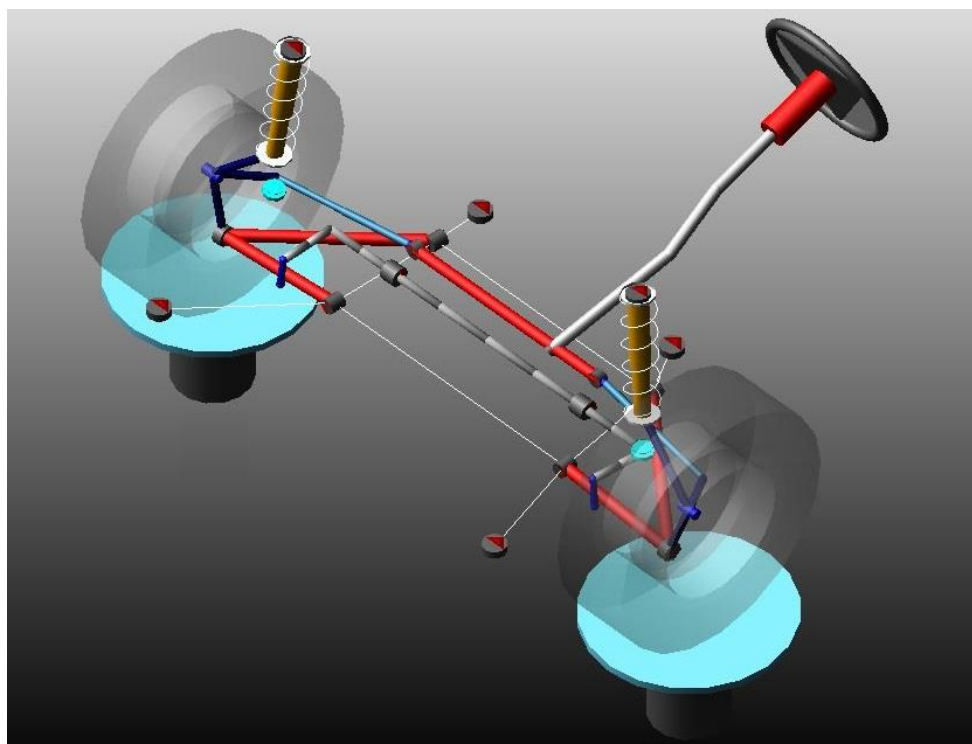
Obr. 29 Měření výškové polohy těžiště vozidla

4 ANALÝZA KINEMATIKY ZAVĚŠENÍ PŘEDNÍCH I ZADNÍCH KOL DANÉHO VOZIDLA

4.1 ANALÝZA KINEMATIKY PŘEDNÍ NÁPRAVY

Jak již bylo řečeno v předchozí kapitole, podvozek vozu Peugeot 208 VTi R2 je postaven na přední nápravě typu McPherson, konkrétně na tuhle nápravu byl vytvořen 3D model (Obr. 30), který následně sloužil k analýze.

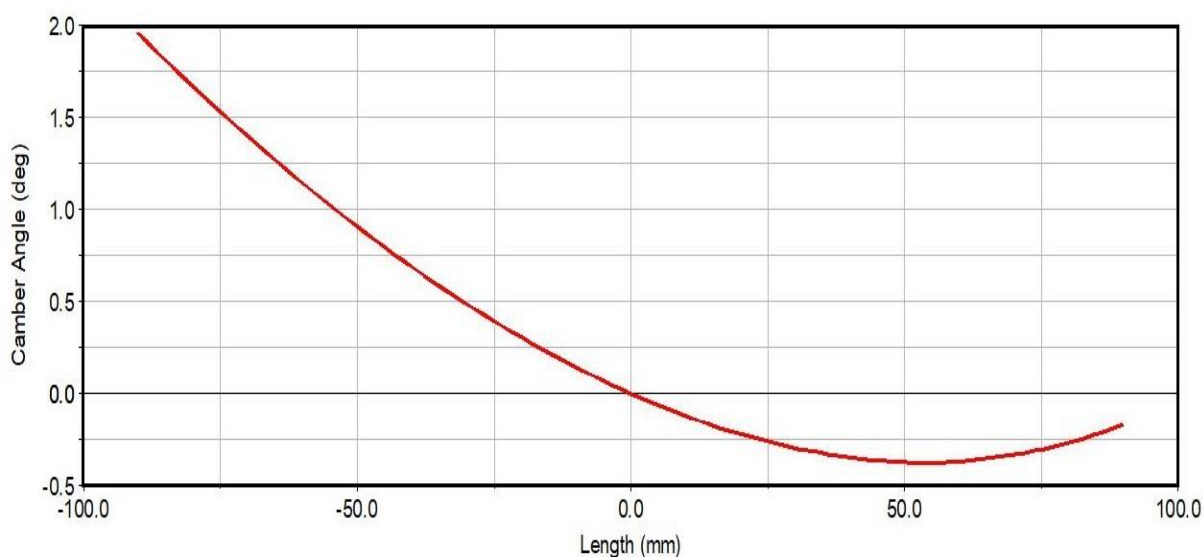
Pro konkrétní kinematickou analýzu byl zvolen software Adams Car od společnosti MSC Software. Jedná se o velmi komplexní program, který lze využít pro různá řešení v oblasti automobilového průmyslu, ať už se jedná o návrh a konstrukci samotného automobilu, nebo lze také provádět různé simulace a testy, jako v našem případě simulaci zavěšení vozidla. [10]



Obr. 30 Model předního zavěšení vozu Peugeot 208 VTi R2

4.1.1 ÚHEL ODKLONU KOLA

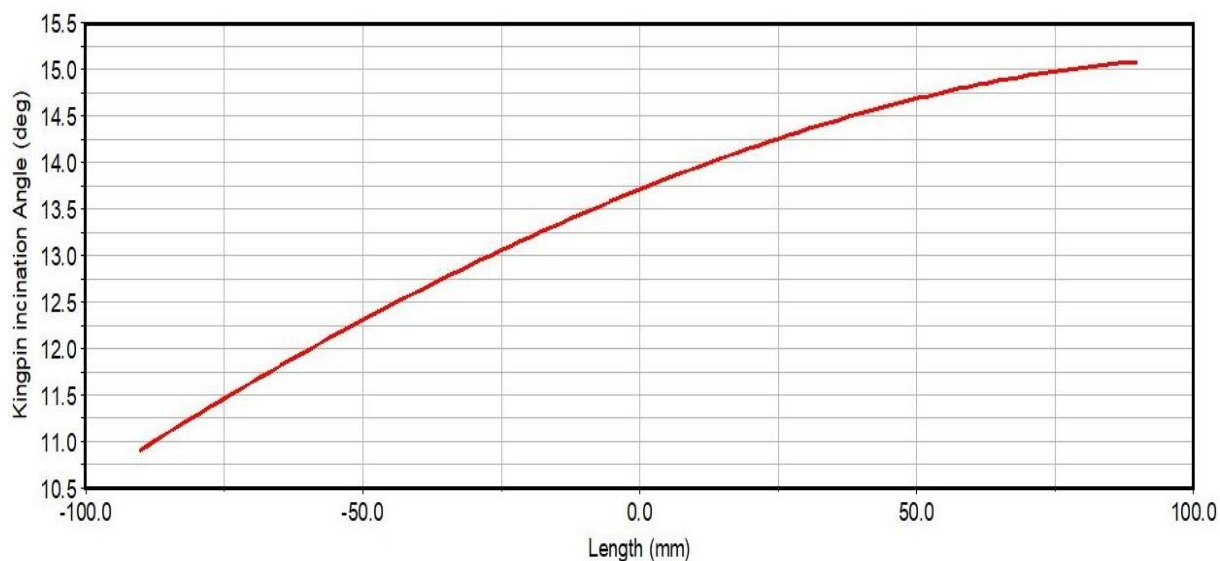
Graf zobrazený na Obr. 31 vyjadřuje hodnotu úhlu odklonu levého i pravého kola, v závislosti na zdvihu kola. Z grafu lze vyčíst, že odklon kol má parabolický průběh a z větší části jsou hodnoty úhlů odklonu kola v kladných hodnotách. Pro závodní automobily je tento případ poněkud nevhodný, a proto se volí hodnoty statického odklonu záporné, což v tomhle konkrétním případě bude znamenat posun grafu do záporných hodnot na ose y. Tímto statickým nastavením docílíme toho, že vnější kolo půjde během stlačení (bumpu) z negativu do pozitivu a v momentě stlačení tlumiče vnějšího kola se hodnota odklonu bude pohybovat okolo nulové hodnoty úhlu.



