

NÁVRH GEOMETRIE ŘÍZENÍ STUDENTSKÉ FORMULE

Terezie Koubková

Sekce – MECHATRONIKA

Fakulta mechatroniky, informatiky a mezioborových studií, 2. ročník
Bakalářský studijní program – APLIKOVANÉ VĚDY V INŽENÝRSTVÍ

Abstrakt: Tato práce řeší vliv polohy vybraných kinematických bodů na výsledné charakteristiky přední nápravy studentské formule. Pro výpočetní simulace je využíván software Adams založený na multibody dynamics. Cílem je analyzovat geometrii řízení z hlediska její citlivosti na výrobní a návrhové odchylky a určit její vliv na kinematiku nápravy. Výstupem práce jsou senzitivní analýzy vlivu posunu jednotlivých kinematických bodů na celkovou kinematiku nápravy a s tím související návrh ideální geometrie nápravy.

Klíčová slova: geometrie řízení, kinematické body, Formula Student, senzitivní analýza

1 Úvod

Geometrie řízení představuje jeden z nejzásadnějších konstrukčních prvků každého vozidla ovlivňující celkový jízdní charakter vozu. Z tohoto důvodu je přesná definice kinematických bodů řízení jedním z klíčových předpokladů pro dosažení optimálního jízdního výkonu vozidla.

Tato práce se zaměřuje na analýzu vlivu umístění kinematických bodů řízení na výsledné charakteristiky přední nápravy studentské formule. Cílem je prozkoumat, jak různé varianty uspořádání ovlivňují parametry řízení, a zároveň posoudit, jak se chovají při reálných výrobních nepřesnostech. Pro analýzu byl využit software Adams, který umožňuje simulaci pohybu mechanických soustav. Díky tomu je možné simulovat chování nápravy v různých jízdních situacích a hodnotit i jevy, které by bylo obtížné vyhodnocovat analyticky.

Výstupem práce je návrh ideálního nastavení geometrie přední nápravy studentské formule, porovnávající vybrané varianty a jejich vliv na výsledné parametry řízení. Druhou částí výstupu je senzitivní analýza, jež vyhodnotí vliv posunů jednotlivých kinematických bodů na celkovou kinematiku nápravy, čehož lze využít při budoucích návrzích geometrie formule.

2 Teoretická část

Geometrie řízení je z hlediska jízdních vlastností jedna z nejdůležitějších konstrukčních částí každého vozidla. Udává vztahy popisující, jak se natočení kol promítne na výsledném směru jízdy a jaké boční síly jsou generovány během zatáčení. V této práci je geometrie řízení řešena v kontextu návrhu závodního monopostu studentského týmu FS TUL Racing.

2.1 Formula student

Formula Student je každoročně se konající inženýrská soutěž, které se účastní týmy studentů z celého světa. Ti mají jeden rok na návrh, výrobu a otestování závodního vozidla, se kterým budou mezi sebou soutěžit v různých disciplínách statického nebo dynamického charakteru. [1]

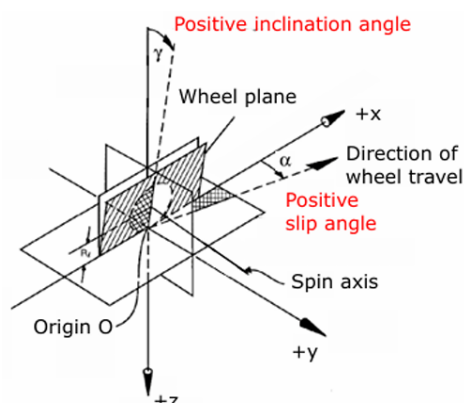
Statické disciplíny se zabývají samotným návrhem vozidla, náklady na výrobu a firemním plánem. Během dynamických disciplín je hodnoceno chování vozidla při jízdě, přičemž cílem je projet danou trať za co nejmenší čas. Patří sem disciplíny Skidpad, kdy je testována ovladatelnost v zatáčkách, Autocross, což je technická dráha testující celkovou dynamiku vozu, a Endurance, tedy závod na dlouhou trať. Z provedené statistické analýzy vyplývá, že tuto trať tvoří z více než 75 % zatáčky, proto je při návrhu primární zefektivnit průjezd zatáčkou. [1]

2.2 Charakteristiky pneumatik

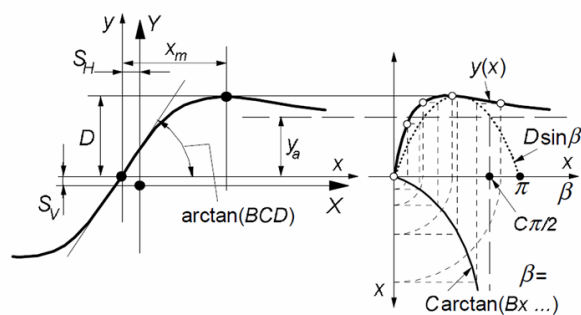
Pneumatiky jsou jediná část vozu, která je v kontaktu s vozovkou a tedy jediná, která je schopná přenášet síly mezi vozidlem a povrchem. Chování pneumatik nemá lineární charakter, závisí na řadě parametrů a jeho znalost je nezbytná pro správný návrh geometrie. [2]

