

NÁVRH KINEMATIKY PODVOZKU A ANALÝZA DYNAMIKY VOZU FORMULA STUDENT

Bc. Patrik Skýpala

Sekce – STROJÍRENSTVÍ

Fakulta strojní, 2. ročník

Navazující magisterský program – APLIKOVANÁ MECHANIKA

Abstrakt: Tato diplomová práce se zabývá návrhem kinematiky vozidla a vlivem jednotlivých parametrů na jeho konečné chování na trati. Práce se zaměřuje na systematiku návrhu kinematiky a na výpočty provedené pomocí dynamických analýz v programu AdamsCar. Součástí celé práce je také vytvoření iterativního programu na porovnání různých variant kinematiky.

Klíčová slova: Formula Student, Kinematika vozu, Dynamika vozu, Pneumatiky, MSC.Adams.Car

1 Úvod

Formula Student je soutěž, ve které musí studentský tým během jednoho roku postavit nové vozidlo a každoročně se s ním utkat na závodní trati. Jedním z hlavních faktorů, které rozhodují o úspěchu týmu, je čas na kolo v disciplínách Autocross a Endurance. Není však důležitý pouze samotný čas na kolo, ale také čas věnovaný návrhu vozidla. Tato práce se zaměřuje na návrh kinematiky podvozku co nejefektivnější pro závodní trať, ale především také na vytvoření souboru nástrojů a analýz, které mohou být využity i v budoucnu a urychlit celý vývoj monopostu.

Pro zrychlení času na kolo představíme metodiku návrhu celé kinematiky, počínaje počátečními modely, kdy máme pouze základní představu o autě z předchozích let. Na základě těchto modelů vytvoříme senzitivní analýzy, které nám ukážou, jakým směrem by se měl návrh ubírat, a zda kroky, které děláme, jsou opravdu opodstatněné. Součástí tohoto procesu bude jak analýza tratí, tak i analýza pneumatik, protože ty představují vazbu vozidla s vozovkou, a proto návrh kinematiky musí respektovat jejich vlastnosti. Zjistíme, jaké vlivy ovlivňují adhezi pneumatik a na co se máme zaměřit.

Po dokončení základního návrhu a specifikaci klíčových parametrů přejdeme k pokročilejším výpočtům a modelům, které nám poskytnou lepší představu o fungování vozidla. Posoudíme, jaký vliv mají jednotlivé parametry na základě různých porovnání a výpočtů. Po stanovení cílových parametrů kinematiky provedeme návrh geometrie náprav s pomocí AdamsCar.

V závěrečné fázi, než bude kinematika předána konstruktérům pro výrobu dílů, otestujeme navrženou kinematiku s pomocí dynamických simulací v programu AdamsCar, které umožní přiblížit se reálným podmínkám. Tento krok umožní posoudit vliv úprav srovnáním s našimi vozidly z předchozích ročníků.

Součástí této práce je také návrh programu, který umožní porovnat velké množství variant kinematiky a kvantifikovat jejich vliv na čas na kolo. Tento nástroj, založený na analýzách tratí a cílech, které jsme stanovili, bude klíčovým faktorem pro zrychlení návrhu vozu. Díky němu budeme schopni rychle analyzovat různé varianty kinematiky a efektivně posoudit jejich vliv na výkon na trati.

2 Soutěž Formula Student

Formula Student je mezinárodní soutěž, ve které mají vysokoškolští studenti za úkol během jednoho roku navrhnout, postavit a otestovat vlastní závodní monopost. Hodnocení probíhá v osmi disciplínách rozdělených na statické (technický návrh, ekonomická analýza, podnikatelský plán) a dynamické (např. akcelerace, ovladatelnost, výdrž).