Obr. 31 Úhel odklonu kol v závislosti na jejich zdvihu

4.1.2 ÚHEL PŘÍKLONU REJDOVÉ OSY

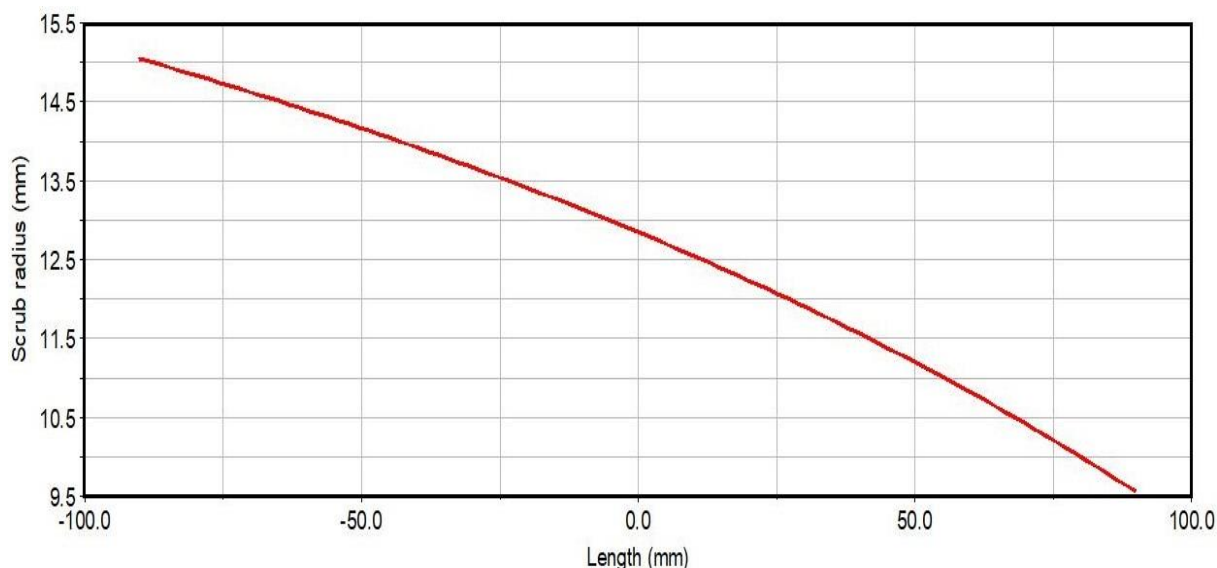
V případě vozidla Peugeot 208 VTi R2 je statická hodnota příklonu rejdové osy $13,7^\circ$ viz graf Obr. 32. Při stačování kola se zvyšuje hodnota úhlu příklonu rejdové osy, což má za následek zvyšování hodnoty vratného momentu, který vzniká působením svislého zatížení kola na rameni, jehož velikost je závislá na úhlu příklonu rejdové osy.



Obr. 32 Úhel příklonu rejdové osy v závislosti na zdvihu kol

4.1.3 POLOMĚR REJDU

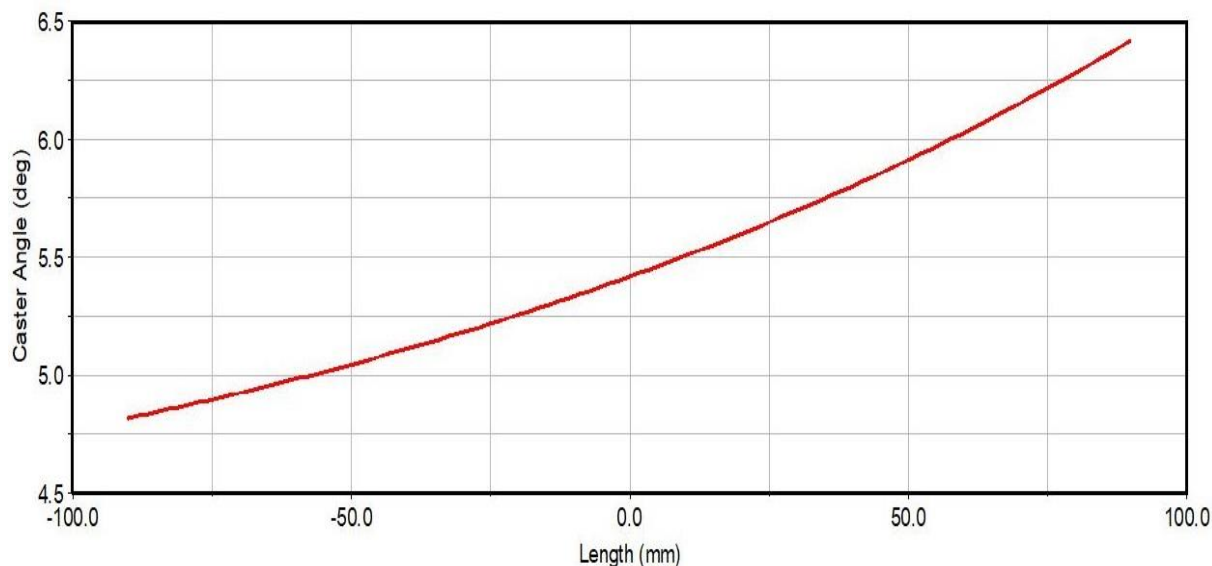
Statická hodnota poloměru rejdu činí **12,8mm**. Z grafu na Obr. 33 lze vyčíst, že ideální případ nastává při hodnotě zdvihu kola -90mm , tedy kdy je tlumič v reboundu a hodnota poloměru je 0. V tomto případě zde totiž neexistuje rameno momentu pro sílu, který generuje moment okolo rejdové osy. Ve většině případů se ale budeme pohybovat v hodnotách, kdy poloměr rejdu bude kladný.



Obr. 33 Poloměr rejdu v závislosti na zdvihu kol

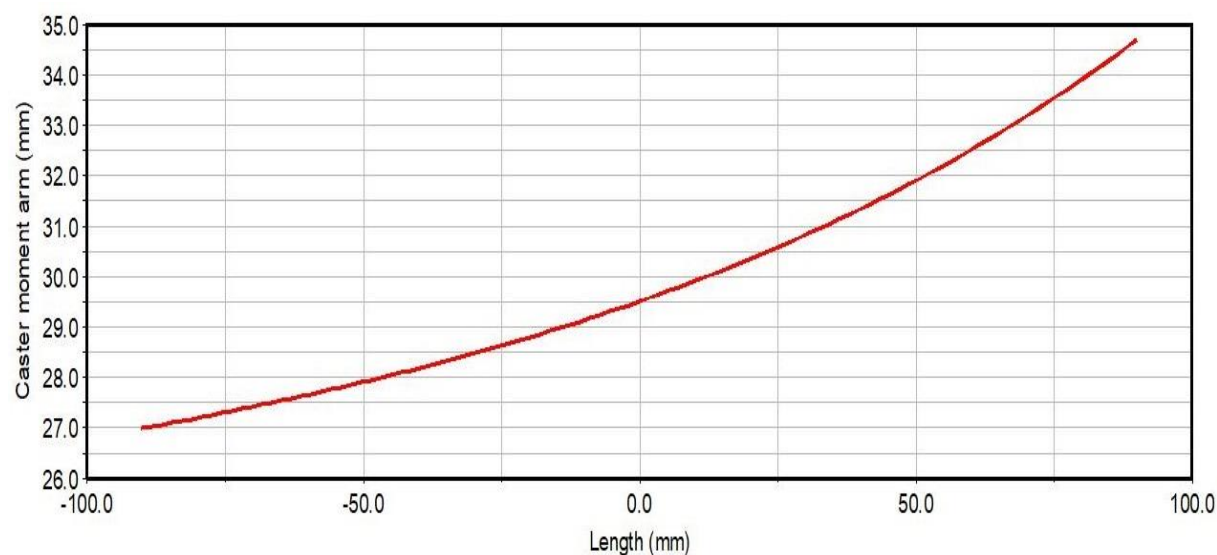
4.1.4 ZÁKLON REJDOVÉ OSY

Graf zobrazený na Obr. 34 popisuje průběh změny záklonu rejdové osy. Statická hodnota záklonu činí $5,4^\circ$. Při stlačování kola neboli snižování světlé výšky vozidla se zvyšuje úhel záklonu rejdové osy a tím se také zvětšuje závlek (Obr. 35), což je rameno vratného momentu, jehož hodnota také poroste.