2.2.1 Úhel skluzu a Pacejka Magic Formula

Pojem smyk popisuje v rámci teorie pneumatik nejen ztrátu přilnavosti, ale také deformaci pneumatiky. Obecně tedy vystihuje, jakým způsobem jsou přenášeny síly mezi pneumatikou a vozovkou. Úhel skluzu, znázorněný na Obrázku 1, je úhel mezi směrem geometrického natočení kola a směrem, kterým se pneumatika ve skutečnosti pohybuje. Jedná se o parametr smyku a má velký vliv na boční sílu. [2]



Obrázek 1: Úhel skluzu [4]



Obrázek 2: Křivka vzorce Pacejka Magic Formula [2]

Pro popis přenosu sil slouží charakteristická rovnice Pacejka Magic Formula složená z goniometrických funkcí s koeficienty vycházejícími z reálných dat, která je graficky zobrazena na Obrázku 2. Popisuje závislost přenesené boční síly na úhlu skluzu. Tvar křivky je ovlivněn jednotlivými parametry, z nichž každý má jiný význam. Jak již bylo řečeno, pro ideální pneumatiku platí, že generuje maximální boční sílu. K tomu dochází v píku charakteristické křivky, pro nějž je nejdůležitější parametr amplituda D . [2]

$$D_y = \mu_y \cdot F_z \quad (1)$$

Při průjezdu zatáčkou působí na vozidlo odstředivé zrychlení generující boční sílu. Ta musí být vyrovnávána třecí silou mezi pneumatikou a vozovkou, která závisí na vertikálním zatížení kola F_z a laterálním součiniteli tření μ_y , který popisuje maximální boční přilnavost pneumatiky, tedy její schopnost přenášet síly v příčném směru - v zatáčce. Ta závisí na kalibračních parametrech p_{Dy1} , p_{Dy2} a p_{Dy3} získaných z měření pneumatiky, odklonu kola γ_y , škálovacím faktoru

$\lambda_{\mu y}$ a poměrné změně zatížení kola df_z , udávající jak moc je aktuální zatížení kola odlišné od zatížení při měření pneumatik. [5]

$$\mu_y = (p_{Dy1} + p_{Dy2} \cdot df_z) \cdot (1 - p_{Dy3} \cdot \gamma_y^2) \cdot \lambda_{\mu y} \quad (2)$$

2.2.2 Závislost boční síly na slip anglu

Jak je vidět na Obrázku 2, graf závislosti bočního zrychlení na slip anglu má charakteristický tvar S-křivky. Při malých úhlech (do 3-4°) roste síla prakticky lineárně, v nelineární oblasti růst zpomaluje a po dosažení maxima dochází ke ztrátě přilnavosti a poklesu přenesené boční síly.

Průběh závislosti je důležitý pro koncept geometrie řízení, protože úhly skluzu kol přední a zadní nápravy definují chování vozu. Větší slip angle vpředu znamená nedotáčivost (vozidlo zatáčí méně, než řidič požaduje) a větší vzadu naopak přetáčivost (zatáčí více a zadní náprava se vychyluje). To je důvod, proč je při návrhu geometrie nezbytné brát ohled na přenos sil a tedy na skutečné chování pneumatik. [7]

2.3 Geometrie nápravy

Na výslednou ovladatelnost a stabilitu vozidla má vliv také geometrie zavěšení kol, která definuje uspořádání prvků nápravy a jejich chování při zatížení. Určuje, jak se kolo vůči vozovce natáčí, naklání či posouvá, tedy také ovlivňuje přenos sil.

2.3.1 Úhel sbíhavost

Úhel sbíhavosti je symetrický úhel mezi směrem pohybu kola a svislou rovinou vozu. Negativní úhel, neboli rozbíhavost, je situace, kdy předek obou kol směřuje směrem ven od středu vozidla. Naopak sbíhavost nastává, když kola směřují ke středu vozu. [6]

Sbíhavost zvyšuje stabilitu při jízdě rovně, zatímco rozbíhavost zlepšuje reakci řízení a nástup zatáčení. Současně ovlivňuje vznik bočních sil skrze změnu úhlu smyku a má významný vliv na opotřebení pneumatik, což z něj dělá klíčový parametr geometrie řízení. [6]