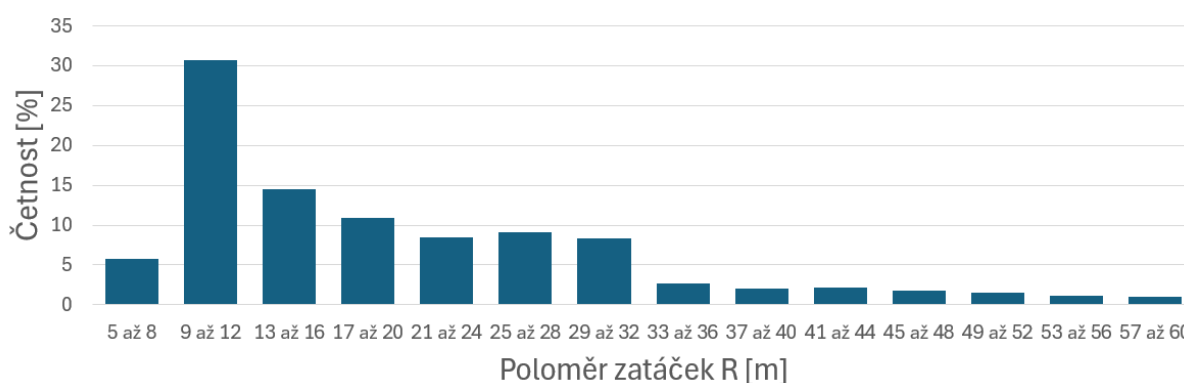
Z dynamických disciplín jsou klíčové **Autocross**, kde se testuje ovladatelnost a výkon vozu na technicky náročné trati s ostrými zatáčkami, a **Endurance** – vytrvalostní závod na 22 kilometrů, který prověřuje spolehlivost, efektivitu a stabilitu výkonu během dlouhodobé zátěže. Právě tyto dvě disciplíny nejlépe odhalují skutečné schopnosti vozidla a budou dále analyzovány v této práci. [1] [2]

2.1 Hodnocení parametrů vozu v kontextu výkonu na trati

Výkonnost vozu na trati je ovlivněna vlastnostmi vozidla i charakterem samotné trati. Různé typy tratí vyžadují odlišné přístupy k nastavení a návrhu vozu. Zatímco na tratích s rychlými a táhlými zatáčkami hraje významnou roli aerodynamika, tratě v soutěži Formula Student bývají převážně technicky náročné, s ostrými a pomalými zatáčkami. V těchto podmínkách je důležité zaměřit se na geometrii zavěšení, maximální úhel rejdu a přilnavost podvozku, protože aerodynamické síly zde hrají podružnou roli.

Statistická analýza tratí Formula Student

Trať pro disciplíny Autocross a Endurance není týmům předem známa, ale na základě historických dat z 15 různých závodů (Německo, Rakousko, Česko, Maďarsko) lze vytvořit typický profil zatáček. Analyzovány byly délky a poloměry zatáček, přičemž z výsledků vyplývá, že přibližně 60 % zatáček má poloměr 5–20 m, tedy jde o pomalé technické úseky. Zbývajících 40 % tvoří rychlejší oblouky s většími poloměry.



Obrázek 1: Graf četností poloměrů zatáček

Tato analýza potvrzuje, že pro dosažení co nejlepších časů je výhodné orientovat návrh vozu na zvládání právě těchto pomalých zatáček, protože právě zde se v rámci soutěže rozhoduje o výsledcích.

2.2 Laptime simulace a citlivostní analýza

Kromě analýzy zatáček byla provedena také citlivostní analýza na zjednodušeném modelu vozu pro více tratí, jejíž výsledky byly zprůměrovány a shrnuty do následující tabulky. Tabulka

uvádí, o kolik je potřeba zlepšit jednotlivé parametry – jak absolutně, tak procentuálně – přičemž cílovým zlepšením bylo zkrácení času na kolo o 0,5 s.

Výsledky ukazují, že největší vliv má příčný koeficient tření. Pro požadované zrychlení je nutné jeho navýšení pouze o 2,01 %. Naproti tomu ke stejnému zlepšení je třeba zvýšit aerodynamický přítlak o 14,03 %, snížit odpor o 10,98 %, nebo snížit hmotnost vozu o 3,04 % (tj. 9,42 kg). Podélný koeficient tření by musel být navýšen až o 20,04 %, což je výrazně více než v případě příčného tření.

Zvýšení tření lze přitom dosáhnout již vhodným nastavením odklonů kol, volbou tuhosti pružin, stabilizátorů nebo úpravou kinematických bodů zavěšení. Naproti tomu zlepšení aerodynamických parametrů často vyžaduje konstrukci nových prvků, což je jak konstrukčně, tak výrobně náročné. Navíc pro aerodynamický odpor a přítlak platí, že jsou na sobě vzájemně závislé – nelze je zlepšovat odděleně. Zvýšení aerodynamického přítlaku obvykle znamená i nárůst odporu, jehož velikost závisí na zvolených profilech. Z tohoto důvodu může být velmi obtížné dosáhnout znatelného zlepšení pouze pomocí aerodynamiky.