Obr. 34 Úhel záklonu rejdové osy v závislosti na zdvihu kol

4.1.5 ZÁVLEK

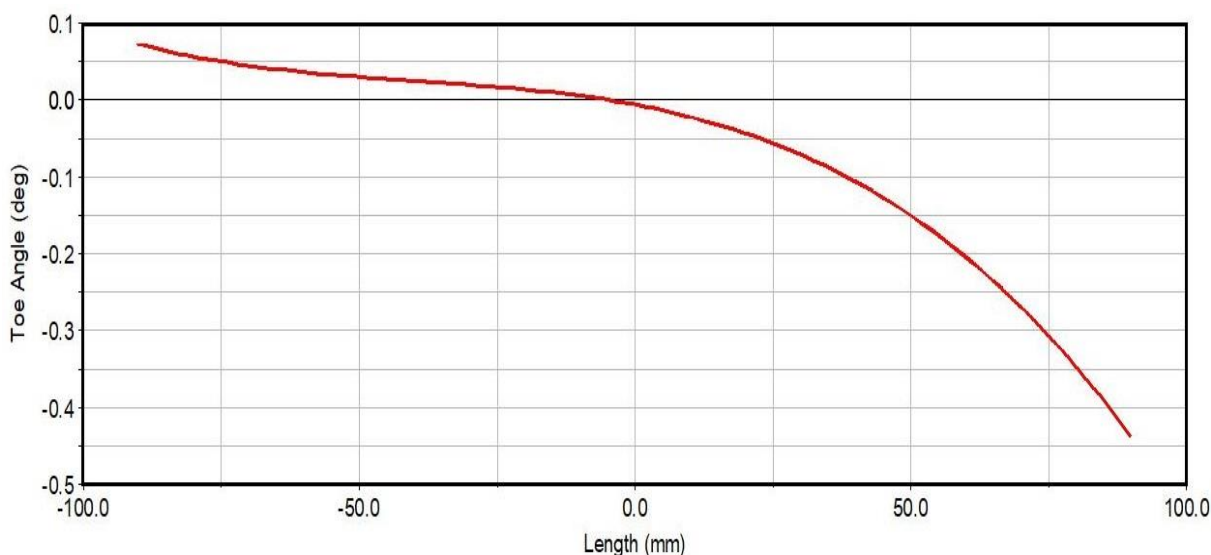


Obr. 35 Změna závleku v závislosti na zdvihu kol

Statická hodnota závleku tohoto konkrétního vozidla činí **29,5mm**.

4.1.6 ÚHEL SBÍHAVOSTI

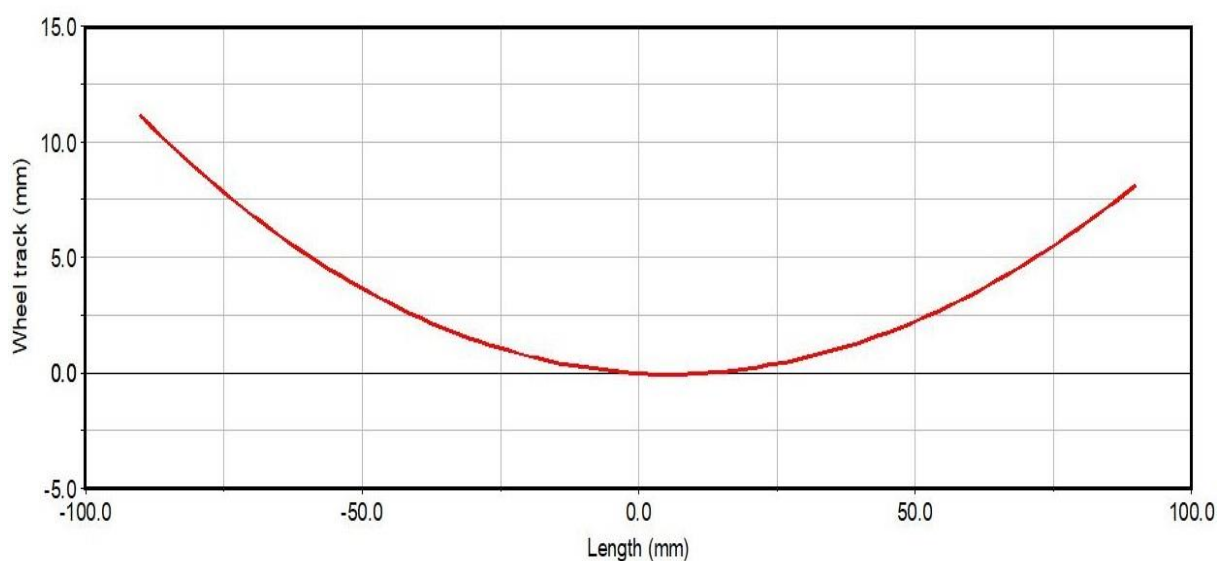
Na Obr. 36 je znázorněn graf změny úhlu sbíhavosti kol. Při propružení kol a snižování světlé výšky vozidla se kola od sebe rozbíhají, což je, dá se říci vhodné pro přední hnací nápravu.



Obr. 36 Změna úhlu sbíhavosti v závislosti na zdvihu kol

4.1.7 ZMĚNA ROZCHODU KOL

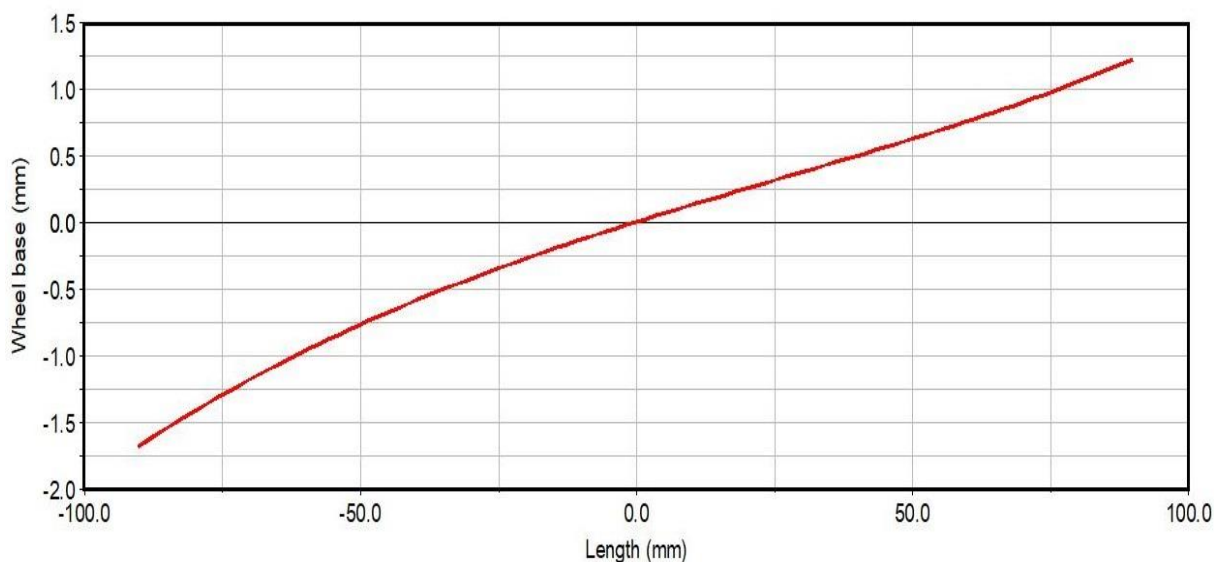
Na Obr. 37 je možno vidět změnu rozchodu kol neboli změnu vzdálenosti kol na stejné nápravě. Při maximálním vyvěšení tlumiče se tato hodnota změní oproti výchozímu stavu o **11mm** a při maximálním stlačení je změna vzdálenosti **8mm**. Změnou této vzdálenosti bude docházet k transferu okamžitých středů klopení.