2.3.2 Ackermannova geometrie

Ackermannova geometrie řeší vzájemný vztah natočení vnějšího a vnitřního kola. Cílem je, aby se každé kolo nacházelo v takovém úhlu skluzu, ve kterém generuje maximální boční sílu. Při zatáčení totiž opisuje vnitřní kolo trajektorii kružnice o menším poloměru než kolo vnější. Kdyby obě kola zatáčela stejně, docházelo by k nežádoucímu smyku pneumatik. Ackermannova geometrie představuje ideální geometrické uspořádání, které tento jev eliminuje. [7]

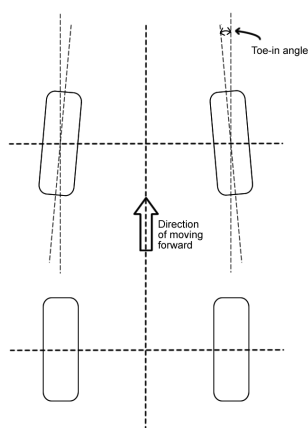
Základní model Ackermanna vychází z předpokladu, že při zatáčení nevzniká žádný úhel skluzu. Ackermannovou podmínkou je v tomto případě, že všechny trajektorie opisované koly směřují do jednoho společného středu. Jeho nedostatkem je nezohledňování úhlu skluzu. Pro správné chování vozidla musí pneumatiky při vyšších rychlostech v zatáčkách generovat boční sílu, která vzniká pouze za přítomnosti skluzu. [7]

Vznik slip anglu způsobí posunutí středu trajektorie kola oproti ideálnímu modelu základní Ackermannovy geometrie. Návrh geometrie řízení závodních vozidel tedy přesně nesplňuje Ackermannovu podmínku, ale vychází z dat pneumatik. Narozdíl od klasického Ackermanna nemusí z dynamického model nutně vyplývat, že vnitřní kolo musí být více natočené než vnější. [8]

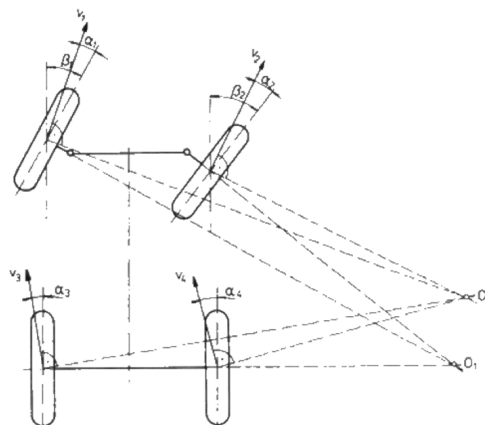
Ideální úhly natočení předních kol (β_1 pro vnitřní, β_2 pro vnější kolo) lze vyjádřit pomocí rozvoru l , poloměru zatačky R , rozchodu přední nápravy t_0 a úhlu skluzu těžiště α . Ke korekci úhlů β_1 a β_2 natočení využijeme úhly skluzu vnitřního a vnějšího kola α_1 a α_2 . [7]

$$\beta_1 = \arctan\left(\frac{l}{R - \frac{t_0}{2}}\right) + \alpha - \alpha_1 \quad \text{a} \quad \beta_2 = \arctan\left(\frac{l}{R + \frac{t_0}{2}}\right) + \alpha - \alpha_2 \quad (3)$$

Pomocí těchto vzorců můžeme získat ideální úhly natočení jednotlivých kol. Problémem je, že úhly skluzu jsou funkcí odklonu kola γ , který však závisí právě na samotných úhlech natočení β . Pro co nejpřesnější Ackermannovu geometrii je proto potřeba úhly počítat iterativně. [7]



Obrázek 3: Sbíhavost [6]



Obrázek 4: Dynamický model Ackermannovy geometrie [7]

3 Motivace

U návrhu geometrie řízení pracujeme s teoretickými modely, které počítají s jasně definovanými kinematickými vztahy a nepředpokládají výrobní odchylky, často ani deformace. V reálném voze jsou však kinematické body ovlivňovány výrobními tolerancemi i provozními vlivy. Cílem je identifikovat jejich zdroje, kvantifikovat jejich velikost a posoudit jejich vliv na výsledné chování vozidla.

3.1 Analýza tolerancí výroby

Analýza tolerancí výroby se zaměřuje na reálné odchylky vznikající při konstrukci vozidla Formula Student. Nejzásadnějším prvkem z hlediska geometrické přesnosti vozu je rám, vyráběný jako svařovaná konstrukce v přípravku. Během svařování vzniká v některých částech vlivem lokálního ohřevu pnutí a po vyjmutí z přípravku dochází v důsledku uvolnění pnutí ke kroucení a posunu bodů rámu. Tyto deformace lze analyzovat pomocí skenování rámu (viz Obrázek 5). Díky skenům lze určit velikosti posunů jednotlivých bodů oproti referenčním souřadnicím v 3D modelu vozu.

