

Faculteit Industriële Ingenieurswetenschappen

master in de industriële wetenschappen:
elektromechanica

Masterthesis

Kinematische analyse en afstelling optimalisatie van de ophangingsgeometrie van een Porsche 911 GT3 Cup

**Toon Mommen
Brent Vanvelk**

Scriptie ingediend tot het behalen van de graad van master in de industriële wetenschappen: elektromechanica

PROMOTOR :

Prof. dr. ir. Elke DECKERS

PROMOTOR :

Dhr. Marc MATON

COPROMOTOR :

ing. Mathijs GORIS

Gezamenlijke opleiding UHasselt en KU Leuven



Universiteit Hasselt | Campus Diepenbeek | Faculteit Industriële Ingenieurswetenschappen | Agoralaan Gebouw H - Gebouw B | BE 3590 Diepenbeek

Universiteit Hasselt | Campus Diepenbeek | Agoralaan Gebouw D | BE 3590 Diepenbeek
Universiteit Hasselt | Campus Hasselt | Martelarenlaan 42 | BE 3500 Hasselt



2022
2023

Faculteit Industriële Ingenieurswetenschappen

master in de industriële wetenschappen:
elektromechanica

Masterthesis

Kinematische analyse en afstelling optimalisatie van de ophangingsgeometrie van een Porsche 911 GT3 Cup

Toon Mommen

Brent Vanvelk

Scriptie ingediend tot het behalen van de graad van master in de industriële wetenschappen: elektromechanica

PROMOTOR :

Prof. dr. ir. Elke DECKERS

PROMOTOR :

Dhr. Marc MATON

COPROMOTOR :

ing. Mathijs GORIS



KU LEUVEN

Woord vooraf

Met trots presenteren wij deze masterscriptie, een weg die niet zonder hindernissen is afgelegd. Beiden hebben wij te maken gehad met aanzienlijke persoonlijke tegenslag, die ons gedurende december 2022 en januari 2023 tijdelijk in een zoekende fase bracht. Als gevolg hiervan hebben wij in deze periode helaas weinig tot geen vooruitgang kunnen boeken in dit project.

Desalniettemin zijn wij erin geslaagd om onze veerkracht te tonen en zijn wij trots op het uiteindelijke resultaat dat wij hebben bereikt. Wij realiseren ons echter maar al te goed dat de personen die ons normaal gesproken zo goed begeleiden, nu van onschatbare waarde zijn gebleken, omdat ze ons buitengewoon goed hebben bijgestaan en begrip hebben getoond voor onze situatie gedurende dit project. Wij willen onze diepe dankbaarheid uitspreken aan volgende personen.

Vooreerst dank aan onze bekwame promotoren, Prof. dr. ir. Elke Deckers, ing. Mathijs Goris en Marc Maton, voor hun voortreffelijke begeleiding, onmisbare hulp, hun waardevolle advies en feedback. Het is dankzij hun voortreffelijke ondersteuning dat wij dit project konden voltooien. Daarnaast willen wij ook graag onze oprechte waardering uitspreken voor de mechaniekers van NGT Racing, die ons tijdens dit project hebben bijgestaan met hun expertise en onvermoeibare inzet. Hun technische kennis en toewijding waren van onschatbare waarde. Tevens willen wij graag onze waardering uitspreken aan de professoren van de gemeenschappelijke opleiding *industriële ingenieur: elektromechanica – automatisering* aan UHasselt en KULeuven, die ons hebben voorbereid op deze uitdagende opdracht en op onze toekomstige professionele uitdagingen.

Tot slot willen wij onze ouders bedanken die ons de kans hebben gegeven om verder te studeren. Daarnaast vermelden wij ook graag onze familie, vrienden en medestudenten die ons hebben gesteund, waardevol advies hebben gegeven en een luisterend oor hebben aangeboden wanneer het even minder voorspoedig ging.

Met het afronden van dit voorwoord sluiten wij dit hoofdstuk af en openen wij tegelijkertijd de deur naar nieuwe avonturen en uitdagingen. Wij hopen dat de vergaarde kennis en inzichten die wij tijdens dit werk hebben opgedaan, u zullen inspireren en u kan verrijken in uw kennis. Graag bedanken wij u voor uw kostbare tijd, interesse en betrokkenheid bij onze masterscriptie.

Toon Mommen en Brent Vanvelk

Diepenbeek, juni 2023

Inhoudsopgave

Woord vooraf	1
Lijst met tabellen	5
Lijst met figuren	8
Abstract	9
Abstract in English	11
1 Inleiding	13
1.1 Situering	13
1.2 Probleemstelling	14
1.3 Doelstellingen	15
1.4 Methode	15
1.5 Vooruitblik	16
2 Bronnenstudie	19
2.1 Inleiding voertuigkinematica en voertuigdynamica	19
2.1.1 Voertuigkinematica	19
2.1.2 Voertuigdynamica	21
2.2 Ophanging Porsche 911 GT3 Cup 992	23
2.2.1 Vooras	23
2.2.2 Achteras	24
2.3 Parameters ophanging	24
2.3.1 Camber	25
2.3.2 Spoor	28
2.3.3 Anti-roll bar	29
2.4 Methoden voor kinematisch modelleren	31
2.4.1 Geometrie analyse	31
2.4.2 Kringloopvergelijkingen	32
3 Opbouw geometrisch kinematisch model	35
3.1 Inleiding	35
3.2 Het URAEUS softwarepakket	36
3.2.1 Basisbeginselen van MBS	36
3.2.2 Methodologie van URAEUS	38

3.2.3	Onsuccesvolle implementatie van URAEUS	42
3.3	Zelf ontwikkeld geometrisch kinematisch model	43
3.3.1	Bepaling van de hardpointscoördinaten	44
3.3.2	Constraintsvergelijkingen voor de bewegingsbeschrijving van het linker- voorwiel	47
3.3.3	Implementatie van het geometrisch kinematisch model in Matlab	51
4	Experimentele validatie van kinematisch model	53
4.1	Inleiding	53
4.2	Methode	54
4.2.1	Test in theorie	54
4.2.2	Opbouwen testopstelling	54
4.2.3	Meetmethode	58
4.3	Resultaten	60
4.3.1	Verandering van de lengte van de spoorstang en de lengte van de demper .	60
4.3.2	Verandering van de lengte van de onderste wishbone	64
4.4	Conclusie	71
5	Relaties tussen de ophangingsgeometrie en de wegligging van de wagen	73
5.1	Inleiding	73
5.2	Methode	73
5.2.1	Test in theorie	73
5.2.2	Meetmethode	74
5.3	Resultaten	75
5.3.1	Statistische uitschieters	75
5.3.2	Samenvatting van de effecten van de lengtewijzigingen op de ophangings- parameters	76
5.3.3	Verandering van de lengte van de spoorstang	78
5.3.4	Verandering van de lengte van de onderste wishbone	83
5.3.5	Verandering van de lengte van de demper	87
5.4	Uitvoeren aanpassingen voor monteurs	93
5.4.1	Belangrijkste invloeden	93
5.4.2	Voorbeeldsituaties	94
5.5	Conclusie	96
6	Conclusie	99
6.1	Algemene conclusie	99
6.2	Vervolgonderzoek	100
	Referentielijst	105
	A Setup Sheet	107
	B Chapter 8.3 of the Technical Manual	109

Lijst van tabellen

2.1	Onderdelen theoretische wishbone	24
2.2	Maximale dikte spacers	27
3.1	Hardpoints vooras en beschrijving	44
3.2	Initiële coördinaten van de hardpoints	47
3.3	Vergelijking van de berekende lengtes uit het geometrisch kinematisch model met de lengtes bepaald uit 3.3.1 voor de verstelbare stangen	52

Lijst van figuren

1.1	Meetapparatuur	14
2.1	Lokaal voertuigassenstelsel ISO 8855-2011	20
2.2	Kinematisch fietsmodel	21
2.3	Krachten die aangrijpen op het voertuig	22
2.4	Wishbone suspension op vooras van Porsche 911 GT3 Cup	23
2.5	Theoretisch double wishbone	23
2.6	Multilink op achteras van Porsche 911 GT3 Cup	25
2.7	Positieve en negatieve camberhoek op voorwiel	26
2.8	Spacers onderste wishbone	26
2.9	Excentrische bout camber	27
2.10	Sleufgaten bevestiging bovenkant demper	27
2.11	Toe-in, neutraal en toe-outconfiguratie van de voorwielen van een wagen	29
2.12	Anti-roll bar	30
2.13	Coupling rod	30
2.14	McPherson veerpoot wielophanging	32
2.15	Schematische weergave double wishbone wielophanging	33
3.1	Visualisatie pendulum in URAEUS	37
3.2	Modeldiagram van URAEUS	39
3.3	Netwerkgrafiek voor de connectiviteit tussen de lichamen van een double wishbone ophanging	39
3.4	Activiteitendiagram van URAEUS	41
3.5	Visualisatie double wishbone ophangingsysteem in uraeus.simenv.babylon	42
3.6	Schematische weergave van het ophangingsysteem van het linker voorwiel met de overeenstemmende hardpoints	44
3.7	Opstelling meting hardpoints met Faro QuantumE robotarm	45
3.8	Wielnaaf	46
3.9	Visualisatie hardpointscoördinaten in GeoGebra	47
3.10	Visualisatie van de hardpointscoördinaten in een 3D ruimte	48
4.1	Aanpassen van de lengte van de onderste wishbone	55
4.2	Pneumatische krik en safety's	55
4.3	Stuur waterpas en aan rolkooi bevestigd	56
4.4	Groene laser op zilveren streepje van scale	56
4.5	Ball-joints onderaan set-upwielen	57
4.6	Volledige meetopstelling linksvoor	57