Obr. 37 Změna rozchodu kol v závislosti na jejich zdvihu

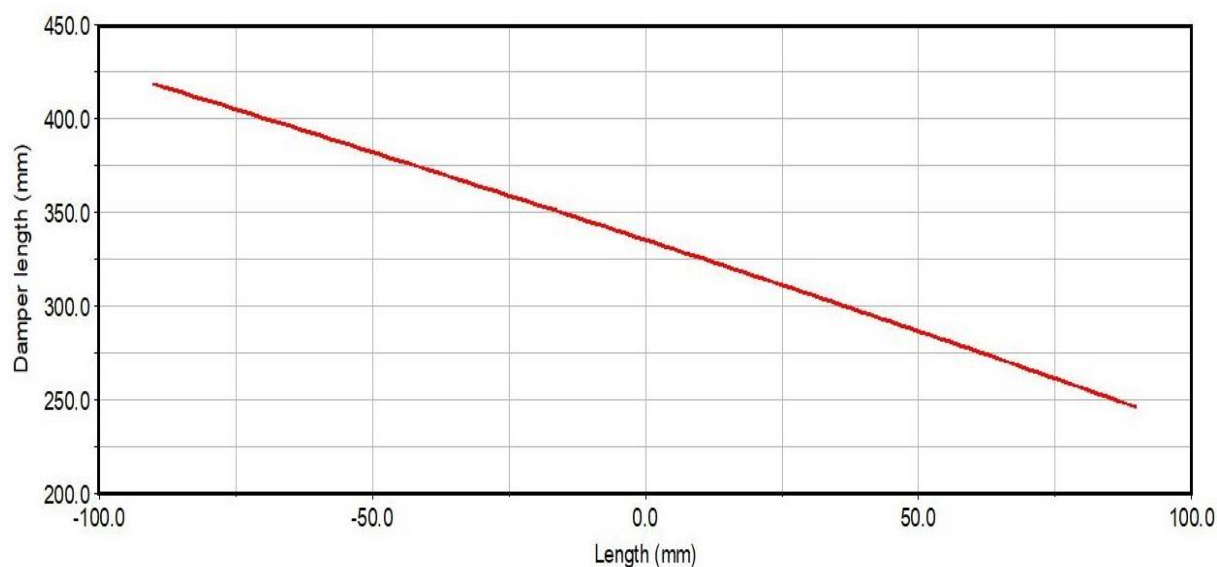
4.1.8 ZMĚNA ROZVORU NÁPRAV

Změna rozvoru náprav neboli vzdálenost os předních a zadních kol vozidla, která připadá na přední nápravu je při stlačení tlumiče zvětšena o **1,2mm** a při vyvěšení tlumiče se tato vzdálenost zmenší o **1,7mm**.



Obr. 38 Změna rozvoru nápravy v závislosti na zdvihu kol

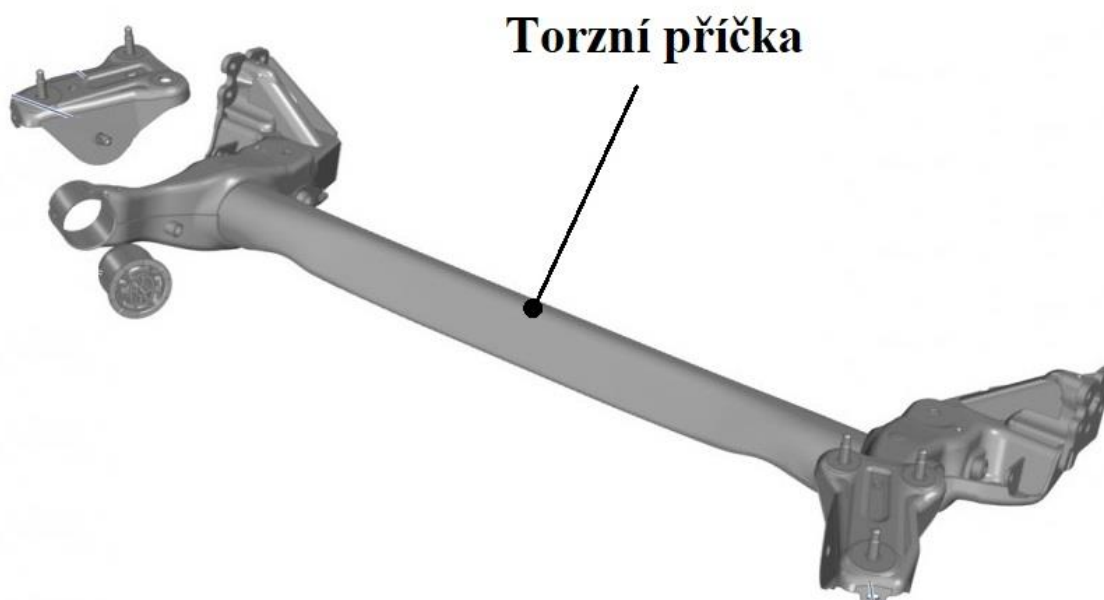
4.1.9 ZMĚNA DÉLKY TLUMIČE



Obr. 39 Změna délky tlumiče v závislosti na jeho zdvihu

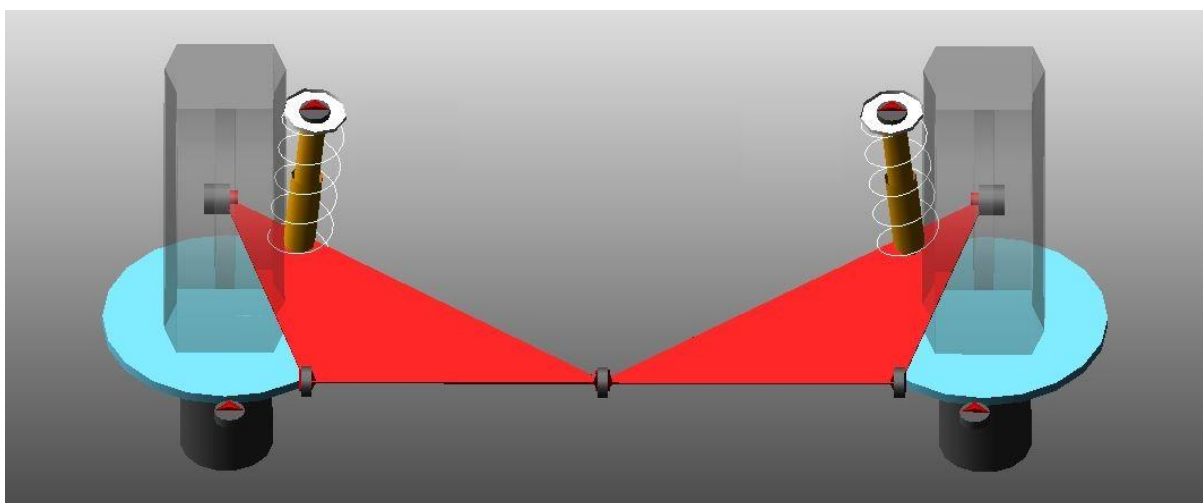
4.2 ANALÝZA KINEMATIKY ZADNÍ NÁPRAVY

Zadní kliková náprava vozu Peugeot 208 VTi R2 (Obr. 40) je tvořena dvěma vlečnými rameny, která jsou spojena torzní příčkou. Při nesousledném propružení kol se příčka torzně namáhá a funguje podobně jako stabilizátor. V tomto případě se jedná se o dutý kruhový profil, který je tvářen do tvaru trojúhelníku z důvodu zvýšení torzní tuhosti.