Jako hlavní parametr pro hodnocení vlivu výrobních tolerancí byl určen úhel sbíhavosti, jelikož je velmi citlivý na změny polohy bodů řízení. Pro stanovení změny byl jako referenční stav zvolen geometricky ideální model vozu s maximální hodnotou úhlu sbíhavosti $0,25^\circ$. Posuny byly zjišťovány po zarovnání skenovaného rámu na referenční souřadnicový systém a po porovnání s původním modelem zejména v oblasti uchycení řízení.

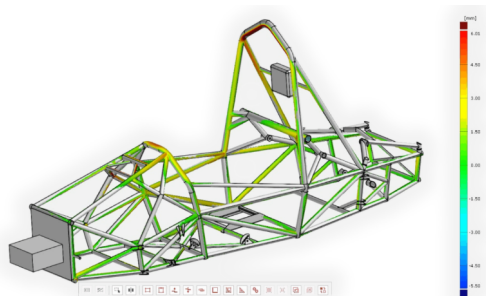
Výsledná hodnota úhlu sbíhavosti byla stanovena pomocí kinematické simulace s danými posuvy bodů. Při nepřesnosti ± 2 mm došlo k nárůstu maximální hodnoty toe anglu na $0,41^\circ$, což představuje zvýšení o 64 %. Při uvažování nepřesností ± 4 mm vzrůstá hodnota na $0,57^\circ$, tedy o 128 %. Tyto hodnoty již výrazně překračují cílové nastavení geometrie a vedou ke zhoršení stability vozu, odezvy řízení a opotřebení pneumatik.

Z analýzy tolerancí výroby vyplývá, i malé deformace rámu v řádu jednotek milimetrů způsobují výrazné změny toe anglu, které již nejsou z hlediska výsledného chování vozu zanedbatelné.

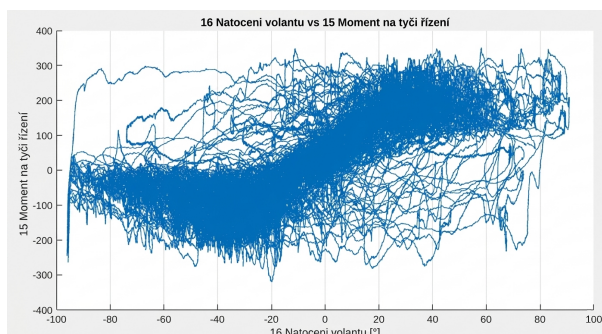
3.2 Vyhodnocení sil na řízení

Pro validaci simulačních modelů a pochopení silového působení během dynamických disciplín byl sloupek řízení osazen tenzometrickým snímačem. Tento snímač byl zkalibrován pro přímé měření krouticího momentu, což nám umožnilo v reálném čase sledovat síly, které musí řidič vynakládat na ovládání vozu.

Z naměřených dat (viz S-křivka na Obrázku 6) vyplývá, že krouticí moment na volantu vykazuje charakteristický průběh v závislosti na bočním zrychlení a rejdovém úhlu. Průměrné provozní hodnoty momentu se při aktivním průjezdu zatáčkami pohybovaly v rozmezí 40 až 60 Nm. Špičkové hodnoty při maximálním bočním zrychlení a rychlém střídání rejdu však pravidelně přesahovaly hranici 80 Nm a dosahovaly maximálních hodnot až 100 Nm. Na základě této analýzy špičkových hodnot byl jedním z cílů pro letošní sezónu snížit ovládací moment na volantu o 30 %.



Obrázek 5: Sken rámu pro sezónu 2025



Obrázek 6: Výsledky tenzometrického měření

4 Metodika a simulace v Adams Car

Pro analýzu kinematických vlastností nápravy byl využit validovaný model v MSC Adams Car. Model je definován pomocí prostorových souřadnic klíčových kinematických bodů, vlastností pružicích a tlumicích prvků a vazeb reprezentujících sférické a rotační klouby. Z hlediska analýzy geometrie řízení jsou nejdůležitější následující čtyři body. [9]

Horní a dolní bod A-ramena definují orientaci rejdové osy v prostoru. Jakákoliv změna v podélné nebo svislé pozici těchto bodů mění rameno, na kterém působí boční síly pneumatiky, což se projevuje změnou ovládacího momentu na volantu.

Vnitřní a vnější bod řízení popisují geometrii spojovací tyče řízení. Vnitřní bod (uchycení na hřebeni) s vnějším bodem (uchycení na těhlici) určují především Ackermannovu charakteristiku. Vzájemná poloha těchto dvou bodů vůči ramenům nápravy ovlivňuje úhel sbíhavosti a jeho změnu při propružení.