4.7	Bepalen spoed van spoorstang	58
4.8	Metingen hoeken en gewichten in beginconditie	59
4.9	Meetpunten voor de kashoogte	60
4.10	De locatie en het aflezen van de kashoogte	61
4.11	Legende verandering lengte demper	61
4.12	Testresultaten van verandering van spoor en voorspanning op camber	62
4.13	Berekende waarden van camber	62
4.14	Testresultaten van verandering van spoor en voorspanning op spoor	63
4.15	Berekende waarden van spoor	64
4.16	Testresultaten van verandering van spoor en voorspanning op massa	65
4.17	Berekende waarden van massa	65
4.18	Testresultaten van verandering van spoor en voorspanning op kashoogte	66
4.19	Testresultaten van verandering van onderste wishbone op camber	67
4.20	Testresultaten van verandering van onderste wishbone op spoor	68
4.21	Testresultaten van verandering van onderste wishbone op massa	69
4.22	Testresultaten van verandering van onderste wishbone op kashoogte	70
4.23	Berekende waarden van wijziging van onderste wishbone	71
5.1	Invloed van de lengtewijziging op elke ophangingsparameter	77
5.2	Legende wijziging spoorstang	78
5.3	Effect verandering van de spoorstang op de spoorhoek	79
5.4	Effect verandering van de spoorstang op de camberhoek	80
5.5	Effect verandering van de spoorstang op de massa	81
5.6	Effect verandering van de spoorstang op het kruisgewicht	82
5.7	Effect verandering van de spoorstang op de spoorhoek	83
5.8	Legende wijziging onderste wishbone	83
5.9	Effect verandering van de onderste wishbone op de spoorhoek	84
5.10	Effect verandering van de onderste wishbone op de camberhoek	85
5.11	Effect verandering van de onderste wishbone op de massa	86
5.12	Effect verandering van de onderste wishbone op het kruisgewicht	87
5.13	Effect verandering van de onderste wishbone op de kashoogte	88
5.14	Legende wijziging demper	88
5.15	Effect verandering van de demper op de spoorhoek	89
5.16	Effect verandering van de demper op de camberhoek	90
5.17	Effect verandering van de demper op de massa	91
5.18	Effect verandering van de demper op het kruisgewicht	92
5.19	Effect verandering van de demper op de kashoogte	93
5.20	Effect verandering van de demper op de lengte van de veer	94
5.21	Flowchart aanpassingsrichtlijnen	96

Abstract

NGT Racing is een Belgisch Porsche raceteam dat gespecialiseerd is in de autosporttechnologie van de Porsche 911 GT3 Cup. Ondanks de sterke focus op innovatie binnen de autosportindustrie, blijft het afstellen van de wagen een tijdrovend proces vanwege de verouderde trial-and-error benadering. Kennis omtrent de correlaties van de aanpassingen van de parameters van de wieluitlijning op alle overige parameters kan dit tijdverlies minimaliseren. Om deze verbanden in kaart te brengen, tracht deze masterproef in eerste instantie een geometrisch kinematisch model van de volledige wagen te ontwikkelen in een open source platform. Voor de verificatie van het model wordt een single-factor experiment uitgevoerd waarbij afwisselend de verschillende parameters van de set-up van de wagen als afhankelijke variabelen worden beschouwd. Het realiseren van een zelfontworpen softwareprogramma, in plaats van het gebruik van een commercieel softwarepakket dat een nauwkeurige indicatie geeft van de vereiste aanpassingen om de gewenste afstelling te verkrijgen, werd niet haalbaar bevonden. Dit is voornamelijk toe te schrijven aan zowel de complexiteit van het vraagstuk als aan het verschil in nauwkeurigheid tussen de gegevens en het gewenste eindresultaat. Daarentegen werden de overige deeldoelstellingen, zoals het begrijpen van de fundamentele beginselen van de voertuigdynamica en het vaststellen van de relaties tussen de ophangingsgeometrie en ophangingsparameters, met succes uitgevoerd.

Abstract in English

NGT Racing is a Belgian Porsche racing team specializing in the motorsport technology of the Porsche 911 GT3 Cup. Despite the strong focus on innovation within the motorsport industry, suspension tuning remains a time-consuming process due to the outdated trial-and-error approach. Knowledge regarding the correlations between the adjustments of wheel alignment parameters and all other parameters can minimize this loss of time. To identify these correlations, this master's thesis initially seeks to develop a geometric kinematic model of the entire car on an open-source platform. For the verification of the model, a single-factor experiment is conducted in which alternating parameters of the setup of the car are considered dependent variables. Developing a self-designed software program instead of using a commercial software package that gives an accurate indication of the adjustments required to obtain the desired setup was not found to be feasible. This was mainly due to both the complexity of the issue and the difference in accuracy between the data and the desired end result. In contrast, the other sub-objectives, such as understanding the fundamental principles of vehicle dynamics and establishing the relationships between suspension geometry and suspension parameters, were successfully carried out.

Hoofdstuk 1

Inleiding

1.1 Situering

Sinds het ontstaan van de motorsport besteedt elk raceteam een aanzienlijke tijdspanne aan het achterhalen van de meest optimale afstelling van hun voertuig om zo een steeds snellere rondetijd te behalen dan hun concurrenten. Deze afstelling speelt een grote factor in de innovatie van de autosport. Wanneer een afstelling op het circuit het meest efficiënt blijkt, heeft deze vele voordelen. Zo kan de wagen even snel rijden terwijl het brandstofverbruik daalt of zullen banden minder snel degraderen en zo dus langer meegaan. Deze afstelling kan daarna overgedragen worden aan de fabrikant van de wagen, welke op zijn beurt deze afstelling kan gebruiken bij de standaard straat-legale wagens en dus een steentje bijdraagt aan een milieuvriendelijkere autosector. Bovendien zijn de verschillende teams tijdens de raceweekends genoodzaakt om een strak gevulde planning te volgen om overlast voor zowel de buurtbewoners als voor de omliggende ecosystemen te beperken. Wanneer dan blijkt dat de racewagen niet optimaal is afgesteld op het circuit en/of de piloot, dan ontbreekt het de mechaniekers vaak de tijd om het voertuig opnieuw af te stellen. Doordat het afstellen dus zo lang duurt en vaak niet volledig nauwkeurig kan gebeuren, zal dit tijdrovend karakter van de afstelling ook voor een remming aan innovatie zorgen.

In deze masterscriptie wordt er samengewerkt met het bedrijf NGT Racing. Het bedrijf vormt een Belgisch Porsche raceteam dat naast het racen verschillende raceservices aanbiedt. Deze services bestaan uit een breed scala van diensten, gaande van de volledige logistieke services voor alle Europese circuits tot zelfs de voertuigtelemetrie. De competitie waaraan NGT Racing met hun Porsche 911 GT3 Cup deelneemt is de Porsche Carrera Cup Benelux. Specifiek gaat het om een fabrieksserie, wat betekent dat alle wagens identiek zijn aan hun fabricage door Porsche. Hierdoor heeft elke wagen dezelfde motor en vleugels, waardoor elke piloot nagenoeg racet met een gelijk vermogen en gelijke aerodynamica. Dit maakt dat het verschil tussen winnen en verliezen van een race vooral afhangt van de techniek van de piloot en wordt uitvergroot door de afstelling van de ophanging van de wagens.

De voertuigeigenschappen die NGT in deze competitie mag wijzigen hebben voornamelijk te maken met de uitlijning van de wielen (camber en spoor van de wagen), maar eveneens de bandendruk, -temperatuur en de rem balans mogen gewijzigd worden. Voor de uitlijning van de wielen wordt de wagen uitgerust met de nodige meetapparatuur zoals zichtbaar in figuur 1.1. Allereerst worden de banden vervangen door de set-upwielen zoals in figuur 1.1(a), die

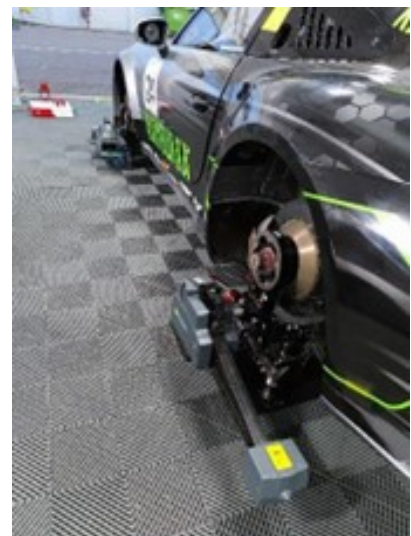
met behulp van kogellagers boven op de load-cells gepositioneerd worden zoals op figuur 1.1(b). De set-upwielen zijn gestandaardiseerde houders die op de wielnaaf bevestigd kunnen worden om zo de overige uitlijningskit ter hoogte van de banden te plaatsen. Tevens dienen ze om de positie van de wagen op de load-cells te waarborgen. Immers, wanneer de banden rechtstreeks op de load-cells geplaatst zouden worden, zou het gewicht van de wagen niet steeds op exact dezelfde positie uitgeoefend worden. Dit zou leiden tot foutieve metingen. De load-cells zelf zijn krachtsensoren, die het elektrisch signaal omzetten naar een gewicht op elke hoek van de wagen. Het elektrisch signaal is afhankelijk van de vervorming van de rekstrookjes door de aangebrachte kracht. Daarna wordt op de set-upwielen de uitlijningskit gemonteerd, waarmee de camberhoek en spoorhoek uitgelezen worden. De load-cells zorgen voor een verificatie van een optimaal 50% kruisgewicht van het voertuig. Ongeacht de afstelling van de ophanging van de Porsche dienen beide diagonaalgewichten, van band linksvoor tot rechtsachter en band rechtsvoor tot linksachter, zo gelijk mogelijk te zijn.



(a) set-upwielen



(b) set-upwielen + loadcells



(c) volledige meetapparatuur

Figuur 1.1: Meetapparatuur

1.2 Probleemstelling

Het correct afstellen van een Porsche 911 GT3 Cup neemt zeer veel tijd in beslag, tijd die een race team tijdens een raceweekend niet heeft. De vraag werd dus gesteld of het mogelijk is om dit proces te versnellen. Het uitrusten van de auto met alle meetapparatuur vergt op zich al veel tijd. Zo is het belangrijk dat de load-cells telkens op exact dezelfde plaats en waterpas staan. De set-upwielen moeten op hun beurt ook precies juist op de load-cells terechtkomen. Hierop worden daarna de lasers gemonteerd, waarbij het belangrijk is dat deze lasers elkaar kunnen detecteren. Voor de wedstrijd wordt onderzocht wat de ideale stand van de wielen is, met betrekking tot de verschillende hoeken waaronder deze kunnen staan. Om deze correct te kunnen positioneren, moeten de mechanikers verschillende onderdelen van de ophanging aanpassen in lengte, voorspanning en stijfheid. Omdat elke wijziging aan de ophanging ook een verandering van de ligging van het zwaartepunt kan teweegbrengen en dus de kruisgewichten kan veranderen, is dit aanpassen tot nu toe een trial-and-error proces. Doordat de mechaniker vaak verschillende aanpassingen moet uitvoeren, gaat er veel tijd verloren. De vraag is of het mogelijk is om dit

tijdverlies te minimaliseren en dus innovatie te versnellen.