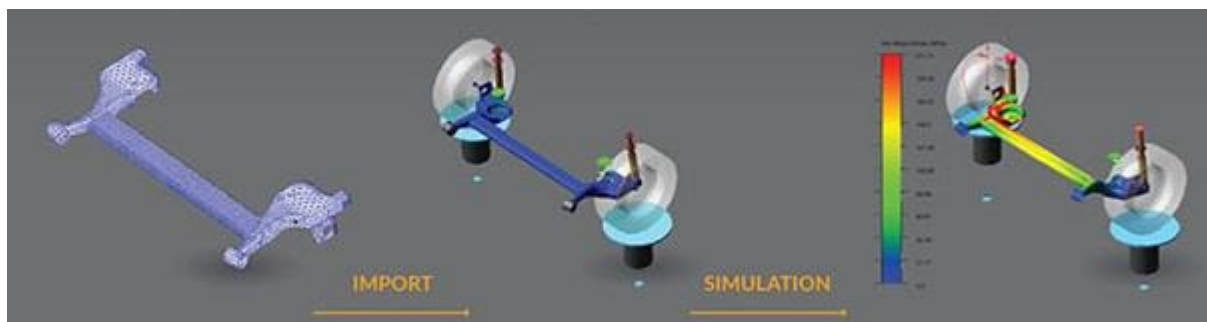
Obr. 40 Zadní náprava vozu Peugeot 208 VTi R2 [23]

Po domluvě s vedoucím bakalářské práce bylo zvoleno zjednodušení ve formě vynechání torzní příčky a spojení obou vlečných ramen ve středu nápravy. Touto změnou mohou být ovlivněny výsledky, oproti reálnému chování zadní nápravy při deformaci torzní příčky.



Obr. 41 Zjednodušený model zadního zavěšení vozu Peugeot 208 VTi R2

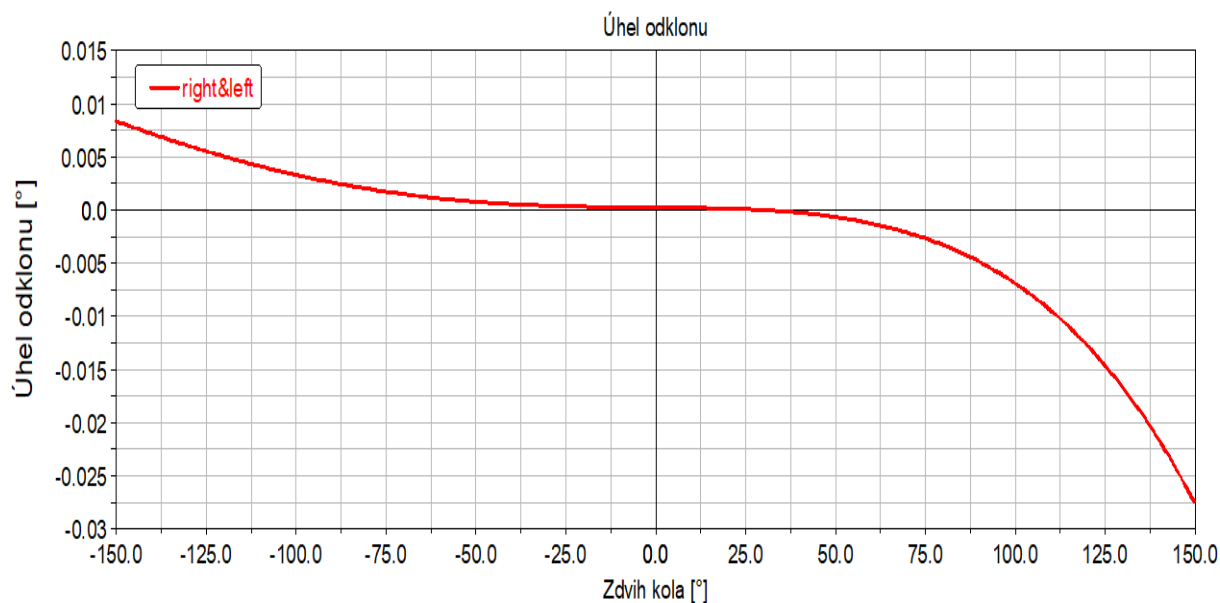
Pro kompletní a celkovou analýzu zadní nápravy včetně pružných deformací, by bylo zapotřebí znát veškeré údaje (průřez torzní příčky, ramen a materiálové vlastnosti) a řešit celou tuto úlohu zadní nápravy metodou konečných prvků. Zadní nápravu by bylo zapotřebí naskenovat a vytvořit příslušný a zjednodušený 3D model. Následně by byl využit například software ANSYS, ve kterém by byl model vysítován a byly by mu přiřazeny fyzikální a materiálové vlastnosti. Poté by byl importován do softwaru Adams, ve kterém bychom provedli simulaci, která by zahrnovala pružnou deformaci flexibilních dílů jako je torzní příčka a obě vlečná ramena. [10]



Obr. 42 Postup kompletní analýzy včetně flexibilních dílů [10]

4.2.1 ÚHEL ODKLONU ZADNÍCH KOL

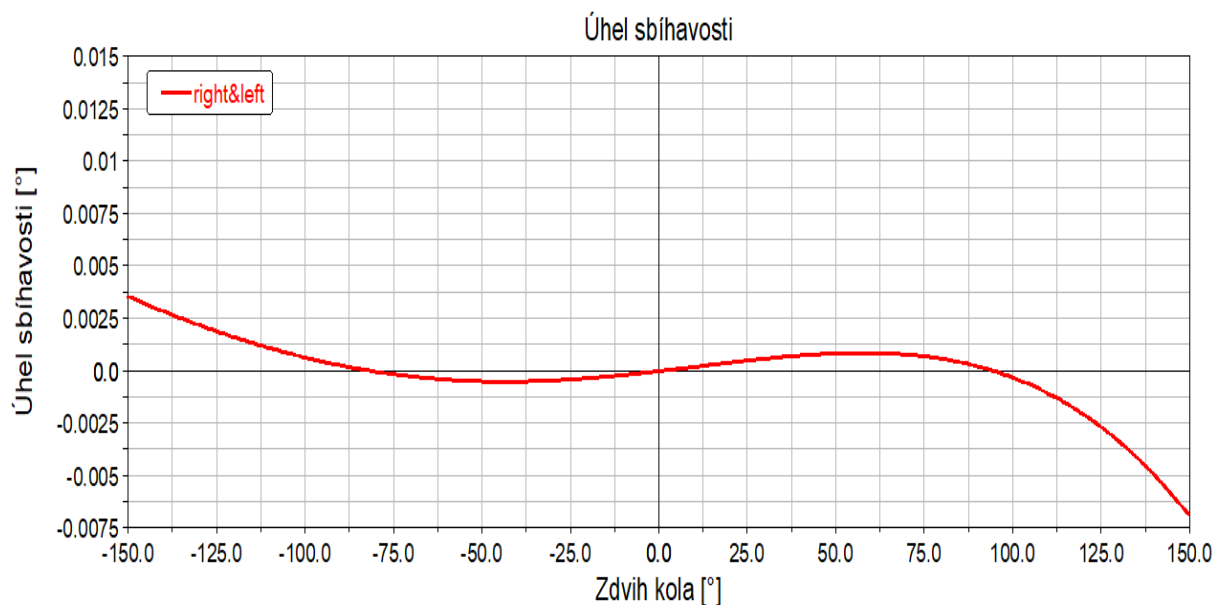
Ve srovnání s přední nápravou můžeme z grafu na Obr. 43 vyčíst, že se úhel odklonu při propružení zadní nápravy skoro nezmění. Nastavíme-li statickou hodnotu odklonu zadních kol, tak při zdvihu kola se bude měnit jen nepatrně.