V simulacích byly definovány dva základní typy kinematických testů. Prvním je propnutí, což je vertikální pohyb kol v rozsahu ± 25 mm vůči statické poloze při nulovém rejdu, které zobrazuje změnu úhlu sbíhavosti. Při druhém testu, který simuluje zatáčení, dochází k přestavení hřebene řízení v celém rozsahu jeho zdvihu (± 30 mm), čímž se dosáhne limitních rejdivých úhlů kol. Sleduje se při něm odchylka od ideální Ackermannovy křivky.

5 Analýza a výsledky

Analýza se dle popsané metodiky zaměřuje na vlivy změn polohy vybraných kinematických bodů na výsledké geometrické charakteristiky řízení. Zejména je věnována pozornost změně momentového ramena, úhlu sbíhavosti a Ackermannově podmínce. Výsledky jsou prezentovány formou grafů a pomocí senzitivních analýz jsou jednotlivé varianty návrhu geometrie řízení vzájemně porovnány. Cílem je na základě výsledků navrhnout optimální uspořádání vhodné pro vozidlo Formula Student.

5.1 Výpočet momentového ramena řízení

Pro vyhodnocení působení sil v mechanismu řízení bylo potřeba určit momentové rameno jako kolmou vzdálenost mezi táhlem řízení a rejdivou osou kola. Jeho velikost ovlivňuje výsledný moment na volant, tedy odezvu auta a zatížení jednotlivých komponent. Výpočet probíhá v rovině x - z (přední pohled) pro každou polohu řízení samostatně.

Rejdivá osa je definována horním a spodním bodem zavěšení (A_u, A_l) a popsána vektorem:

$$\mathbf{a} = \begin{bmatrix} x_{A_u} - x_{A_l} \\ z_{A_u} - z_{A_l} \end{bmatrix}. \quad (4)$$

Poloha táhla řízení je určena bodem jeho uchycení T . Vektor \mathbf{b} spojuje spodní bod rejdivé osy s bodem T :

$$\mathbf{b} = \begin{bmatrix} x_T - x_{A_l} \\ z_T - z_{A_l} \end{bmatrix}. \quad (5)$$

Vektor \mathbf{b} je poté rozložen na složku rovnoběžnou s rejdivou osou (\mathbf{c}) a složku kolmou (\mathbf{t}):

$$\mathbf{c} = \frac{\mathbf{a}^T \mathbf{b}}{\mathbf{a}^T \mathbf{a}} \mathbf{a}, \quad (6)$$

$$\mathbf{t} = \mathbf{b} - \mathbf{c}. \quad (7)$$

Velikost momentového ramena L v závislosti na rejdivém úhlu je pak dána normou kolmého vektoru:

$$L = \|\mathbf{t}\|. \quad (8)$$

5.2 Výpočet ideální Ackermannovy křivky

Pro dosažení maximální efektivity řízení musí návrh zahrnovat korekci na úhel skluzu pneumatik. Cílem je nalézt takovou geometrii mechanismu, která při cílovém bočním zrychlení monopostu 1, 2 G umožní pneumatikám generovat maximální boční sílu F_y .

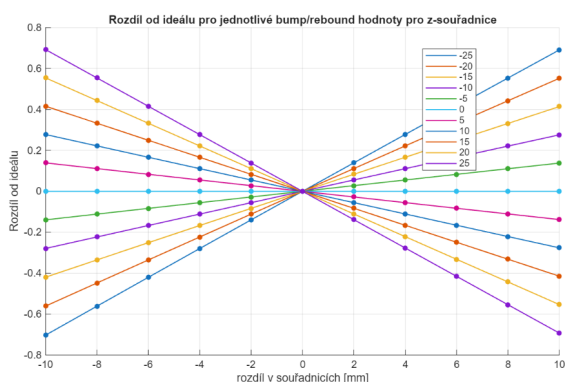
K určení optimálního úhlu skluzu α , který odpovídá vrcholu křivky boční síly pro dané vertikální zatížení, je využito numerické řešení Pacejkovy rovnice (viz Kapitola 2.2.1) s dosazením špičkového faktoru D .

Tento vypočtený úhel skluzu je pro uvažované poloměry zatáček dosazen do rovnic pro natočení vnitřního a vnějšího kola (Rovnice 3). Odečtením směrových úhlů vektoru rychlosti středů kol (β_1, β_2) jsou získány cílové rejdové úhly kol (δ_l, δ_p). Výsledná diferencní křivka pak slouží jako referenční Ackermannova křivka pro fitování reálné geometrie řízení.