Tijdens een raceweekend is er tussen rijssessies tijd voorzien om aan de wagen te werken. Wanneer blijkt dat tijdens de sessie er bepaalde defecten aan de wagen optreden, dienen deze volgens prioriteitsniveau opgelost te worden. De aanpassing van de set-up heeft vaak de laagste prioriteit. Bovendien is er een groter probleem wanneer er complicaties voordoen tijdens een uithoudingsrace bijvoorbeeld zoals de 24 uren van Zolder. Zo kan het gebeuren dat de wagen onderhevig is aan een aanrijding, waardoor de ophanging moet vervangen worden tijdens de race zelf waarbij letterlijk elke seconde van belang is. Als de mechaniekers naast het monteren van een volledig nieuwe ophanging ook nog eens de ophanging moeten afstellen tot de gewenste set-up is bereikt, gaat er een aanzienlijke hoeveelheid kostbare tijd verloren. Dit tijdverlies kan het verschil maken tussen een overwinning of niet. Hierdoor is het trial-and-errorsysteem wat de mechaniekers tot op heden gebruiken niet efficiënt genoeg.

1.3 Doelstellingen

Deze masterproef heeft als doel een optimale methode te vinden om de ophanging van een Porsche 911 GT3 Cup af te stellen naargelang het circuit en/of de ideale positie voor de desbetreffende piloot. Het resulterende proces moet afwijken van de eerdere trial-and-errorbenadering, waarbij monteurs repetitieve stappen uitvoeren. Bovendien dient het eindresultaat van het vernieuwde proces gelijkaardig te zijn aan het voorgaande. Zo moeten de wielen onder de hoeken komen te liggen zoals gespecificeerd door de race-ingenieurs en moet de auto finaal een kruisgewicht van 50% bekomen waarbij een afwijking van maximaal 1% acceptabel is.

Om dit resultaat te bereiken wordt het hoofddoel opgesplitst in drie deeldoelstellingen:

- De eerste doelstelling van dit onderzoek is het bekomen van informatie over het ophangingsmechanisme en chassis dat gebruikt wordt op de Porsche 911 GT3 Cup, om zo de verschillende parameters voor de uitlijning van de wagen in kaart te brengen.
- De tweede doelstelling is het modelleren van een geometrisch model van het chassis en de ophanging van de Porsche 911 GT3 Cup. Op basis van dit model en de verworven kennis kunnen de invloeden van de verandering van de stand van de wielen op de gewichtsverdeling van de racewagen in kaart gebracht worden.
- Ten slotte worden de verschillende verbanden, het kinematisch model en de gewenste afstelling van de ophanging gekoppeld aan elkaar in een software programma. Naast de huidige afstelling van de wagen zullen nog enkele parameters handmatig ingegeven moeten worden zoals de minimale kashoogte, welke wordt bepaald in het wedstrijdreglement, en de huidige afstelling van de wagen. Het softwareprogramma zal vervolgens aangeven welke veranderingen de mechaniekers moeten doorvoeren om de beoogde afstelling met correcte gewichtsverdeling te realiseren.

1.4 Methode

Om de thesis tot een goed einde te brengen wordt in eerste instantie gestart met een literatuurstudie. Deze studie is gericht op het verkrijgen van de nodige basiskennis omtrent voertuigdynamica, evenals inzicht in de diverse soorten ophangingsmechanismen en de parameters voor de

aanpassing van de ophangingsgeometrie. Daarnaast biedt de literatuurstudie verdieping in de verschillende methoden voor het oplossen van een kinematisch model. Naast het verwerven van theoretische kennis is het van essentieel belang om praktische kennis te vergaren over de specifieke ophanging van de Porsche 911 GT3 Cup, waarmee gewerkt wordt. Hiervoor wordt samen met de mechaniekers aan de wagen gewerkt, zowel in hun atelier als tijdens de verschillende evenementen waaraan zij deelnemen.

Verder bestaat het project hoofdzakelijk uit drie delen. Het eerste deel bestaat uit het vormen van een kinematisch model van de betreffende wagen. Aan de hand van een 3D-kinematisch model, en vooral de hardpoints van de wagen, kan de ophanging van het linker voorwiel gemodelleerd worden. Dit model beoogt de vergemakkelijking van het leggen van verbanden tussen aanpassingen aan de ophanging en de wegligging van de wagen. Hierdoor zal het effect van kleine aanpassingen, bijvoorbeeld zoals enkele minuten bij camber of spoor, uitvergroot worden.

Het tweede deel bestaat eruit om verschillende testen te doen waarbij er enkel aanpassingen gebeuren op het linker voorwiel. Hierbij wordt gecontroleerd of het eerder opgebouwd model correct is, of waar er eventuele fouten zich voordoen. Een ander doel van deze test is het in beeld brengen van de effecten van deze aanpassingen op zowel het linkervoorwiel zelf, als op alle andere wielen.

Het laatste deel zorgt voor een overzicht van aanpassingen zoals ze in de werkelijkheid ook uitgevoerd worden. Om dit overzicht te bekomen worden praktische testen gedaan waarbij er op één as aan beide kanten dezelfde parameters worden aangepast. Dit zou een beter overzicht moeten geven over wat de effecten van aanpassingen zijn die de mechaniekers in werkelijkheid ook kunnen uitvoeren op de volledige wagen. Aan de hand van beide testen kan geconcludeerd worden of het model al dan niet voldoet, maar ook hoe een eventueel volgend model de volledige wagen zou kunnen beschrijven en wat de resultaten hiervan kunnen zijn.

1.5 Vooruitblik

Naast het eerste hoofdstuk, inleiding, bestaat deze masterscriptie nog uit vijf andere hoofdstukken: bronnenstudie, kinematisch model, experimentele validatie van kinematisch model, relaties tussen de ophangingsgeometrie en de wegligging van de wagen en het besluit.

- Hoofdstuk 2 bevat de bronnenstudie. Hierin worden verschillende papers en bronnen onderzocht om zo het begrip voertuigdynamica beter te begrijpen. Daarnaast wordt specifiek gezocht naar de parameters die in deze masterproef vooral behandeld worden en naar de ophangingssystemen waarvan gebruikgemaakt wordt in de Porsche 911 GT3 Cup.
- Hoofdstuk 3 gaat over de opbouw van het kinematisch model. De eerste stappen worden gezet in het overnemen van bestaande modellen in Python, waarna een eigen model wordt opgebouwd in MATLAB.
- Nadat een eerste model wordt opgebouwd, moet het gecontroleerd worden. Deze stap wordt toegelicht in hoofdstuk 4. Allereerst wordt het doel van de controle uitgelegd, waarna ook de methode, de resultaten en de conclusie worden verduidelijkt.
- Hoofdstuk 5 verduidelijkt de verbanden tussen aanpassingen per as en de effecten hiervan op de ophanging van de volledige wagen. Om deze stap in het proces verder toe te lichten

wordt opnieuw gebruikgemaakt van de onderverdeling in het doel, de methode, de resultaten en de conclusie van deze stap.

- Op het einde volgt hoofdstuk 6. Hierin wordt allereerst de conclusie van dit onderzoek gepresenteerd als afsluiting van deze masterscriptie. De resultaten worden verduidelijkt en hoe ze bijdragen aan deze masterproef. Daarna volgt een sectie waarin wordt uitgelegd welke mogelijke vervolgstappen genomen kunnen worden om het model te verbeteren of uit te breiden.

Hoofdstuk 2

Bronnenstudie

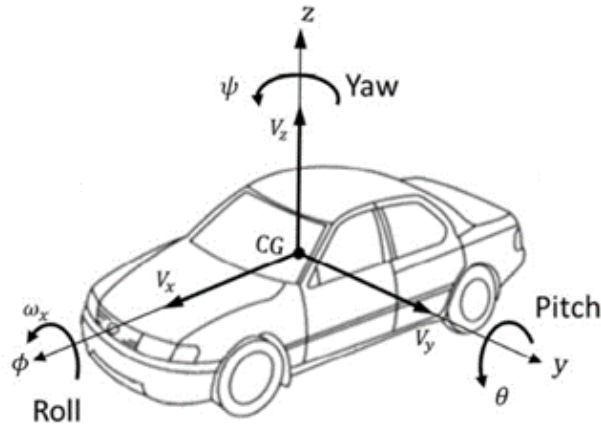
De wegligging en de stabiliteit van de racewagen tijdens een race hebben een aanzienlijke impact op de veiligheid van de piloot en de prestatie van de piloot en de racewagen. Zoals hierboven al eerder aangehaald, het voertuiggedrag van een fabrieksserie op de weg en in de bochten van het circuit wordt hoofdzakelijk bepaald door de afstelling van de ophanging. Een optimaal voertuiggedrag vereist dus kennis omtrent de fundamentele begrippen van voertuigdynamica, die beschreven worden in sectie 2.1. Daarna wordt in hoofdstuk 2.2 dieper ingegaan op het specifieke ophangingsysteem van de Porsche 911 GT3 Cup en zijn uitlijningsparameters. Ten slotte worden de verschillende methodes voor het opbouwen van een kinematisch model besproken in hoofdstuk 2.4.

2.1 Inleiding voertuigkinematica en voertuigdynamica

Wanneer een bestuurder aan zijn stuur draait, en dus de stuurhoek van zijn wagen wijzigt, reageert het voertuig met een specifieke beweging. De studie van deze resulterende beweging als reactie op de input van de bestuurder, de output van het aandrijfsysteem (vb. accelereren, remmen, ...) en omgevingsvariabelen (vb. het wegdek, aerodynamica, ...) wordt voertuigdynamica genoemd. Hoewel voertuigdynamica beïnvloed wordt door verscheidene aspecten kan het onderverdeeld worden in twee grote takken: enerzijds de kinematica en anderzijds de dynamica. De volgende subsecties beschrijven kort de basistheorie en terminologie van deze takken samen met relevante formules.