Obr. 43 Změna odklonu kol v závislosti na jejich zdvihu

4.2.2 ÚHEL SBÍHAVOSTI ZADNÍCH KOL

Tak, jako u odklonu kol zadní nápravy i zde u sbíhavosti (Obr. 44) se hodnoty během propružení nebudou příliš měnit. Zde konkrétně, u sbíhavosti zadních kol to může být bráno jako výhoda a v jízdních stavech jako je například průjezd zatáčkou nebo brzdění nebude díky téhle nepatrné změně docházet ke zhoršení stability vozidla.



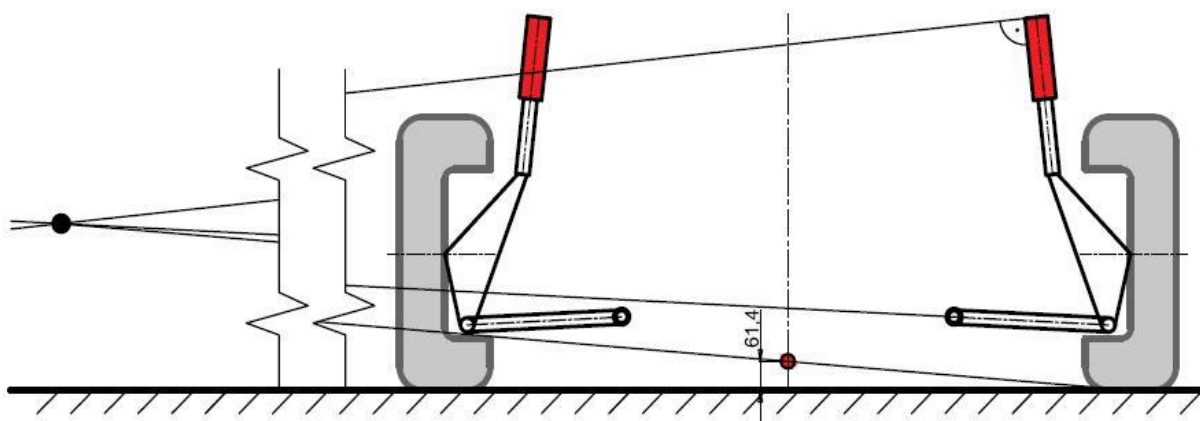
Obr. 44 Změna sbíhavosti kol v závislost na jejich zdvihu

4.3 URČENÍ STŘEDŮ KLOPENÍ

Pomocí náčrtů vytvořených v programu AutoCAD byly postupně zjištěny polohy středu klopení přední a zadní nápravy, kterými prochází osa klopení vozidla, kolem níž se při jízdě automobil naklápí v podélném směru.

4.3.1 STŘED KLOPENÍ PŘEDNÍ NÁPRAVY

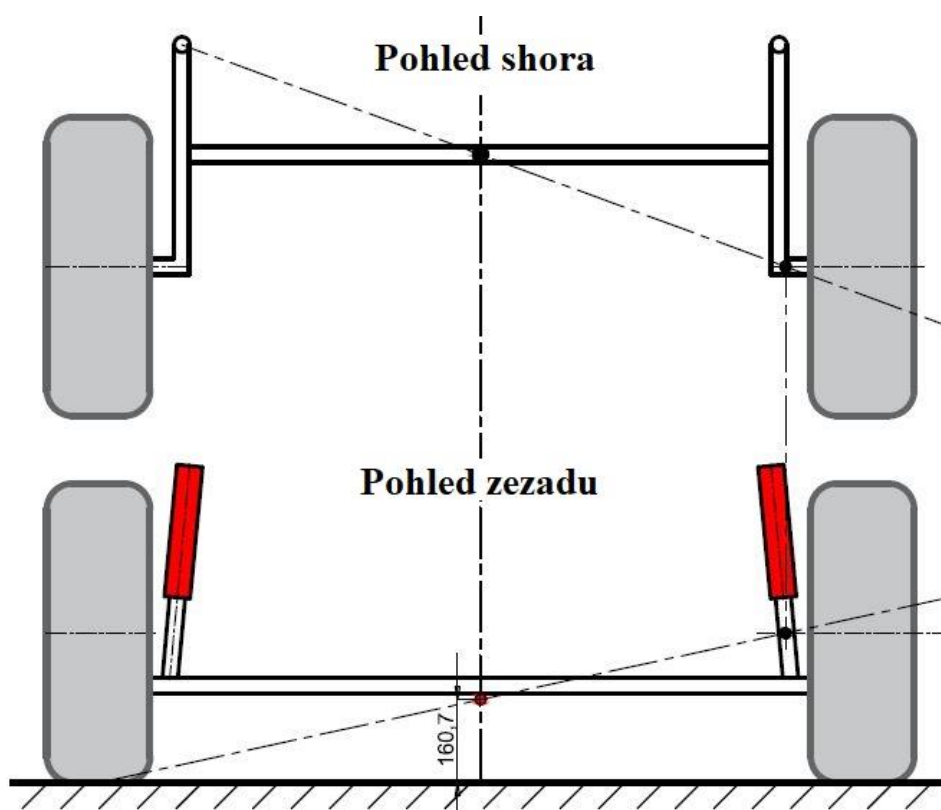
Na Obr. 45 je zobrazen náčrt přední nápravy, kde hodnota vzdálenosti středu klopení od vozovky vyšla **61,4mm**.



Obr. 45 Určení středu klopení přední nápravy

4.3.2 STŘED KLOPENÍ ZADNÍ NÁPRAVY

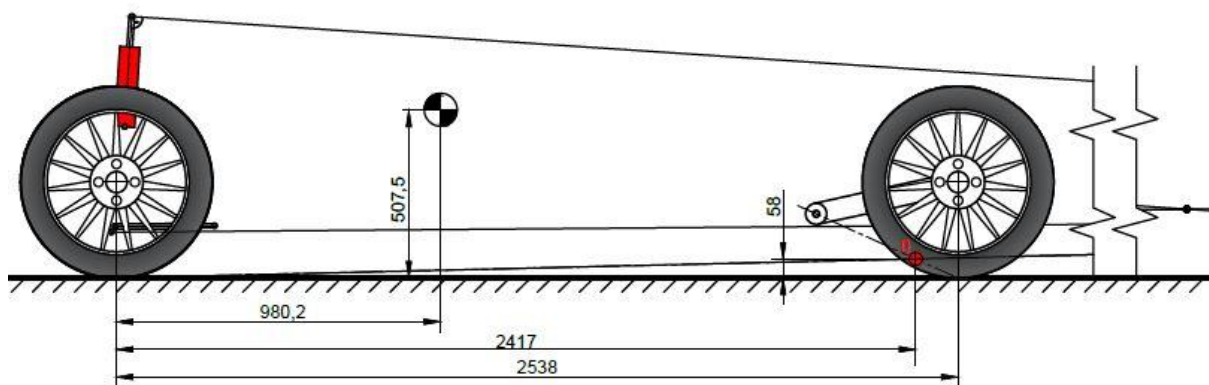
Stejně jako u přední nápravy tak i zde byla zjištěna poloha středu klopení u zadní nápravy a hodnota vzdálenosti středu od vozovky byla odměřena s výsledkem **160,7mm**.