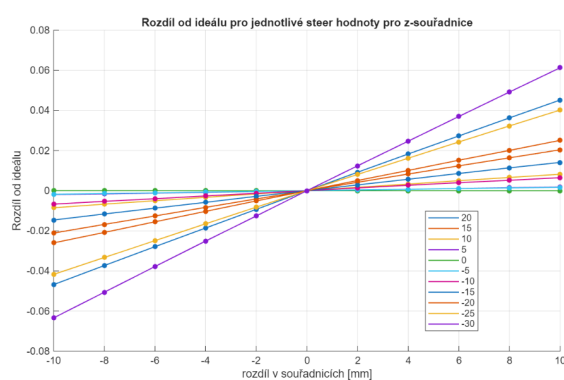
5.3 Senzitivní analýza

V rámci své práce jsem provedla senzitivní analýzy pro změny poloh bodů popsanych v metodice. Zkoumala jsem vliv posunu v jednotlivých směrech na dvě klíčové charakteristiky: úhel sbíhavosti (při propružení) a Ackermannovu geometrii (při zatáčení).

Senzitivní analýza byla vždy realizována tak, že referenční bod byl v simulacích Adamsu posouván po 2 mm v rozsahu ± 10 mm v jednotlivých směrech. Výstupem jsou grafy zobrazující rozdíly od ideálu.



Obrázek 7: Citlivost úhlu sbíhavosti na posun vnitřního bodu řízení v z -směru



Obrázek 8: Citlivost Ackermannovi geometrie na posun vnitřního bodu řízení v z -směru

Na Obrázcích 7 a 8 je příklad porovnání citlivosti úhlu sbíhavosti a Ackermannovi geometrie na posun vnitřního bodu řízení ve směru z . Osa x v grafech reprezentuje posun bodu v daném směru a osa y rozdíl od námi zvoleného ideálu dané charakteristiky v milimetrech. Jednotlivé barvy představují různá propružení (u úhlu sbíhavosti) a rejdové úhly (u Ackermannovy podmínky). Z grafů lze vidět, že tento posun ovlivňuje jak průběh sbíhavosti, tak i Ackermannovu geometrii.

Tyto senzitivní analýzy byly využity k iterativnímu ladění polohy kinematických bodů při návrhu finální geometrie.

5.4 Výsledné varianty

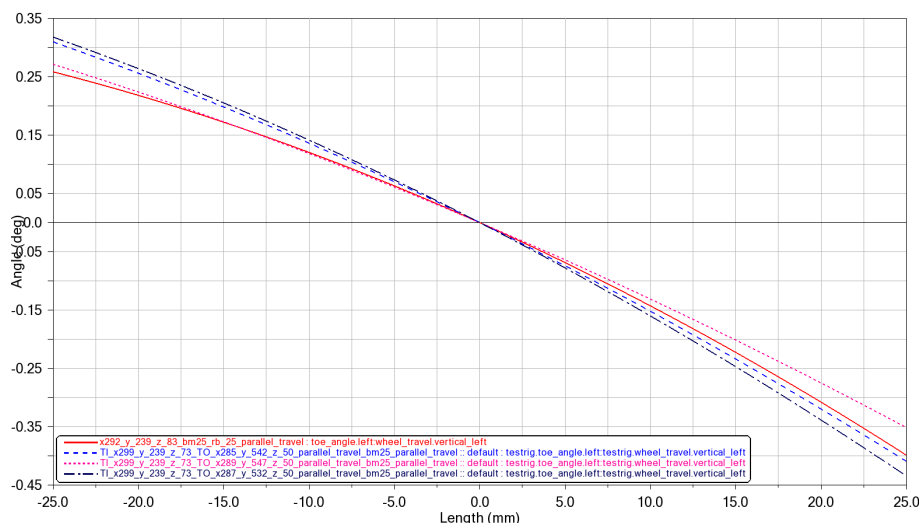
V rámci optimalizačního procesu návrhu geometrie byly definovány tři varianty nastavení splňující odlišné požadavky na chování vozidla v závislosti na charakteru tratě. Tyto varianty byly pomocí simulací v Adamsu porovnány s loňským modelem a teoretickým ideálem.

První je varianta pro nízké rychlosti, kterými jsou myšleny technické pasáže, které vyžadují spíše pomalejší projetí a lepší vlastnosti při zatáčení (např. disciplína Skidpad). V grafech závislosti Ackermanna na rejdovém úhlu to jsou úhly od 17° do 25° .

Falší varianta pro vysoké rychlosti je určena pro táhlé zatáčky při závodě Endurance, kde je kladen důraz na stabilitu a přesnost vedení stopy (rejdový úhel 0° - 10°).

A nakonec varianta pro střední rychlosti představuje kompromisní nastavení pro univerzální využití na většině typů tratí (úhly 10° - 16°).