2.1.1 Voertuigkinematica

De voertuigkinematica geeft een geometrische beschrijving van de beweging van een object in de ruimte zonder rekening te houden met de krachten die de beweging beïnvloeden [1]. Om een beweging te kunnen beschrijven is het allereerst noodzakelijk een globaal en lokaal coördinatenstelsel of referentiestelsel te kiezen. Het lokaal voertuig assenstelsel volgens de International Organization of Standardization (ISO) is zichtbaar in figuur 2.1. In dit cartesische coördinatenstelsel is de x-as gepositioneerd langs de voorwaartse bewegingsrichting van het voertuig en dient het om de longitudinale snelheid en versnelling te duiden. De y-as staat hier loodrecht op en geeft de richting van de laterale snelheid en versnelling. De z-as, die georiënteerd is volgens de werking van de zwaartekracht, geeft de verticale snelheid en versnelling van de auto.



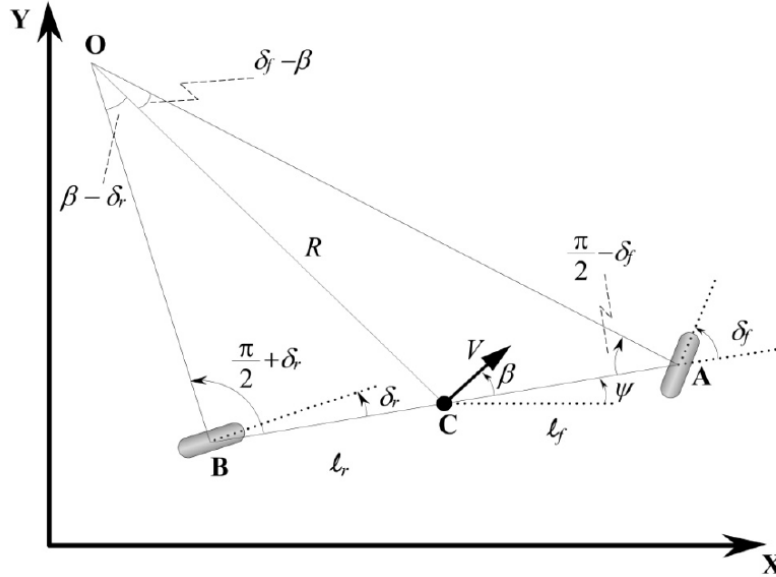
Figuur 2.1: Lokaal voertuigassenstelsel ISO 8855-2011 [2]

Voor de beschrijving van de beweging van een voertuig in het bovenstaande assenstelsel kunnen verschillende modellen gebruikt worden. Ieder model heeft zijn specifieke aannames, waardoor een set unieke bewegingsvergelijkingen per model op basis van geometrische relaties beschreven kunnen worden [1]. Voorbeelden van kinematische modellen zijn: kinematic bicycle model, single track model en four-wheel model. Ter illustratie wordt hieronder het kinematic bicycle model nader toegelicht.

Het kinematic bicycle model of fietsmodel is een vereenvoudiging van het Kinematic Four-Wheel Model. Zo worden de twee voorwielen en de twee achterwielen samengenomen tot één wiel in respectievelijk de punten A en B zoals weergegeven op figuur 2.2. Bovendien veronderstelt dit model dat de hoogte van het zwaartepunt van het voertuig, punt C, gelijk is aan nul. Hierdoor kunnen de pitch en roll hoeken genegeerd worden. De hoeken die de wielen met de x-as maken zijn de stuurhoeken δ . Deze hoeken bepalen de bewegingsrichting van het voertuig in het horizontaal vlak. Het model is afgeleid in de veronderstelling dat zowel de voor- als de achterwielen bestuurbaar zijn. Echter beschikken de meeste voertuigen enkel over voorwielsturing wat betekent dat de stuurhoek van het achterwiel altijd gelijk moet zijn aan nul. De snelheid V in het zwaartepunt van het voertuig maakt een hoek β met de longitudinale as. Deze hoek wordt de sliphoek van de wagen genoemd. Hoewel de wagen een sliphoek β heeft ter hoogte van C, wordt voor dit type model toch de aanname gemaakt dat de “sliphoek” α ter hoogte van de wielen gelijk is aan nul. De sliphoek α is de hoek tussen de snelheid van het wielcenterpunt en de oriëntatie van de wielen. Dit betekent dus dat de snelheidsvector van het voor- en achterwiel een hoek respectievelijk δ_f en δ_r met de longitudinale as maakt. Deze assumptie is aanneembaar voor lage snelheden omdat de laterale krachten gegenereerd door de banden verwaarloosbaar zijn. Dit blijkt uit de vergelijking voor de centripetale kracht, die de totale laterale kracht van beide banden beschrijft en kwadratisch afhankelijk is van de snelheid [1]. Deze vergelijking wordt voorgesteld door vergelijking 2.1.

$$F = \frac{m \cdot V^2}{R} \quad (2.1)$$

Vooraleer de beweging van het voertuig door middel van de coördinaten (X , Y en ψ) beschreven kan worden, dient het ogenblikkelijk rotatiecentrum θ van de wagen bepaald te worden. Het ogenblikkelijk rotatiecentrum is het snijpunt van de rechten loodrecht op de oriëntatie van de wielen. Vervolgens wordt de straal van de voertuigbeweging R gedefinieerd als de afstand tussen het ogenblikkelijk rotatiecentrum θ en het zwaartepunt C . Met behulp van trigonometrie kunnen



Figuur 2.2: Kinematisch fietsmodel [1]

nu de verschillende bewegingsvergelijkingen 2.2, 2.3, 2.4 en 2.5 opgesteld worden [1].

$$\dot{X} = V \cos(\psi + \beta) \quad (2.2)$$

$$\dot{Y} = V \sin(\psi + \beta) \quad (2.3)$$

$$\dot{\psi} = \frac{V \cos(\beta)}{l_f + l_r} (\tan \delta_f - \tan \delta_r) \quad (2.4)$$

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{l_f \tan \delta_r + l_r \tan \delta_f}{l_f + l_r} \right) \quad (2.5)$$

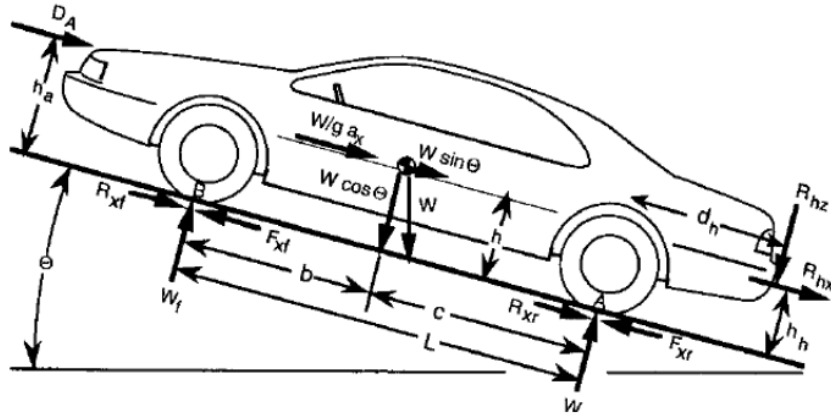
De geometrie van het voertuig en de stuurhoek van de wielen fungeren als inputvariabelen voor het model. De output van het model is de toestand van het voertuig, die bestaan uit de X- en Y-coördinaten en de yaw rotatie ψ van het zwaartepunt. Deze toestand kan numeriek worden opgelost met behulp van de berekende snelheden uit de voorgaande vergelijkingen.

2.1.2 Voertuigdynamica

Dynamica bestudeert de krachten en wetten die de beweging veroorzaken en beïnvloeden [1]. Voor de analyse van de krachten dient een punt waarop de krachten inwerken gedefinieerd te worden. Bij dynamica is het essentieel om het zwaartepunt van het voertuig te selecteren. Dit is niet het geval bij kinematica. Hier is het wel toegestaan om een arbitrair punt te kiezen op de wagen.

De krachten die de beweging veroorzaken/beïnvloeden, kunnen gegroepeerd worden volgens de drie voertuigassen. Zo zijn er de laterale krachten, longitudinale krachten en de verticale krachten. De laterale krachten omvatten de zijwaartse wrijving van de banden en de centripetale kracht die optreedt bij de verandering van de stuurhoek, zoals bij het nemen van een bocht. De longitudinale krachten zijn de groep van krachten die de voor- en achterwaartse beweging veroorzaken. Het zijn namelijk de aandrijfkraften en remkrachten, maar eveneens de aerodynamische en wrijvingskrachten die weerstand bieden tegen de beweging. De laatste groep krachten

worden veroorzaakt door de zwaartekracht en zijn afhankelijk van de massa van het voertuig, gebruikte vering, dempingsmechanisme en de helling van het wegoppervlak. Figuur 2.3 toont de verschillende primaire krachten die aangrijpen op een voertuig onder een helling.