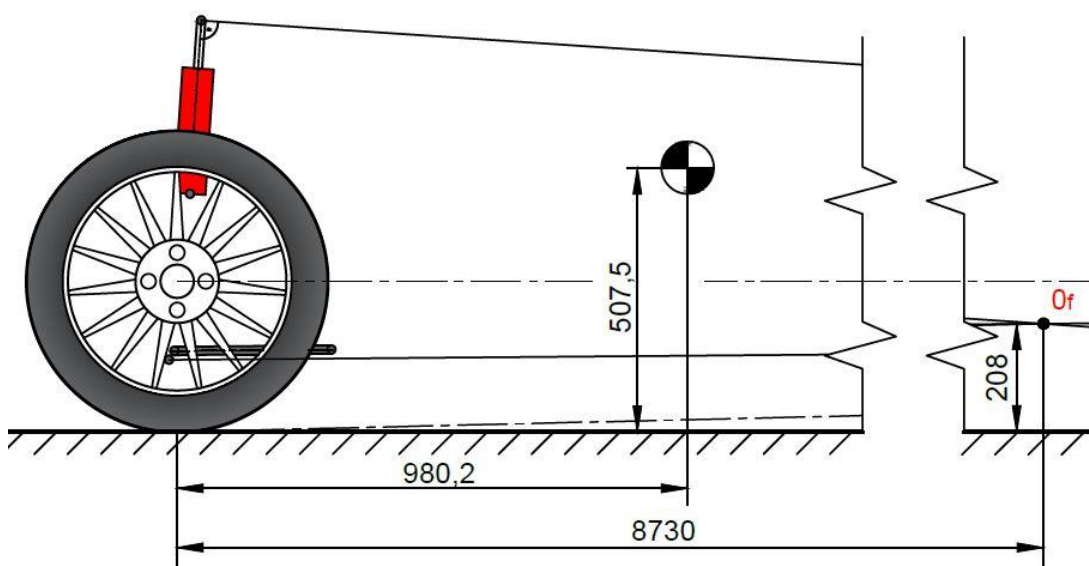
Obr. 46 Určení středu klopení zadní nápravy

4.4 URČENÍ STŘEDŮ KLONĚNÍ

Pro zjištění středu klonění tohoto vozidla byla využita stejná grafická metoda jako u středů klopení. Poloha středu klonění O vyšla v tomto případě ve vzdálenosti **2417mm** od přední nápravy a výška středu od vozovky činí **58mm**.



Obr. 47 Střed klonění celého vozidla



Obr. 48 Střed klonění přední nápravy

4.4.1 PRO-LIFT

U tohoto vozidla leží střed klonění přední nápravy ve výšce 208mm viz Obr. 48, což je pod osou kola. Jak již bylo vysvětleno v první kapitole, nebude zde docházet k zaklánění vozidla při akceleraci, ale k předklánění vozidla čili k efektu zvanému pro-lift. U vozidla, které je hnané pouze přední nápravou je to výhoda z hlediska zlepšení trakce na kola. Výsledná hodnota dle rovnice (1.9.1.) anti-liftu vyšla **-4,64%**.

$$Anti - lift = \frac{\tan\theta}{\frac{h}{l}} \times 100 = \frac{(208 - 289)}{\frac{8730}{\frac{507,5}{2538}}} \times 100 = -4,64 \%$$

$$Anti - lift = -4,64\%$$

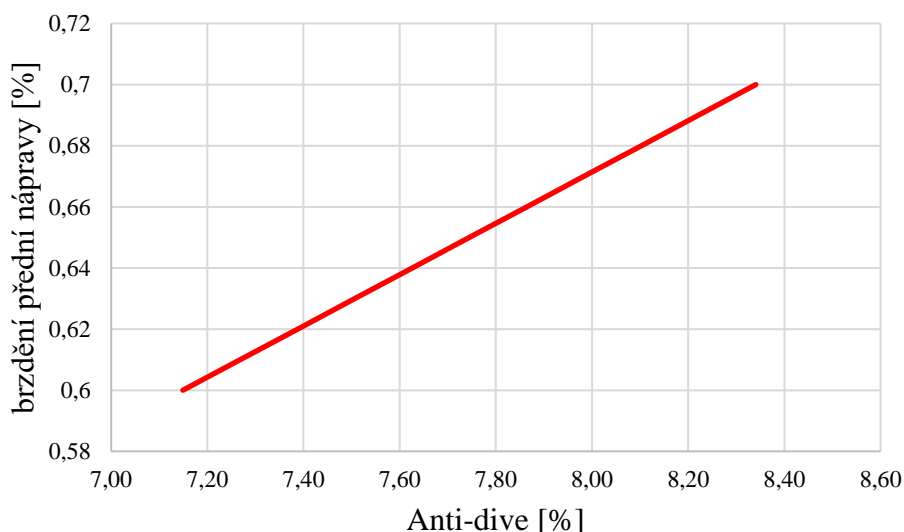
4.4.2 ANTI-DIVE

Hodnota parametru anti-dive neboli předklánění vozidla při brždění dle rovnice (1.9.2.) vyšla **7,15%**. Důsledkem této poměrně nízké hodnoty bude docházet při prudkém brždění k velmi výraznému předklánění vozidla a tím pádem ke snižování zatížení kol zadní nápravy. Při nesprávně nastavené geometrii zadních kol by mohlo v některých případech, zejména během brždění, docházet ke zhoršování jízdní stability vozidla.

$$Anti - dive = \frac{\tan\theta}{\frac{h}{l \times (\%front\ braking)}} \times 100 = \frac{208}{\frac{8730}{\frac{507,5}{2538 \times 0,6}}} \times 100 = 7,15 \%$$

$$Anti - dive = 7,15\%$$

Na Obr. 49 je znázorněn graf, který popisuje závislost rozložení brzdného účinku předních brzd na hodnotě parametru anti-dive.



Obr. 49 Závislost rozložení brzdného účinku přední nápravy na parametru anti-dive

ZÁVĚR

Bakalářská práce se zabývala geometrií podvozku převážně závodních vozidel a vlivu kinematických parametrů na chování vozidla během jízdých stavů.

V úvodní, rešeršní části práce byly shrnuty parametry geometrie zavěšení kol a vysvětlen vliv těchto parametrů na chování vozidla při různých jízdých stavech. Dále byly popsány metody, kterými lze geometrii automobilů měřit a analyzovat.

V praktické části práce bylo nejprve provedeno skenování podvozku závodního automobilu pomocí optického zařízení Atos, z něhož byly zjištěny kinematické body přední i zadní nápravy závodního vozidla Peugeot 208 VTi R2. Dále byla změřena výšková poloha těžiště, kde bylo využito metody vážení vozidla v šikmé poloze. V následující části byly představeny virtuální modely jednotlivých náprav daného vozidla, které byly vytvořeny v simulačním programu Adams Car. V případě zadní nápravy byl mimo jiné navržen důkladnější postup analýzy, jenž by zahrnoval také pružnou deformaci flexibilních prvků zavěšení. V závěru práce byla provedena samotná kinematická analýza obou náprav a byly zhodnoceny její výsledky. Pomocí grafické metody byly zjištěny středy klopení a klonění jednotlivých náprav automobilu a vypočítány hodnoty předklánění a zaklánění vozidla během akcelerace, respektive decelerace.

Ze získaných výsledků lze vyčíst změnu hodnoty daného parametru v závislosti na trajektorii kol během jejich stlačení i vyvěšení. Důraz byl kladen převážně na přední, řídicí nápravu a z provedené analýzy vyplývá, že v případě přední nápravy dochází v celku k patrné změně geometrie během zdvihu kola, naopak u zadní nápravy se parametry geometrie příliš měnit nebudou. Zjištěné charakteristiky mohou v budoucnu sloužit k optimálnímu nastavení geometrie závodního vozidla.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE [16]