5.5 Porovnání z hlediska úhlu sbíhavosti

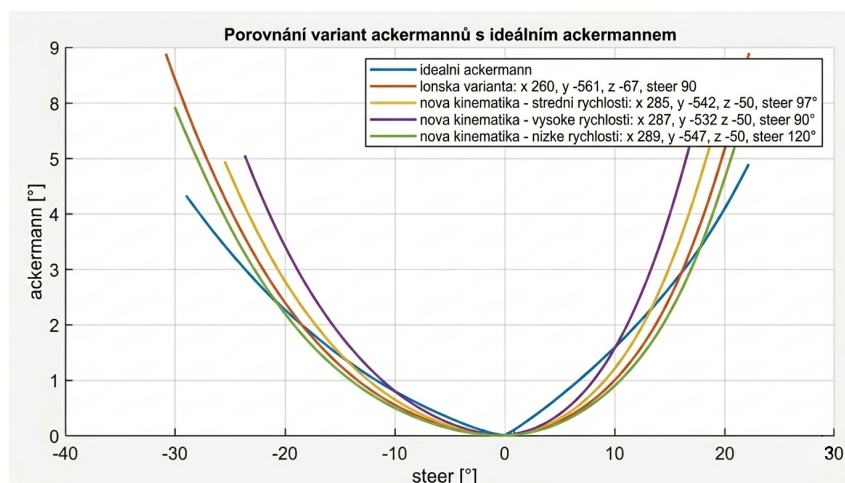


Obrázek 9: Porovnání variant geometrie řízení z hlediska úhlu sbíhavosti

V grafu na Obrázku 9 jsou porovnávány loňská varianta s letošními návrhy. X -ová osa je propružení a y -ová úhel sbíhavosti. Červenou je zobrazen loňský návrh, modrou varianta pro střední, růžovou pro nízké a černou pro vysoké rychlosti.

Z provedené simulace vyplývá, že co se týče úhlu sbíhavosti, nedošlo oproti loňské variantě k žádným výrazným změnám. Tento výsledek je záměrný, neboť loňská geometrie vykazovala velmi dobré chování s minimální odchylkou v celém rozsahu propružení.

5.6 Porovnání z hlediska Ackermannovi geometrie



Obrázek 10: Porovnání variant geometrie řízení z hlediska Ackermannovy geometrie

Na Obrázku 10 reprezentuje osa x rejdový úhel a osa y rozdíl natočení kol (Ackermanna). Různé křivky jsou jednotlivé varianty geometrie.

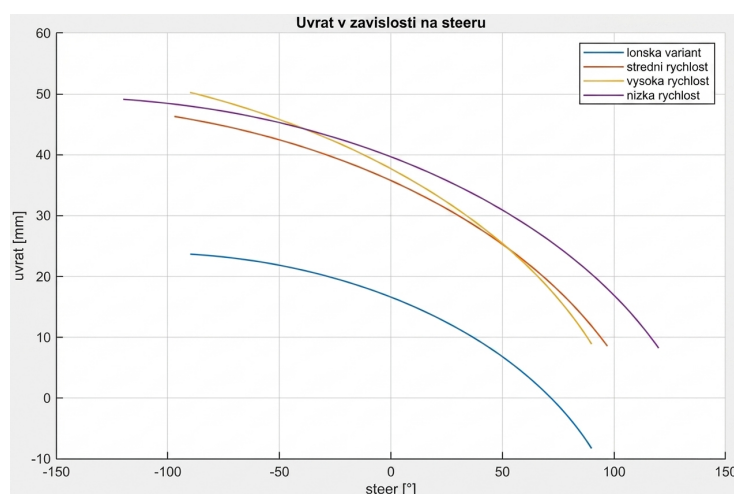
Z grafu analýzy Ackermannovy charakteristiky (viz Obrázek 10) je patrné, že loňská varianta (oranžová křivka) vykazovala značnou odchylku od teoretického ideálu (modrá), což při

průjezdu zatáčkami o malém poloměru způsobovalo zvýšené smýkání pneumatik a neefektivní využití jejich přilnavosti.

Křivka pro nízké rychlosti (zelená) se s teoretickým ideálem nejvíce shoduje v oblasti vysokých rejďů (nad 20°), čímž se redukuje nedotáčivost v zatáčkách s malým poloměrem. Pro střední rychlosti (žlutá) se drží v relativní blízkosti ideálu v celém rozsahu rejdu, je tedy kompromisem mezi dalšími variantami, což z ní dělá ideální volbu pro technické tratě s proměnlivým poloměrem zatáček. Křivka pro vysoké rychlosti (fialová) je záměrně plošší. V oblasti malých rejďů do 10° kopíruje ideál, ale ve vyšších rejdech přechází do vyšších hodnot Ackermanna.