Figuur 2.3: Krachten die aangrijpen op het voertuig [3]

Zoals al eerder werd aangehaald is het mogelijk om bij het kinematisch fietsmodel de assumptie te maken dat de sliphoeken van de wielen gelijk zijn aan nul. Dit op voorwaarde dat het voertuig een lage snelheid heeft. Wanneer het voertuig zich verplaatst met hogere snelheden kunnen de laterale krachten niet meer genegeerd worden. Dankzij de tweede wet van Newton kunnen de laterale krachten op de wielen van het fietsmodel beschreven worden met vergelijkingen 2.6 en 2.7 [1].

$$F_{yf} = 2C_{\alpha f}(\delta_f - \theta_{Vf}) \quad (2.6)$$

$$F_{yr} = 2C_{\alpha r}(-\theta_{Vr}) \quad (2.7)$$

Met:

- δ_f : stuurhoek van het voorwiel
- $C_{\alpha f}$: de evenredigheidsconstante van de bochtstijfheid van het voorwiel
- $C_{\alpha r}$: de evenredigheidsconstante van de bochtstijfheid van het achterwiel
- $C_{\alpha r}$: de evenredigheidsconstante van de bochtstijfheid van het achterwiel
- θ_{Vf} : de hoek tussen de snelheidsvector van het voorwiel en de longitudinale as
- θ_{Vr} : de hoek tussen de snelheidsvector van het achterwiel en de longitudinale as

De formulering van het dynamische fietsmodel, waarbij rekening wordt gehouden met laterale krachten, resulteert in de volgende matrixvergelijking 2.8 [1]:

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} y \\ \dot{y} \\ \psi \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{2C_{\alpha f} + 2C_{\alpha r}}{mV_x} & 0 & -V_x - \frac{2C_{\alpha f}l_f - 2C_{\alpha r}l_r}{mV_x} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\frac{2C_{\alpha f}l_f - 2C_{\alpha r}l_r}{I_z V_x} & 0 & -\frac{2C_{\alpha f}l_f^2 + 2C_{\alpha r}l_r^2}{I_z V_x} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{2C_{\alpha f}}{m} \\ 0 \\ \frac{2C_{\alpha f}l_f}{I_z} \end{bmatrix} \delta \quad (2.8)$$

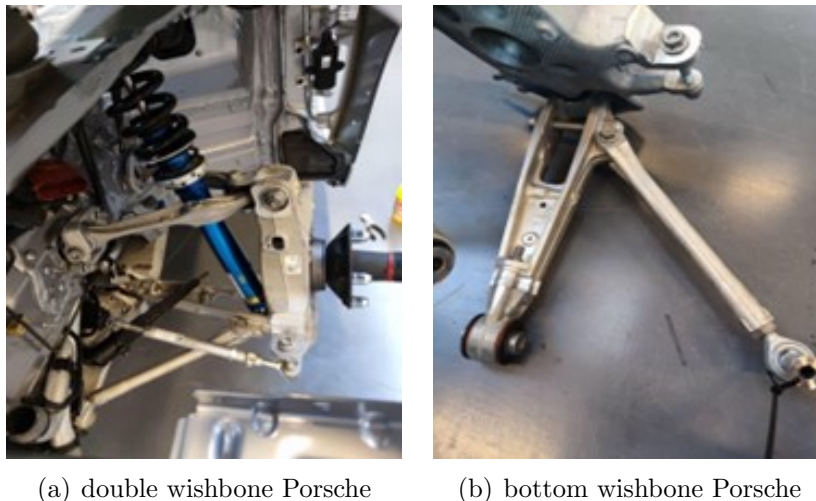
Met:

- I_z : de massa draagheidsmoment van het voertuig

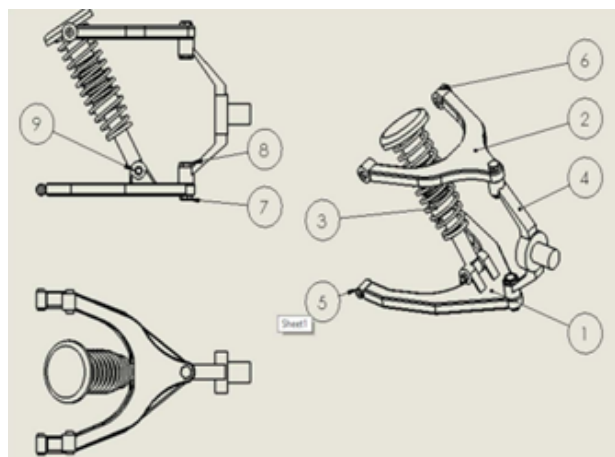
2.2 Ophanging Porsche 911 GT3 Cup 992

2.2.1 Vooras

Aangezien deze masterproef specifiek gaat over de Porsche 911 GT3 Cup (992 generatie), wordt uiteraard de handleiding van de wagen grondig bekeken [4]. Hieruit blijkt dat de gebruikte ophanging van de vooras en de achteras van elkaar verschillen. Op de vooras wordt gebruikgemaakt van een zogenaamde double wishbone. De fysieke configuratie van dit ophangingsysteem wordt geïllustreerd in figuur 2.4(a). Toch is dit niet volledig correct volgens [5] aangezien de onderste wishbone niet volledig uit één stuk bestaat, maar uit twee stangen die star aan elkaar bevestigd zijn. Deze twee aan elkaar bevestigde stangen zijn zichtbaar op figuur 2.4(b). Hierdoor kan het geheel wel als double wishbone systeem benaderd worden. Theoretisch gezien ziet een double wishbone er uit zoals in figuur 2.5 getoond wordt, waarbij ook de bottom wishbone duidelijk uit één geheel bestaat. Ter verduidelijking van figuur 2.5, wordt in tabel 2.1 de beschrijving van elk onderdeel gegeven.



Figuur 2.4: Wishbone suspension op vooras van Porsche 911 GT3 Cup



Figuur 2.5: Theoretisch double wishbone [5]

Tabel 2.1: Onderdelen theoretische wishbone

Nummer	Benaming onderdeel
1	Onderste wishbone
2	Bovenste wishbone
3	veer-demper systeem
4	wielhub
5	Onderste wishbone draaipunt
6	Bovenste wishbone draaipunt
7	Bout
8	Moer
9	Demper moer en bout

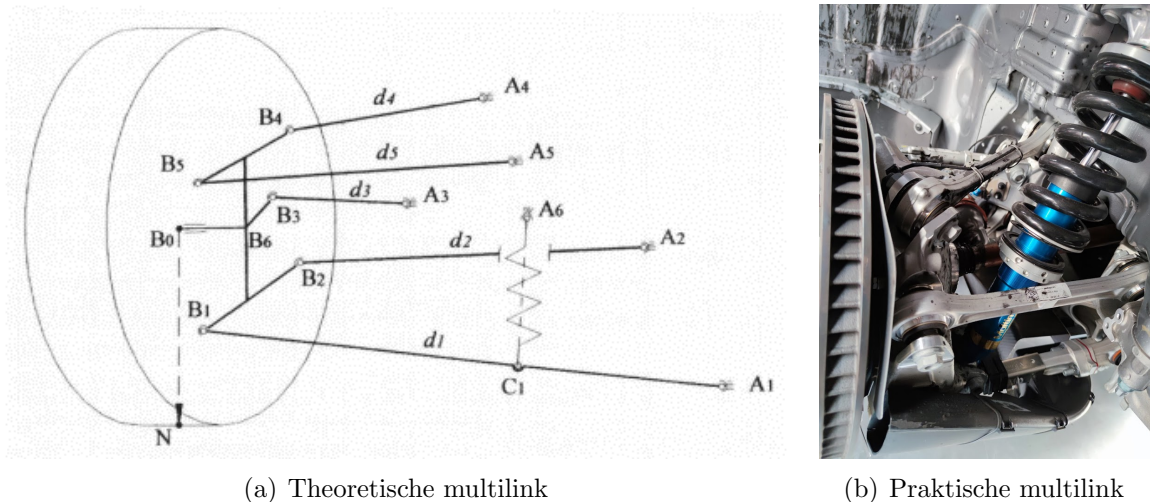
De keuze voor het gebruik van een double wishbone systeem heeft voornamelijk twee redenen. De eerste ligt in het feit dat hierdoor het spoor, een uitlijningsparameter welke nader toegelicht zal worden in subsectie 2.3.2, aan de vooras breder kan zijn dan aan de achteras [4]. Volgens [6] biedt een double wishbone bovendien een betere controle over de kinematische respons van de ophanging. Door gebruik te maken van dit soort ophanging zal de spoorhoek als gevolg van oneffenheden in het wegdek aanzienlijk minder veranderen. Hierdoor blijft de spoorhoek constant, zelfs wanneer de auto over een hobbel rijdt, in tegenstelling tot sommige andere ophangingssystemen waarbij dit niet altijd het geval is. Volgens Kodati M. en Bandyopadhyay S. [7] bevat het complex stangenmechanisme twee vrijheidsgraden: één voor het doorgeven van de stuurbeweging en een andere om oneffenheden in het wegdek of een rolbeweging van de wagen op te vangen.

2.2.2 Achteras

Achteraan wordt er gebruikgemaakt van een multi link suspension system. Deze soort ophanging wordt door Rocca E. en Russo R. [8] omschreven als een systeem met één vrijheidsgraad. Het bestaat normaal gezien uit vijf stangen, waarvan elke stang één vrijheidsgraad wegneemt. Deze vijf stangen bevestigen de wieldrager aan de carrosserie door middel van gewrichten die als bolvormig worden verondersteld. De manier waarop het gewricht beweegt, bepaalt welke vrijheidsgraden toegelaten of weggenomen worden. De rubberen delen van het gewricht dragen ook bij tot het rijcomfort door kleine verplaatsingen toe te laten en dankzij hun dempende karakteristiek. De speling tussen deze gewrichten kan in beperkte mate ook aangepast worden om de prestaties van de auto, afhankelijk van het circuit, te verbeteren. Deze aanpassingen kunnen invloed hebben op het dynamisch gedrag van de wagen zoals stureffecten en de stabiliteit. Deze aanpassingen worden verder besproken in subsectie 2.3. In praktijk ziet deze ophanging eruit zoals in figuur 2.6(b). In een technische foto is het moeilijker om de exact gebruikte stangen van de Porsche 911 GT3 Cup 992 voor te stellen, maar een goede benadering wordt weergegeven in 2.6(a).