Parametr	Počáteční hodnota	Potřeba zlepšení	Potřeba zlepšení [%]
Aerodynamický přítlak [–]	2,30	0,32	14,03
Aerodynamický odpor [–]	1,60	0,18	10,98
Hmotnost vozu [kg]	310,00	9,42	3,04
Příčný koeficient tření [–]	1,5	0,05	2,01
Podélný koeficient tření [–]	1,5	0,51	20,04

Tabulka 1: Přehled zlepšení parametrů potřebných pro zkrácení času o 0,5 s

Z těchto důvodů vyplývá, že zaměření se na geometrii nápravy a především na maximalizaci přenosu bočních sil představuje logický a efektivní směr vývoje, který může přinést velmi dobré výsledky.

3 Výpočty a matematické modely vozů

Pro pochopení chování vozidla v typických soutěžních situacích, jako je zatáčení nebo brzdění, lze využít zjednodušené matematické modely. V této práci jsou použity kvazistatické modely, které předpokládají ustálené dynamické stavy bez přechodových jevů. Tento přístup výrazně zjednodušuje výpočty a umožňuje analyticky vyhodnotit silové poměry působící na vozidlo.

Modely které zde budou uvedeny propojují základní vztahy mezi zatížením, geometrií zavěšení a přenosem sil. Jsou aplikovány na situace typické pro soutěž Formula Student a umožňují analyzovat vliv konstrukčních parametrů na chování vozu na trati.

3.1 Model pneumatik Pacejka Magic Formula

Přenos boční síly pneumatikou je popsán pomocí semi-empirického modelu Pacejka Magic Formula. Základní charakteristická rovnice má tvar:

$$F_y = D_y \cdot \sin(C_y \cdot \arctan(B_y \cdot \alpha - E_y \cdot (B_y \cdot \alpha - \arctan(B_y \cdot \alpha)))) \quad (1)$$

V této rovnici vystupují zástupné koeficienty (B_y , C_y , D_y , E_y), které jsou dále vyjádřeny pomocí empirických parametrů p a škálovacích faktorů λ . Tyto hodnoty se určují na základě měření konkrétní pneumatiky.

Jedním z klíčových parametrů je amplituda:

$$D_y = \mu_y \cdot F_z \quad (2)$$

Tento koeficient určuje maximální velikost boční síly a je přímo úměrný aktuálnímu zatížení pneumatiky F_z a efektivnímu součiniteli tření μ_y .

Koeficient μ_y je v tomto modelu funkcí normalizovaného vertikálního zatížení df_z a odklonu kola γ :

$$\mu_y = (p_{Dy1} + p_{Dy2} \cdot df_z) \cdot (1 - p_{Dy3} \cdot \gamma^2) \cdot \lambda_{\mu_y} \quad (3)$$

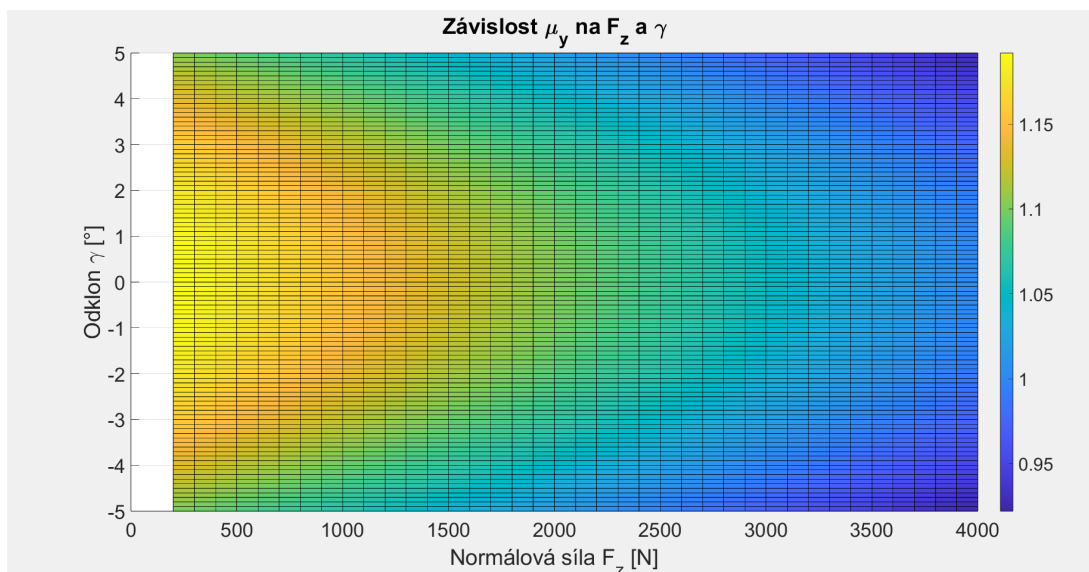
kde df_z představuje tzv. normalizovanou vertikální sílu definovanou jako:

$$df_z = \frac{F_z - F'_{z0}}{F'_{z0}} \quad (4)$$

kde F_z je aktuální zatížení a F'_{z0} referenční zatížení, ke kterému jsou vztaženy ostatní parametry modelu.