5.7 Momentové rameno

Hlavním požadavkem pro novou geometrii byla optimalizace průběhu kinematické úvratě, která definuje momentové rameno síly působící na řízení. Tento parametr je zásadní pro zpětnou vazbu, kterou řidič dostává skrz volant.



Obrázek 11: Porovnání variant geometrie řízení z hlediska úvratě

V grafu na Obrázku 11 jsou různě barevnými křivkami porovnávány loňská varianta s letošními návrhy. Na x -ové ose je rejdivý úhel a na y -ové délka úvratě (momentového ramene).

Z analýzy lze vyvodit, že nové varianty začínají na výrazně vyšších hodnotách momentového ramene (kolem 45-50 mm) oproti loňskému řešení (cca 23 mm). Větší rameno síly umožňuje efektivnější přenos momentu od pneumatik, což v důsledku vede ke snížení fyzické síly, kterou musí jezdec vynakládat na volant při průjezdu zatáčkou.

U všech nových variant bylo dosaženo stavu, kdy rameno momentu neklesá pod hranici 8 mm. Pokles momentového ramene k nule a následně do záporných hodnot (tak jako tomu bylo u loňské varianty) značí kinematické zablokování mechanismu, kdy spojovací tyč a těhlice vytvoří přímkou a přestanou přenášet ovládací sílu. V praxi tento stav znemožňuje řidiči vrátit kola do přímého směru a vede k okamžité ztrátě kontroly nad vozidlem. U nového návrhu zůstává systém vždy v bezpečné ovladatelné oblasti.

6 Závěr

Práce se zabývala analýzou a návrhem geometrie řízení přední nápravy monopostu studentské formule týmu FS TUL Racing pro sezónu 2026. Hlavním cílem bylo prozkoumat vliv polohy ki-

nematických bodů na výsledné jízdní charakteristiky a navrhnout optimální geometrii s ohledem na reálné výrobní tolerance a mechanická omezení vozidla.

V teoretické části byly definovány klíčové parametry a bylo potvrzeno, že pro maximální využití přilnavosti je nezbytné precizní nastavení kinematiky.

Výstupem práce je vypracování senzitivních analýz v softwaru Adams, které kvantifikovaly citlivost nápravy na výrobní nepřesnosti. Zjistilo se, že zejména svařování rámu a následné deformace v řádu jednotek milimetrů mohou kriticky ovlivnit úhel sbíhavosti kol.

Na základě získaných poznatků byly navrženy tři varianty nastavení geometrie pro různé typy závodních disciplín. Nová geometrie přináší oproti loňskému modelu zásadní vylepšení v podobě zvětšeného momentového ramene řízení, což snižuje ovládací sílu na volantu a zlepšuje zpětnou vazbu pro řidiče. Zároveň byla eliminována rizika kinematického zablokování mechanismu v krajních polohách rejdu, čímž se zvýšila celková bezpečnost provozu vozidla. Výsledky práce tak tvoří ucelený podklad pro finální konstrukci a nastavení podvozku monopostu pro tuto sezónu.

Literatura

- [1] GLOBAL FORMULA RACING. *Formula Student* [online]. 2024 [cit. 2026-02-21]. Dostupné z: <https://www.global-formula-racing.com/en/formula-student/>
- [2] PACEJKA, Hans B. *Tyre and Vehicle Dynamics*. 2. vydání. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2006. ISBN 978-0-7506-6918-4.
- [3] SKÝPALA, Patrik. *Návrh kinematiky podvozku a analýza dynamiky vozu Formula Student*. Liberec, 2025. Diplomová práce. Technická univerzita v Liberci. Vedoucí práce: prof. Ing. Jan Novák, CSc.
- [4] MENCLOVÁ, Eva. *Počítačové modelování jízdních vlastností formule student*. Plzeň, 2017. Diplomová práce. Západočeská univerzita v Plzni.
- [5] ČVUT V PRAZE. *Adheze pneumatik* [online]. [cit. 2026-02-21]. Dostupné z: <https://k622.fd.cvut.cz/lecture/Adheze%20pneumatik.pdf>
- [6] WIKIPEDIA. *Toe (automotive)* [online]. 2024 [cit. 2026-03-29]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Toe_\(automotive\)](https://en.wikipedia.org/wiki/Toe_(automotive))
- [7] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3. vydání. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-7026-9.
- [8] OPTIMUMG. *Tech Tip: Steering Geometry* [online]. [cit. 2026-03-31]. Dostupné z: <https://optimumg.com>
- [9] MSC SOFTWARE. *Adams – Multibody Dynamics Simulation Software* [online]. [cit. 2026-04-20]. Dostupné z: <https://hexagon.com/products/adams>
- [10] MALAD, Jiří. *Návrh a konstrukce řízení pro studentskou formuli*. Liberec, 2019. Diplomová práce. Technická univerzita v Liberci.