2.3 Parameters ophanging

De ophanging bestaat, in eender welke configuratie, uit een bepaald aantal stangen. Bepaalde stangen kunnen in hoek of lengte aangepast worden zodat er enkele parameters veranderen. Het aanpassen van deze parameters zorgt ervoor dat de wagen op elk circuit en voor elke piloot ideaal is afgesteld, zodat de best mogelijke resultaten behaald kunnen worden. De ingenieur van het raceteam bepaalt de ideale afstelling en schrijft de nodige parameters hiervoor neer op een set-up



Figuur 2.6: Multilink op achteras van Porsche 911 GT3 Cup

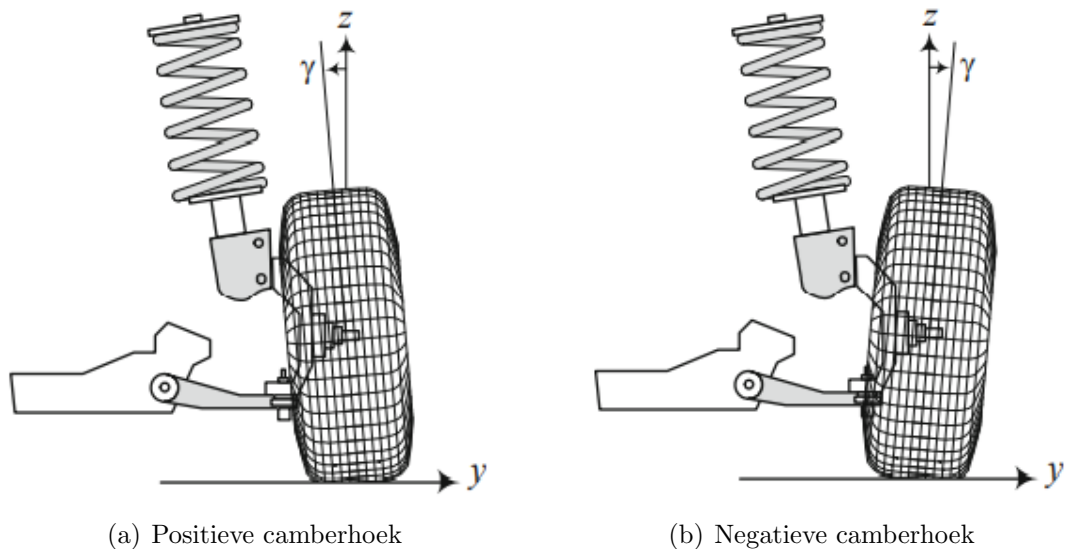
sheet zoals appendix A, waarna de mechaniker deze aanpassingen kan aanbrengen en eventuele lichte afwijkingen noteert op de set-up sheet.

2.3.1 Camber

Wanneer de wagen rond een bocht gaat, komen er laterale krachten op de wagen. Deze laterale krachten zorgen ervoor dat de wagen gaat “rollen” waardoor de banden niet meer loodrecht op het asfalt staan en het contactoppervlak tussen de band en het wegdek zo kleiner wordt. Hierdoor zal volgens [9] niet de volledige potentiële grip van de band gebruikt worden waardoor de performantie van de wagen afneemt. Om dit probleem te minimaliseren wordt de camberhoek geïntroduceerd. Deze hoek is gelijk aan de hoek die gevormd wordt tussen de normaal op het wegdek en de as door de band, zoals getoond in figuur 2.7. De camberhoek is een belangrijke parameter die instelbaar is bij de Porsche 911 GT3 Cup. Deze hoek kan, net zoals alle volgende parameters, aangepast worden naargelang de wensen van de piloot en het circuit. Wanneer de bovenkant van het wiel naar het midden van de wagen leunt, wordt gesproken over positieve camber. Dit is de configuratie welke in de praktijk het meeste voorkomt. Wanneer de bovenkant van het wiel van de wagen weg leunt, wordt er over negatieve camber gesproken. Beide configuraties zijn zichtbaar in figuur 2.7. Deze parameter kan statisch aangepast worden zodat bij één ronde rond het circuit zo veel mogelijk van het bandoppervlak benut wordt.

In de technische regelgeving van de Porsche Carrera Cup Benelux [11] staat dat het ophangingsysteem mag aangepast worden binnen bepaalde grenzen, waarbij alle originele onderdelen behouden moeten worden. Enkel de maximale lengte van de onderste wishbone wordt gereguleerd. Tussen de onderste wishbone en het chassis kunnen er spacers toegevoegd worden, zoals zichtbaar in figuur 2.8. Deze spacers mogen allemaal samen een maximale dikte hebben, welke voorgeschreven zijn in tabel 2.2. De verschillende maximale diktes hangen af van de totale spanning die op de onderste wishbone komt te staan. Deze spanning verschilt van circuit tot circuit, waardoor deze op hun beurt ook worden vermeld in de passende kolom van de tabel.

Toch kan de camberhoek ook op andere manieren, evenwel beperkt aangepast worden. Zo wordt de bovenste wishbone met een excentrische bout bevestigd aan de wielhouder. Figuur 2.9 verduidelijkt dit en laat zien dat er op de bout ook lijnen zijn aangebracht. Wanneer deze bout met



(a) Positieve camberhoek

(b) Negatieve camberhoek

Figuur 2.7: Positieve en negatieve camberhoek op voorwiel [10]



Figuur 2.8: Spacers onderste wishbone

een aantal lijnen verdraaid wordt, kan de bovenkant van de wielhouder met een bepaalde hoek naar buiten of binnen verplaatst worden ten opzichte van de onderkant van de wielhouder. Het verdraaien van deze bout past dus rechtstreeks de camberhoek aan.

Uit het gesprek met onze promotor van NGT Racing, Maton Marc [12], blijkt dat in de 991 generatie van de Porsche 911 GT3 Cup nog een derde optie is om de camberhoek aan te passen. Bij deze wagen wordt de schokdemper van de bovenzijde aan het chassis gemonteerd in sleufgaten, zoals zichtbaar in figuur 2.10. Hiermee kan de demper onder de gewenste hoek bevestigd worden ten opzichte van de wielhouder. Wanneer er bijvoorbeeld een maximale camberhoek gewenst is en de maximale dikte van de spacers al bereikt is, kan de bovenkant van de demper meer naar binnen gemonteerd worden. Dit is dus een bijkomende manier om de maximaal mogelijke camberhoek te vergroten zonder dat het raceteam buiten de grenzen beschreven in technisch reglement treedt. Bij de nieuwe generatie, de Porsche 911 GT3 Cup 992, is dit niet meer van toepassing. Daarom zullen wij in deze masterscriptie niet verder ingaan op deze aanpassingsmethode.

Tabel 2.2: Maximale dikte spacers [11]

Low Stress	Medium Stress	High Stress
Front Axle: 20.0 mm Rear Axle: 15.0 mm Hockenheim, Nürburgring GP	Front Axle: 19.0 mm Rear Axle: 13.0 mm Zandvoort, Spa-Francorchamps, Zolder	Front Axle: 18.0 mm Rear Axle: 11.5 mm Monza



Figuur 2.9: Excentrische bout camber



Figuur 2.10: Sleufgaten bevestiging bovenkant demper

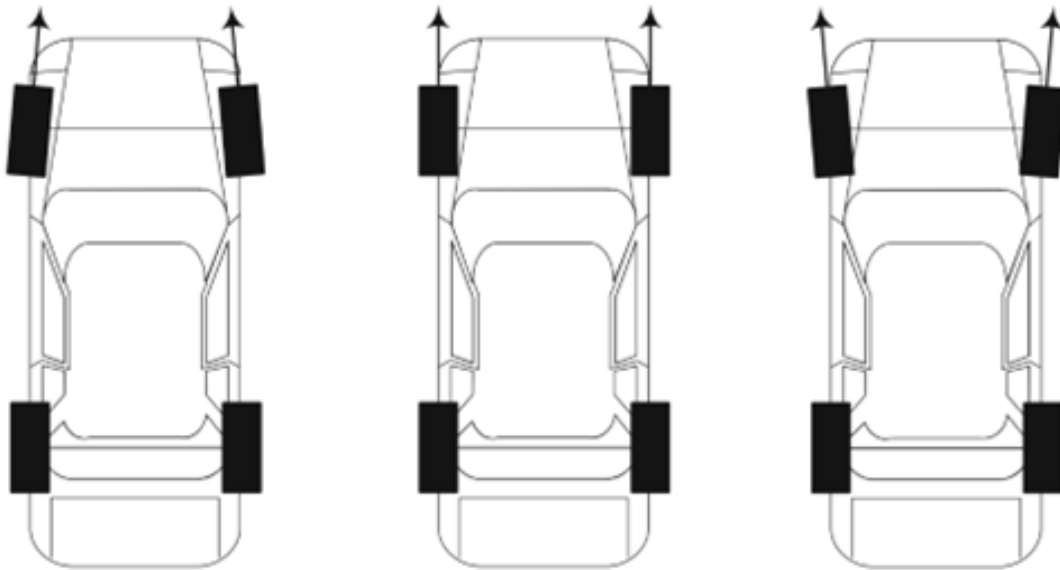
2.3.2 Spoor

Spoor (of in het Engels toe angle) is een parameter die net zoals camber de stand van de wielen bepaalt, maar dan in de horizontale richting. Spoor is de maat die beschrijft hoe ver de rand van het wiel naar binnen of naar buiten is gericht van bovenaf gezien [13]. Deze parameter bepaalt voornamelijk hoe stabiel de wagen is op rechte stukken, hoe de wagen reageert op stuurbewegingen, de temperatuur van de banden en dus ook de bandenslijtage. Bij het gebruik van een toe-inconfiguratie zal volgens [10] de voorkant van de wielen naar binnen wijzen. Hierbij wordt er gesproken over een positieve spoorhoek. Wanneer er over een toe-outconfiguratie wordt gesproken, gaat het over de positie waarbij de voorkant van de wielen naar buiten wijst wat overeenkomt met een negatieve spoorhoek. Beide configuraties ten opzichte van de neutrale stand van de banden zijn visueel voorgesteld in figuur 2.11. Het gebruik van een toe-outconfiguratie op de voorwielen zal ervoor zorgen dat de wagen beter reageert op stuurbewegingen. Toch mag de spoorhoek niet te groot worden, anders zal de wagen te veel last krijgen van overstuur. Op de achterwielen zal een negatieve spoorhoek nooit voorkomen. Wanneer er te veel overstuur is, kan dit verholpen worden door de uitlijning van de voorwielen meer te voorzien van een toe-inconfiguratie. Echter heeft deze wijziging wel weer het negatieve effect dat de wagen minder reageert op stuurbewegingen, waardoor bij een te grote stuurhoek onderstuur kan optreden. Dit is, net zoals bij overstuur, geen gewenst gedrag.