Odklon γ udává náklon kola vůči svislé ose. Vliv odklonu na přenos síly je vyjádřen kvadratickou závislostí, což reflektuje nárůst ztrát při větších úhlech odklonu. Zároveň vystupuje i v dalších rovnicích modelu. [3]

Na základě rovnice pro μ_y byla sestavena 3D mapa znázorňující závislost příčného koeficientu tření na vertikálním zatížení F_z a odklonu pneumatiky γ . Vizualizace ukazuje, jak výrazně se efektivní tření mění v závislosti na těchto dvou parametrech.



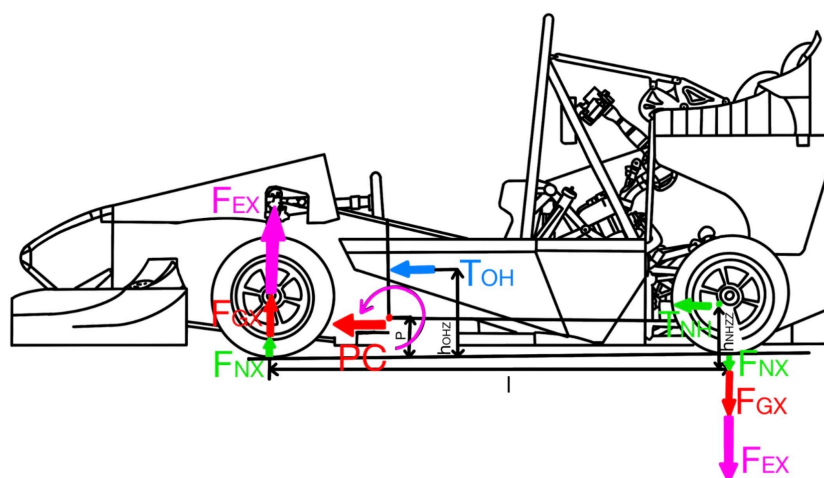
Obrázek 2: 3D vizualizace příčného koeficientu tření μ_y v závislosti na zatížení F_z a odklonu γ .

Tato závislost vyjadřuje vliv vertikální síly a odklonu na výsledný koeficient tření. Slouží jako podklad pro návrh zavěšení a optimalizaci přenosu bočních sil ve směru y .

3.2 Změna rozložení zatížení a naklonění karosérie při jízdě

Při brzdění dochází ke změně rozložení zatížení mezi přední a zadní nápravu. Tento přenos lze rozdělit na tři samostatné složky:

- **Geometrická složka** – vzniká v důsledku uspořádání zavěšení a nezávisí na naklonění karosérie. Přenos zatížení probíhá skrze silové působení v ramenech, bez viditelného pohybu karosérie.
- **Elastická složka** – je způsobena klopným momentem, který působí na karoserii a přenáší zatížení prostřednictvím pružin. Její velikost závisí na tuhosti zavěšení a poloze těžiště.
- **Přenos neodpružených hmot** – vyvolaný zrychlením působícím na těžiště kol a částí zavěšení pod pružinami. Probíhá rychle a není tlumen podvozkem.



Obrázek 3: Síly působící na vozidlo při brzdění

Toto rozdělení vychází z geometrie náprav, kde se zavedou body *roll center* a *pitch center* reprezentující osy, okolo kterých se karoserie při jízdě naklápí v příčném a podélném směru. [4]

Při zatáčení dochází k obdobnému rozdělení zatížení v příčném směru. Princip dělení sil zůstává zachován. [4]

Pro kompletní zjištění rozvážení vozu je však potřeba také stanovit rozdělení aerodynamických sil mezi přední a zadní nápravu, které se určí z podmínek momentové rovnováhy při znalosti aerodynamického přitlaku a odporu působícího na jednotlivé prvky při různých rychlostech [5].