- [1] VLK, František. Dynamika motorových vozidel. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003, 440 s. ISBN 80-239-0024-2.
- [2] MARTINEC, Jiří. Měření a analýza kinematických vlastností zavěšení formule Student Dragon 1. Brno, 2013, 64 s. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [3] DVOŘÁK, Martin. Měření geometrie a kinematiky zavěšení s využitím optických scannerů Tritop a Atos. Brno, 2012, 80 s. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [4] ŠTĚPÁNEK, Tomáš. Měření polohy těžiště vozidla. Brno, 2007, 57 s. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [5] HEJTMÁNEK, Petr. *Návrh zařízení pro měření a seřízení podvozku závodního automobilu*. Brno, 2009. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [6] VLK, František. Podvozky motorových vozidel: pneumatiky a kola : zavěšení kol, nápravy : odpružení : řídicí ústrojí : brzdové soustavy. Brno: VLK, 2000, 400 s. ISBN 8023852744.
- [7] MILLIKEN, William F. a Douglas L. MILLIKEN. Race car vehicle dynamics. 1995. Warrendale, PA, U.S.A.: SAE International, c1995. ISBN 1560915269.
- [8] JÖRNSSEN REIMPELL, Helmut Stoll a TRANSLATED FROM THE GERMAN BY AGET LIMITED. 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. Oxford: Butterworth Heinemann, 2001. ISBN 0750650540.
- [9] Ackermannova geometrie řízení. In: Autolexicon.net [online]. [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/?s=ackermann>
- [10] Adams MaxFlex. *MSC Software Corporation | Simulating Reality, Delivering Certainty* [online]. [cit. 2018-05-05]. Dostupné z: <http://www.mscsoftware.com/product/adams-maxflex>
- [11] ATOS Triple Scan – Industrial Optical 3D Digitizer. In: Precise Industrial 3D Metrology | GOM [online]. [cit. 2018-05-03]. Dostupné z: <https://www.gom.com/metrology-systems/atos/atos-triple-scan.html>
- [12] Beissbarth Touchless: Non-Contact Wheel Alignment. In: Beissbarth GmbH [online]. [cit. 2018-05-03]. Dostupné z: <https://beissbarth-online.com/en/products/wheel-alignment/non-contact-wheel-alignment/>
- [13] Bosch FWA 4630. In: Bosch.com: FWA 4630 [online]. [cit. 2018-05-03]. Dostupné z: https://uk-ww.boschautomotive.com/en_GB/products_workshopworld

- [14] Camber čili odklonění kola vzhledem k podložce. In: Oponeo.cz [online]. [cit. 2018-05-03]. Dostupné z: <https://www.oponeo.cz/clanek/camber-cili-odkloneni-kola-vzhledem-k-podlozce>
- [15] Geometrie zavěšení: Zdvihačí síly. In: *White-Smoke* [online]. [cit. 2018-05-05]. Dostupné z: <http://white-smoke.wikifoundry.com/page/Suspension+Geometry>
- [16] Citace Pro. In: Citace Pro [online]. Brno, 2018 [cit. 2018-05-04]. Dostupné z: <http://citace.lib.vutbr.cz>
- [17] DUNLOP optisches Spurmessgerät. In: *SAFIA Garage und Industriebedarf AG* [online]. [cit. 2018-05-05]. Dostupné z: <https://www.safia.ch/dunlop-optisches-spurmessgeraet-fuer-pw-und-lkw>
- [18] Kammova kružnice přilnavosti. In: Autolexicon.net [online]. [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/kammova-kruznice-prilnavosti/>
- [19] Měřicí tyč BUCO. In: *VM consulting* [online]. [cit. 2018-05-05]. Dostupné z: <https://www.vmconsulting.cz/geometrie.htm>
- [20] Odklon kola. In: Formula One Art & Genius [online]. [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: http://www.f1-grandprix.com/?page_id=7524
- [21] Příčný stabilizátor. In: Cusco [online]. [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: <http://www.cuscousainc.com/products/suspension-parts/sway-bar.html>
- [22] Příkon rejdové osy. In: Car Engineer - Automotive engineering website [online]. [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: <http://www.car-engineer.com/suspension-design-definitions-and-effects-on-vehicle-behavior/>
- [23] Rear axle Peugeot 208 R2. In: *Peugeot Sport Store* [online]. [cit. 2018-05-05]. Dostupné z: http://www.peugeot-sport-store.com/documentation.php?id_nav=5&id_rubrique=72
- [24] Sbíhavost kol. In: Apex Automotive [online]. [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: <https://apexautomotive.com/alignment.html>
- [25] Skutečná geometrie řízení. In: White-Smoke [online]. [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: <http://white-smoke.wikifoundry.com/page/Tyre+forces+acting+upon+the+car>
- [26] Střed klopení. In: Auto Holding [online]. [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: http://autoholding.net/756_perednyaya_i_zadnyaya_podveska_Audi_TT_Coupe_mod_eli_IIOOVII_goda.html
- [27] Tire Tech: Toe. In: TireRack.com [online]. [cit. 2018-05-03]. Dostupné z: <https://www.tirerack.com/tires/tiretech/techpage.jsp?techid=4>
- [28] Záklon rejdové osy. In: DSPORT Magazine [online]. [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: <http://dsportmag.com/the-tech/bolt-basics-suspension/>
- [29] Závlek. In: Autolexicon.net [online]. [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/zaklon-rejdove-osy-a-zavlek/>

- [30] Závlek pneumatiky. In: 4wd.com [online]. [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: <https://www.4wd.com/article/content.jsp?childEventId=jeep-parts-Is-Your-Jeep-Handling-Being-Ruined-By-Scrub-Radius>
- [31] 3D skener Atos. In: UADI FSI VUT [online]. [cit. 2018-05-03]. Dostupné z: <http://www.iae.fme.vutbr.cz/vyzkum-dynamika-vozidel-3d-skener-atos>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

h	[mm]	Vzdálenost těžiště od vozovky
H	[mm]	Výška přizvednutí vozidla
l	[mm]	Rozvor náprav
m	[kg]	Celková váha vozidla
n_k	[mm]	Závlek
r_0	[mm]	Poloměr rejdu
β	[°]	Směrnice grafu při vážení vozidla
γ	[°]	Úhel odklonu kola
Δm_p	[kg]	Přetížení nápravy
δ_o	[°]	Úhel sbíhavosti
θ	[°]	Naklonění automobilu
σ	[°]	Příklon rejdové osy
τ	[°]	Záklon rejdové osy
ν	[°]	Úhel naklonění vozidla

SEZNAM PŘÍLOH

P1 – Technická data vozidla Peugeot 208 R2



208 R2

Technical data

Engine

Type:	EP6C (special pistons, con-rods, camshafts).
Cubic capacity:	1.598cc
Bore x stroke:	77mm x 85.8mm
Maximum power:	185hp at 7.800rpm
Maximum torque:	19m.daN at 6.300rpm
Specific power:	116hp/litre
Fuel tank:	60 litres
Fuel injection:	Indirect (Magneti-Marelli), motorized single throttle valve,
Chain-driven	Double overhead camshafts with VVT intake and exhaust timing

Gearbox

Gearbox:	Five-speed sequential manual gearbox with three homologated final drive ratios
Differential:	Pre-loaded limited slip differential
Clutch:	Hydraulically operated cerametallic single clutch plate (diameter: 184mm)

Brakes/Steering

Front brakes:	Ventilated discs and radial-mount four-piston floating-calipers - asphalt: 310mm x 30mm (diameter x thickness) - gravel: 285mm x 26mm (diameter x thickness)
Rear brakes:	Solid discs: 290mm x 8mm (diameter x thickness) and radial-mount two-piston calipers
Handbrake:	Hydraulic
Power steering:	Hydraulic

Suspension

Front:	MacPherson type with specific uniball-jointed wishbones Specific interchangeable front anti-roll bar (3 stiffnesses choices) with plain bearings Specific cast aluminium struts (camber adjustment at pivot).
Rear:	Strengthened H-beam modified to fit an interchangeable anti-rollbar (choice of 3 stiffnesses)
Front/rear dampers:	Specific three-way Öhlins dampers with adjustable hydraulic bump stops

Chassis

Structure:	Bodyshell reinforced by welded, multipoint FIA-approved rollcage specific steel & underbody shielding
Weight:	Minimum weight (FIA regulations): 1.030kg (unladen), and 1.180kg (with crew)
Front/rear distribution:	64% / 36%

Dimensions

Length/width:	3.962mm / 1.739mm
Wheelbase:	2.538mm
Front/rear track:	1.475mm / 1.470mm

Wheels

Wheels/tyres:	Asphalt - wheels: 6.5 x 16 / Michelin Pilot Sport tyres (19/60-16) Gravel - wheels: 6 x 15 / Michelin tyres (16/64-15)
---------------	---