Op de achterwielen kan er een kleine positieve spoorhoek gebruikt worden om de stabiliteit te verbeteren. Normale raceauto's worden standaard voorzien van een kleine negatieve spoorhoeken zodat de toe-outconfiguratie bereikt wordt. Dit zorgt ervoor dat de wagen meer gecontroleerd door de bocht gaat. Er wordt meestal gestreefd naar een spoorhoek zo dicht mogelijk bij 0° om tegenwerkende kracht te vermijden, maar een kleine aanpassing in spoor kan voor grote verbeteringen van het rijgedrag van de wagen zorgen. Het effect van de spoorhoek op de temperatuur en degradatie van de band komt door de wrijvingskracht tussen het asfalt en de band. Doordat de band niet perfect parallel aan de bewegingsrichting staat, zal de wrijvingskracht groter zijn. Dit kan zowel een negatief als een positief gevolg zijn. Op een heet circuit waar de temperaturen sneller oplopen en dus de banden sneller verslijten, zorgt een te grote spoorhoek voor het bevorderen van de wrijving en dus de temperatuurstoename. De banden zullen dus sneller verslijten dan gewenst. Op een koud circuit kan een grotere spoorhoek ervoor zorgen dat de banden sneller op werkingstemperatuur geraken en dat de wagen dus meer grip krijgt. Zo heeft het Mercedes-AMG Petronas Formula One Team tijdens het 2020 Formule 1 seizoen gebruikgemaakt van het zogenaamde DAS-systeem, Dual-Axis Steering mechanism [14]. Dit mechanisme zorgt ervoor dat de spoorhoek van de voorwielen vergroot wordt wanneer de piloot zijn stuur naar zich toetrekt. Zo kan de piloot zelf kiezen wanneer hij rijdt met een grote of kleine spoorhoek. Wanneer hij zich in een bocht bevindt kan hij bijvoorbeeld voor een grotere hoek kiezen om betere controle over de bocht te hebben.

Een andere situatie waarbij een grotere spoorhoek handig is, is op het moment dat de safetycar het veld leidt. Op dat moment rijden alle wagens te traag om de temperatuur in hun banden op het optimale punt te houden, maar met een grotere spoorhoek is het gemakkelijker om de banden zelfs bij lagere snelheid toch op temperatuur te houden. In deze situaties heeft een grote spoorhoek dus zijn voordeel, maar op lange rechte stukken zorgt een grote spoorhoek voor veel weerstand en dus een lagere topsnelheid. Op deze rechte stukken heeft de piloot zijn voorwielen dus liever rechter staan en zal hij zijn stuur van zich wegduwen. Met dit DAS systeem zal het

verschil tussen de maximale en minimale temperatuur van de banden ook minder groot zijn, wat ervoor zorgt dat de band langer zal meegaan.



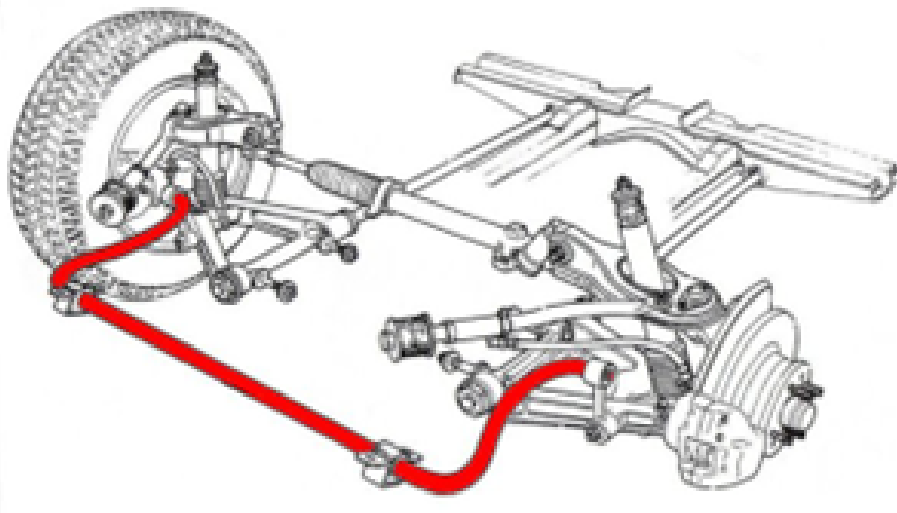
Figuur 2.11: Toe-in, neutraal en toe-outconfiguratie van de voorwielen van een wagen [10]

2.3.3 Anti-roll bar

De anti-roll bar, beter bekend als stabi (afkorting van stabilisatorstang), is een stang die, over één as, de linkerkant van de wagen verbindt met de rechterkant van de wagen. Door middel van zijn specifieke vorm en bevestigingspunten kan deze stang ervoor zorgen dat de hoeveelheid body-roll in een snelle bocht verminderd wordt. Body-roll is het fenomeen waarbij het geveerde gewicht van de wagen naar de buitenkant van de bocht verplaatst wordt wanneer een bocht tegen hoge snelheden genomen wordt [15]. Wanneer de auto begint te leunen, beginnen de wielen ook te kantelen waardoor het contactoppervlak tussen de band en het wegdek verkleint. Dit kan ervoor zorgen dat de wagen niet zo responsief is als normaal, waardoor de wagen er langer overdoet om te reageren op stuurbewegingen. Om dit probleem te verkleinen wordt er zoals eerder aangegeven een camberhoek gebruikt, maar ook de anti-roll bar kan een oplossing bieden.

De anti-roll bar werkt als volgt: de energie van de zwaarder belaste kant van de ophanging zal doorgegeven worden door de stang via een rotatiekracht. Zoals zichtbaar in figuur 2.12 zal de stang dankzij deze rotatiekracht het wiel aan de binnenkant van de bocht naar het chassis trekken. Dit zal niet de volledige roll beweging van de wagen opheffen, maar zal het wel drastisch verminderen doordat de krachten aan beide uiteinden van de as ongeveer gelijk zijn. Een paper van de broers Milliken[16] bevestigt dit volledig en staft dit in een uitgebreide fysische achtergrond.

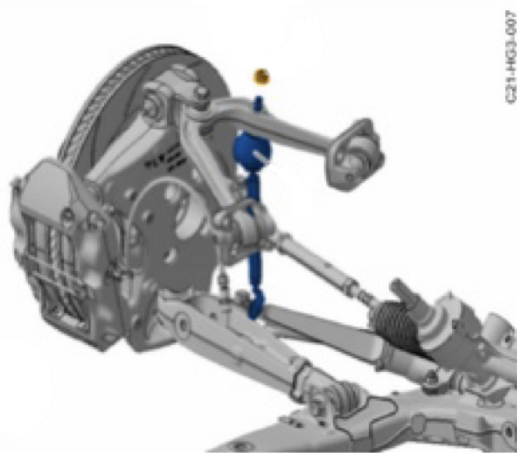
Bij de Porsche 911 GT3 Cup kan de stijfheid van deze anti-roll bar aangepast worden. Dit is ook toegestaan binnen het technisch reglement. Op deze manier kan er gekozen worden hoeveel kracht er van de ene kant van de wagen mag overgebracht worden naar de andere kant. Over het algemeen geldt dat een anti-roll bar die minder stijf afgesteld staat, een comfortabeler rijgedrag levert, terwijl een stijver afgestelde anti-roll bar voor een sportiever rijgedrag zorgt en dus de prestaties verhoogt. Een goede balans tussen comfortabel en sportief rijgedrag is noodzakelijk.



Figuur 2.12: Anti-roll bar [15]

Hiervoor moeten de race-ingenieurs en piloot in samenspraak met elkaar de wagen optimaal afstellen naar beide wensen.

Tijdens het instellen van de gewenste ophangingsafstelling van de wagen wordt de anti-roll bar losgekoppeld van de ophanging aan de linker of rechterkant van de as. De anti-roll bar zou er immers voor zorgen dat aanpassingen van de voorspanning van de demper aan de ene kant gewoon zouden worden doorgegeven naar de andere kant. Dit effect zou het uitvoeren van een set-up verhinderen. Na het afstellen van de gewenste set-up kan de anti-roll bar terug bevestigd worden aan de ophanging door middel van de Coupling rod, zoals zichtbaar in figuur 2.13. Hierbij is het van uiterst belang dat de lengte van de Coupling rod wordt aangepast zodat de anti-roll bar volledig moeiteloos bevestigd kan worden. Op die manier wordt de gewenste set-up behouden en zal de anti-roll bar nog steeds zijn werk doen eens hij terug bevestigd is.



Figuur 2.13: Coupling rod [17]

2.4 Methoden voor kinematisch modelleren

2.4.1 Geometrie analyse

De geometrische analyse baseert zich op de fysieke relatie waarbij de lengtes van de verschillende linkers van het ophangingsysteem constant blijven. De afstanden tussen de hardpoints van de vaste stangen blijven ongewijzigd tijdens een excitatie van het wiel. Hierdoor vormen de afstandsvergelijkingen voor de afstanden tussen de verschillende hardpoints de constraintsvergelijkingen die op hun beurt de beweging van het systeem beschrijven [18]. De stangen zijn hierbij de verbindingen tussen de sprung mass en de unsprung mass, waarbij de hardpoints de geometrische bevestigings- of rotatiepunten aan de uiteinden van de linkers zijn. De sprung mass is de onvervormbare massa zoals het chassis, de motor, etc. De unsprung mass daarentegen zijn de wielen, de remmen en de knuckle of upright, wat de ophangingscomponenten verbindt met de stuurcomponenten [2].