Naklonění karosérie je výsledkem součinného působení několika složek. Významnou roli zde hraje elastická složka, která přenáší klopný moment prostřednictvím odpružení. K tomu se přidává vliv aerodynamických sil působících na horní část karosérie a účinek neodpružených hmot. Tyto síly dohromady vytvářejí výsledný moment, jehož účinek je tlumen tuhostí zavěšení. Míra naklonění tak závisí na rovnováze mezi působícími silami a konstrukčním návrhem podvozku. [6]

3.3 Další použité matematické modely

Kromě základní kvazistatické rovnováhy byly v této práci využity i další matematické modely, které podrobněji popisují jednotlivé aspekty chování vozidla:

- **Model výpočtu odklonů kol**

Změna odklonu závisí na naklopení karosérie, které je aproximováno lineárně. Zavedeny jsou koeficienty $\Delta\gamma_{\text{roll}}$ a $\Delta\gamma_{\text{pitch}}$, které určují, jak se mění odklon při příčném a podélném naklopení vozu. Změna odklonu je rovněž ovlivněna natočením kola, přičemž odchylku lze určit na základě geometrie zavěšení a úhlu řízení. [7]

- **Jednostopý model vozidla**

Slouží ke zjednodušenému výpočtu sil působících na vozidlo v zatáčce. Levé a pravé kolo každé nápravy jsou sloučeny do jednoho bodu. Model umožňuje určit úhly skluzu pro přední a zadní nápravu z rovnováhy příčných sil. [6]

- **Model Ackermannovy geometrie**

Popisuje rozdíl v natočení vnitřního a vnějšího kola při řízení. Použit je rozšířený model, který koriguje ideální Ackermannovu geometrii o skluzové úhly z jednostopého modelu, čímž lépe odpovídá reálným podmínkám vozidla v zatáčce. [7] [8]

- **Model přenosu sil ve směrech X a Y**

Tento model vychází ze zrychlení působícího na těžiště a popisuje, jak jednotlivá kola přenášejí síly v podélném a příčném směru v závislosti na zatížení a poloze těžiště vozidla. [6]

3.4 Struktura výpočetního programu

Výpočetní program pro optimalizaci kinematiky podvozku propojuje jednotlivé matematické modely do ucelené výpočetní struktury. Umožňuje simulovat chování vozidla v různých jízdních situacích, vyhodnotit přenosové schopnosti pneumatik a nalézt optimální nastavení vstupních parametrů zavěšení.

Celý výpočet začíná vstupními bloky: **jízdní situace**, **konstantní parametry** a **rozsahy vstupních parametrů vozidla**. Tyto vstupy směřují do **bloku rozvážení vozu**, kde je pro každou jízdní situaci určeno vertikální zatížení jednotlivých kol.

Na výstup z tohoto bloku navazuje výpočet **naklopení karosérie**, který dále vstupuje do **bloku výpočtu odklonů kol**. Současně probíhá **výpočet Ackermannovy geometrie**, která určuje úhel natočení vnitřního a vnějšího kola. Výstupy tohoto bloku rovněž vstupují do výpočtu odklonu kol, čímž jsou zohledněny změny odklonu v důsledku řízení.

Blok výpočtu odklonů kol tak spojuje informace o naklopení karosérie a natočení kol, a jeho výstup spolu s **výstupem z bloku vertikálního zatížení** tvoří vstup pro výpočet **charakteristiky pneumatik**, která definuje přenosové schopnosti každého kola.

Z charakteristiky pneumatik a jízdních parametrů je následně sestaven **jednostopý model vozidla**, který určuje skluzové úhly pro přední a zadní nápravu. Paralelně probíhá výpočet v **bloku přenosu sil ve směru X a Y**, kde se určuje potřebná síla pro daný manévr.

Na základě těchto vstupů je proveden **výpočet všech možných jízdních stavů**, kde se porovnává dosažitelná přenosová síla s požadovanou silou.

Výstupy z tohoto bloku směřují do **bloku filtrace**, kde jsou ze všech simulovaných stavů vybrány pouze ty klíčové – buď z hlediska reprezentativní jízdní dynamiky, nebo ty, kde dochází k nejvyššímu zrychlení v zatáčce. Tímto krokem jsou identifikovány **mezní stavy**, které představují nejkritičtější situace z hlediska přenosu sil.

Na závěr jsou tyto stavy vyhodnoceny z hlediska celkového času na referenčním kole, který je stanoven na základě statistiky zatáček. Tento čas slouží jako optimalizační kritérium. Optimalizace probíhá nad celkem 26 parametry, jejichž nové hodnoty jsou vygenerovány genetickým algoritmem a zavedeny do nové iterace výpočtu. [9]

4 Vyhodnocení optimalizačního programu

Optimalizační algoritmus vygeneroval celkem deset tisíc iterací různých kombinací kinematických parametrů. Vzhledem k tomu, že kinematika podvozku představuje kompromis mezi mnoha vzájemně závislými vlivy, nevedl výpočet k jediné, univerzálně nejlepší konfiguraci. Existuje více odlišných kombinací, které mohou přinést velmi podobné výsledky, a proto není možné určit jednu jednoznačně ideální variantu.

Po analýze a porovnání výsledků bylo zjištěno, že mezi padesáti nejlepšími iteracemi se opakují čtyři výrazně odlišné filozofie návrhu kinematiky. Každá z nich reprezentuje jiný přístup ke konstrukci zavěšení, přesto ale všechny dosahují srovnatelných časů na referenční trati.

Z každé filozofie byla vybrána jedna reprezentativní konfigurace – konkrétně ta, která dosáhla nejlepšího času. Výsledné časy těchto čtyř reprezentantů jsou uvedeny v tabulce 2.

<i>Parametr</i>	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3	Varianta 4
Čas na kolo [s]	456,8	457,4	457,3	457,5
Δt [s]	7,6	7,0	7,1	6,9

Tabulka 2: Tabulka výsledných časů a zlepšení oproti původnímu nastavení

Referenční čas odpovídající původnímu nastavení je 464,4 s.

Je zřejmé, že u všech čtyř optimalizovaných variant došlo ke snížení času potřebného k projetí referenční tratě. Rozdíl v těchto časech je znatelný a představuje významné zlepšení.

Zde je potřeba podotknout, že zlepšení o 7,6 sekundy v celkovém čase na referenční kolo je významné. Referenční trať je tvořena pouze zatáčkami a má délku 6 kilometrů. Pro srovnání – jedno kolo v soutěži Autocross má délku přibližně 1,5 kilometru. Statisticky jsou tyto tratě tvořeny přibližně ze 77 % zatáčkami, což znamená, že celková délka zatáček na jednom kole Autocrossu je v průměru 1,15 km.

To naznačuje, že pouze v zatáčkách by nové vozidlo mohlo v každém kole získat až 1,5 sekundy. S přihlédnutím k analýze provedené v kapitole o Laptime simulacích lze konstatovat, že podobného zlepšení by mohlo být dosaženo snížením hmotnosti vozu o 28,5 kg nebo zvýšením aerodynamického přítlaku o 42 %.

Všechny čtyři prezentované varianty vykazují velmi podobný časový zisk. Jako hlavní kritérium pro výběr výsledné konfigurace proto byla zvolena její podobnost s původní kinematikou. Cílem bylo usnadnit zavedení nové konfigurace do stávající konstrukce vozu a omezit zásahy do dalších celků – především rámu a aerodynamiky. Na základě toho byla vybrána varianta 1, která nejlépe odpovídala předchozímu konceptu a byla následně převedena do reálné geometrie pomocí definice kinematických bodů v programu Adams Car.

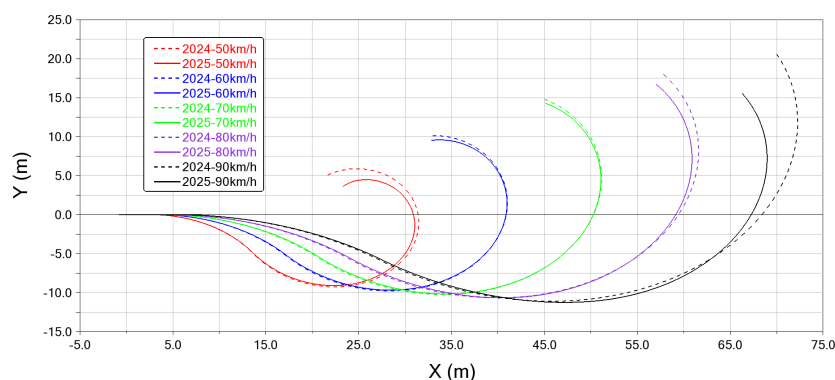
5 Simulace jízdní dynamiky

Pro ověření přínosu nové konfigurace zavěšení byla vytvořena sada simulací v programu **Adams Car** na základě výpočtů metodou **Multibody Dynamics (MBD)**. Model zahrnoval všechny klíčové konstrukční prvky vozu včetně tuhých těles, vazeb, řízení a pneumatik. Během rozsáhlé série simulací bylo potvrzeno, že nová kinematika vykazuje vyšší efektivitu v mechanismu řízení i v rychlosti odezvy na změnu směru. Hlavním cílem však bylo posoudit, zda došlo i ke zlepšení přenosu adheze.

Za tímto účelem byla provedena cílená analýza. U původní varianty bylo ponecháno plné natočení volantu, tedy 90° doleva a 180° doprava. U nové varianty bylo natočení volantu upra-

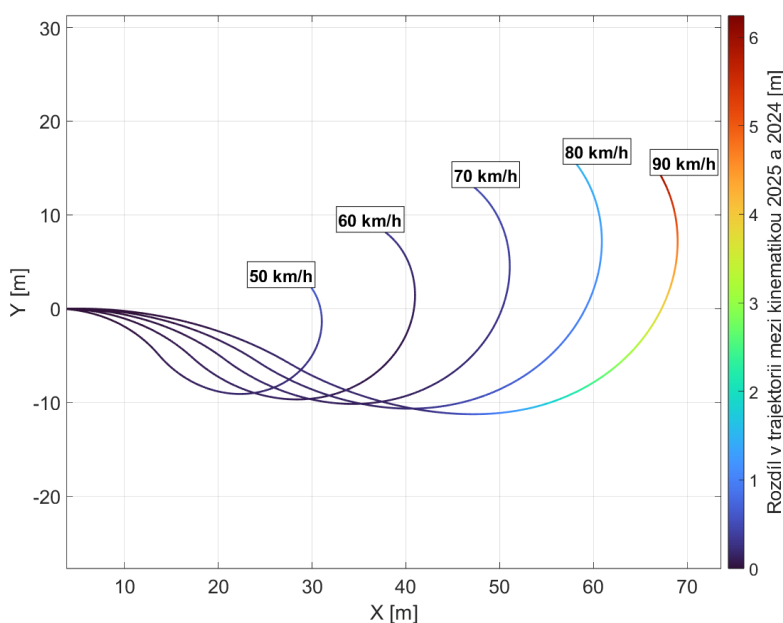
veno tak, aby při velmi nízké rychlosti 10 km/h vozidlo projelo stejnou trajektorií jako původní konfigurace. Výsledné hodnoty natočení činily 62° vlevo a 124° vpravo. Tím se zajistilo, že od této rychlosti výše bude možné sledovat vliv především změněné přilnavosti, nikoli rozdílného řízení.

V tomto režimu byly provedeny simulace pro rychlosti od 10 do 90 km/h s krokem 10 km/h. Mezi 10 až 40 km/h se trajektorie obou variant lišily jen minimálně, což je dáno velmi malými úhly skluzu. Zajímavé výsledky se však objevily až od 50 km/h výše. Z tohoto důvodu je v následující části zobrazen výstup pouze pro rychlostní rozsah 50–90 km/h.



Obrázek 4: Znárodnění rozdílů trajektorií vozu působením bočního zrychlení od rychlosti 50 km/h do 90 km/h

Rozdíly mezi konfiguracemi jsou vizualizovány na barevně škálovaném grafu, který zachycuje trajektorii staré varianty. Barva podél trajektorie vyjadřuje vzdálenost od trajektorie nové varianty při stejné rychlosti a zachování počátečního natočení volantů u obou variant. Největší odchylka byla zaznamenána při 90 km/h a dosahovala až 6 m, což představuje výrazný rozdíl v možnostech průjezdu zatáčkou.



Obrázek 5: Vyhodnocení rozdílů trajektorií vozů působením bočního zrychlení při rychlostech od 50 km/h do 90 km/h

Dále byla v rámci této analýzy vyhodnocena i schopnost přenášet příčné zrychlení. Ve všech simulovaných rychlostech dosahovala nová konfigurace vyšší hodnoty příčného zrychlení než původní geometrie. Tyto výsledky potvrzují zvýšenou míru přilnavosti a funkčnost nové kinematiky i při vyšším zatížení.

Shrnutí hlavních přínosů nové kinematiky

Na základě provedených simulací a analýz lze shrnout hlavní přínosy nové konfigurace kinematiky následovně:

- Vyšší efektivita řízení — menší poloměry zatáček při stejném natočení volantu.
- Rychlejší odezva na změny směru.
- Možnost dosažení vyšších příčných zrychlení ve většině rychlostech.
- Lepší funkčnost v širší škále rychlostí.

6 Závěr

Cílem této práce byl návrh kinematiky vozu. Prvním krokem byla statistická analýza tratí, nejčastějších zatáček, se kterými se můžeme setkat, a prvotní senzitivní analýza hlavních vlivů na čas na kolo. Dalším krokem byla analýza pneumatik a zjištění, jaký vliv mají na fungování pneumatik parametry vozu, jako jsou odklony kola a vertikální zatížení. Na základě těchto dat byl vytvořen optimalizační program pro charakteristiky kinematiky, jehož úkolem bylo maximalizovat účinnost pneumatiky při statisticky nejčastějších jízdních situacích. Všechny tyto výsledky byly vztaženy na čas na kolo, který je pro závodní vůz nejdůležitější. Z tohoto programu vyšly čtyři varianty kinematiky, které byly mezi sebou srovnatelné v čase na kolo. Pro další krok byla vybrána kinematika, která nejlépe odpovídá předešlé filozofii návrhu kinematiky, což usnadnilo její implementaci.

Díky optimalizaci jsme dokázali na námi určené trati, která vychází ze statistiky až 15 tratí o délce 6 kilometrů, zrychlit o 7.6 sekund. Vytvořený program však neslouží pouze pro geometrický návrh kinematiky, ale může být využit i pro výpočet ideální geometrie na konkrétní trať. Součástí programu byl také výpočet ideálního aerodynamického rozvážení pro aerodynamickou sekci.

Součástí práce bylo také vytvoření dynamických simulací, které umožnily lepší přiblížení reálným jízdním podmínkám. Ze simulací vyplynulo, že nová kinematika má vyšší efektivitu řízení, což znamená, že vůz dokáže projíždět menší poloměry zatáček při stejném natočení volantu. Zároveň má řízení rychlejší odezvu na změny směru. Jedním z hlavních cílů této práce, které byly splněny, bylo zlepšení adheze, a díky tomu možnost projíždět zatáčky při působení většího bočního zrychlení a tedy dosažení menšího poloměru zatáčení. Díky tomu je vozidlo funkční ve větším rozsahu rychlostí než v předchozích ročnících.

Výpočty, které byly provedeny, nekončí pouze u specifikace kinematických bodů a nastavení vozu, ale ovlivňují celý návrh vozu, kde tyto výpočty slouží jako základ pro návrh kritických komponent, jako jsou těhlice, řízení nebo konstrukce mechanismu odpružení.

Na závěr uveďme, že jsme nejen splnili stanovené cíle, tedy návrh efektivnější kinematiky, ale vytvořený výpočetní program může sloužit k více účelům, než bylo původně zamýšleno. Tato práce má rovněž přesah do konstrukce vozu, kde poskytuje okrajové podmínky pro návrh.

Literatura

[1] WIKIWAND. Formula SAE [online]. 2024. Dostupné z: https://www.wikiwand.com/en/Formula_SAE

[2] Formula Student Germany. Pravidla soutěže [online]. 2022. Dostupné z: https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2022/rules/FS-Rules_2022_v1.0.pdf

[3] PACEJKA, Hans B. *Tyre and Vehicle Dynamics*. 2. vyd. Oxford: Butterworth-Heinemann, an imprint of Elsevier, 2006. ISBN 0-7506-6918-7.

[4] DUS, Tomáš. *Strain Gauge Force Measurement on Formula Student Car* [diplomová práce]. Prague: Czech Technical University in Prague, 2022. Vedoucí práce: Ing. Lukáš Pacoň.

[5] FRYŠTÁK, Lukáš. *Design of Aerodynamic Wings of Formula Student SAE Vehicle* [bakalářská práce]. Brno: Brno University of Technology, 2014. Vedoucí práce: Ing. Robert Popela, Ph.D.

[6] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0024-2.

[7] OPTIMUMG. *Tech Tip: Steering Geometry* [technická zpráva]. OptimumG. Nedatováno. Dostupné z: <https://www.optimumg.com>

[8] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3. aktualizované vydání. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 978-80-239-6464-6.

[9] HRUŠ, Tomáš. *Základy optimalizace – Klasické metody* [technická zpráva]. Liberec: Katedra mechaniky, pružnosti a pevnosti, Fakulta strojní, TUL, 2021. Poznámky k přednáškám.