In deze methode zijn de coördinaten van de hardpoints van de stangen waaruit de ophanging is opgebouwd de fundamentele informatie voor de fysieke relatie van de afstandsvergelijkingen [19]. Figuur 2.14 toont een McPherson wielophanging met zijn verschillende hardpoints. Het doel van de geometrische analyse is de berekeningen van nieuwe posities van de beweegbare punten in de ophanging van zodra één van de lengtes van de veranderlijke stangen verandert. De beweegbare punten komen overeen met de hardpoints op de ongeveerde massa en zijn de punten hp6, hp7, hp12 en hp14 in figuur 2.14(b). In de praktijk komt het voor dat een wagen over een ongelijkmatig wegoppervlak rijdt, waarbij de ophanging verticaal gaat bewegen wat resulteert in de verandering van de lengte van de demper of de afstand tussen hp6 en hp7. Hierdoor zullen de andere hardpoints, waarvan de afstand tussen de uiteinden van de stangen constant zijn, meebewegen. De verandering van de posities van alle punten worden beschreven in volgende constraintsvergelijkingen [20]:

$$(x_6 - x_3)^2 + (y_6 - y_3)^2 + (z_6 - z_3)^2 - d_{6,3}^2 = 0 \quad (2.9)$$

$$(x_6 - x_4)^2 + (y_6 - y_4)^2 + (z_6 - z_4)^2 - d_{6,4}^2 = 0 \quad (2.10)$$

$$(x_{12} - x_{14})^2 + (y_{12} - y_{14})^2 + (z_{12} - z_{14})^2 - d_{12,14}^2 = 0 \quad (2.11)$$

$$(x_7 - x_{36})^2 + (y_7 - y_{36})^2 + (z_7 - z_{36})^2 - d_{7,36}^2 = 0 \quad (2.12)$$

$$(x_6 - x_{14})^2 + (y_6 - y_{14})^2 + (z_6 - z_{14})^2 - d_{6,14}^2 = 0 \quad (2.13)$$

$$(x_6 - x_{44})^2 + (y_6 - y_{44})^2 + (z_6 - z_{44})^2 - d_{6,44}^2 = 0 \quad (2.14)$$

$$(x_6 - x_{46})^2 + (y_6 - y_{46})^2 + (z_6 - z_{46})^2 - d_{6,46}^2 = 0 \quad (2.15)$$

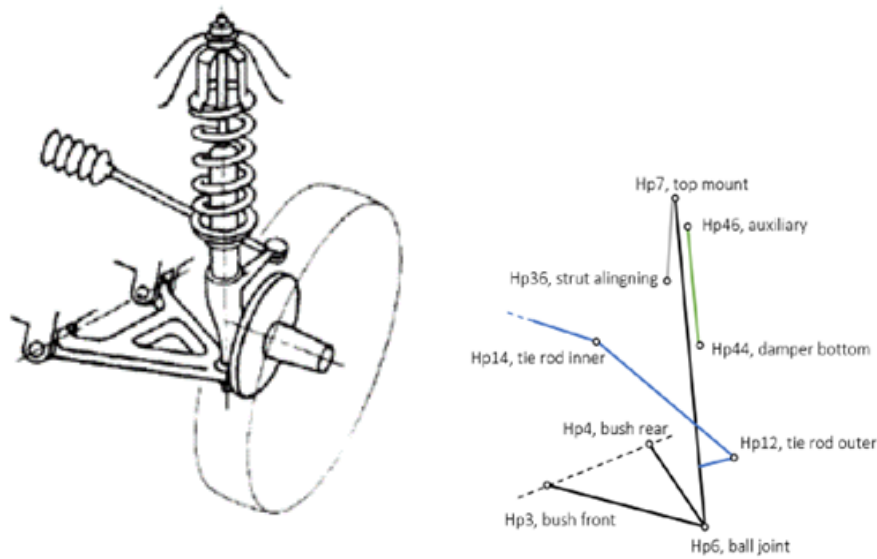
$$(x_{46} - x_{14})^2 + (y_{46} - y_{14})^2 + (z_{46} - z_{14})^2 - d_{46,14}^2 = 0 \quad (2.16)$$

$$(x_{44} - x_{14})^2 + (y_{44} - y_{14})^2 + (z_{44} - z_{14})^2 - d_{44,14}^2 = 0 \quad (2.17)$$

$$(x_{46} - x_{44})^2 + (y_{46} - y_{44})^2 + (z_{46} - z_{44})^2 - d_{46,44}^2 = 0 \quad (2.18)$$

Op basis van deze set van vergelijkingen kunnen de nieuwe coördinaten van de beweegbare hardpoints berekend worden wanneer de lengte van één van de veranderlijke stangen wijzigt ten gevolge van bijvoorbeeld verticale hobbels in het wegoppervlak. Het verschil tussen de nieuwe posities en de initiële positie kan gebruikt worden om bijvoorbeeld de spoorverandering [19],

maar in ons geval ook de camper wijziging of gewichtsverandering vast te stellen.



(a) Werkelijke McPherson ophanging (b) Schematische voorstelling McPherson ophanging

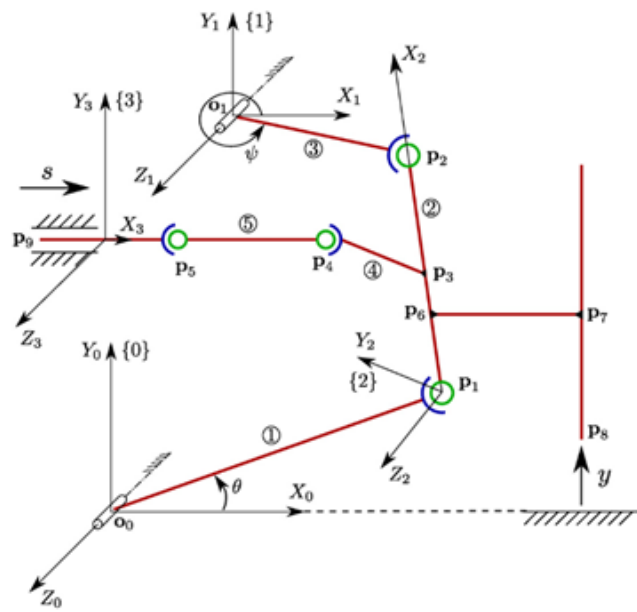
Figuur 2.14: McPherson veerpoot wielophanging [20]

2.4.2 Kringloopvergelijkingen

Kringloopvergelijkingen vormen een essentieel onderdeel van de wiskundige beschrijving van mechanische systemen, waarbij ze de relaties tussen de kinematische in- en uitgangsvariabelen van het systeem vastleggen. Deze vergelijkingen worden toegepast wanneer het systeem één of meerdere gesloten lussen bevat. Ze houden rekening met de geometrische beperkingen die worden opgelegd door de gewrichten en verbindingen binnen het systeem.

Bij de analyse van kringloopvergelijkingen worden de geometrische beperkingen nauwkeurig onderzocht, aangezien deze van invloed zijn op de beweging en positie van de verschillende onderdelen van het systeem. In het geval van de double wishbone ophanging, zoals schematisch weergegeven in figuur 2.15, kunnen twee afzonderlijke kringlopen worden onderscheiden: $o_0p_1p_2o_1o_0$ en $o_0p_1p_4o_5p_9o_0$ [21].

Door de kringloopvergelijkingen op te stellen en op te lossen, kan een diepgaand inzicht verkregen worden in de bewegingskarakteristieken en beperkingen van het double wishbone systeem. Deze vergelijkingen spelen een cruciale rol bij het ontwerpen en optimaliseren van ophangingsystemen, aangezien ze helpen bij het voorspellen van de kinematische prestaties en het waarborgen van de gewenste functionaliteit en betrouwbaarheid.



Figuur 2.15: Schematische weergave double wishbone wielophanging [21]

Hoofdstuk 3

Opbouw geometrisch kinematisch model

3.1 Inleiding

Het realiseren van een efficiënt en betrouwbaar geometrisch kinematisch model vereist een geavanceerd begrip van de interacties tussen de verschillende componenten waaruit een ophangingsysteem is opgebouwd. In de praktijk blijkt dat Multibody Systems (MBS) nuttig gebruikt kunnen worden voor de analyse van het dynamisch en kinematisch weggedrag van voertuigen onder transiënte manoeuvres, zoals extreme versnellingen of andere abrupte veranderingen in het voertuiggedrag [22]. MBS-modellen zijn wiskundige modellen voor de beschrijving van de bewegingsvergelijkingen en de interactiekrachten tussen de componenten van een complex mechanisch systeem. Hierbij wordt het overkoepelend mechanisch systeem opgedeeld in kleinere onderdelen, genaamd lichamen. Deze lichamen zijn onderling verbonden door gewrichten, koppelingen of krachtelelementen bijvoorbeeld zoals veren, dempers en actuatoren. De interactie tussen de verbonden lichamen zijn afhankelijk van het type verbinding die samen met de componenten zelf de nodige constraints voor het modelleren van een mechanisch systeem leveren [23]. Een van de grote voordelen van dit soort modellen is dat zij gebruikt kunnen worden om grootheden te simuleren die onmogelijk te meten zijn tijdens de specifieke voertuigbeweging. Hierdoor zijn ingenieurs en onderzoekers in staat om de beweging, krachten en koppels, ter illustratie van mogelijke grootheden, te bestuderen en verbeteringen in het ontwerp aan te brengen of de prestaties te optimaliseren.

Echter werd vanuit NGT Racing de vraag gesteld of het probleem dat in subsectie 1.2 wordt beschreven, opgelost kan worden zonder gebruik te maken van commerciële MBS-software, maar met behulp van een open-source solver. Deze vraag is voor de organisatie van belang vanwege de hoge kosten die gepaard gaan met het aanschaffen en jaarlijks vernieuwen van licenties voor dergelijke softwarepakketten, zoals MSC Adams of NX Motion, die alom bekend staan als gerenommeerde MBS-softwarepakketten [24]. Bovendien bieden open-source programma's de mogelijkheid om de onderliggende algoritmen en code aan te passen aan de specifieke behoeften van het probleem dat onderzocht worden.

Tijdens de zoektocht naar een open-source MBD-solver werd de ontwikkeling van Khaled Ghobashy [25] gevonden. Hij ontwikkelde een Symbolic Multi-Body Dynamics (SMBD) pakket in Python. Dit pakket is bedoeld voor de creatie, simulatie en visualisatie van multi-body mechanismen. De implementatie van het open-source pakket was desondanks de aanzienlijke potentiële

toepassingsmogelijkheden niet succesvol. Daarom werd er zelfstandig een model ontworpen op basis van de kennis verworven met de bronnenstudie. In dit hoofdstuk wordt de werking en de implementatie van het SMBD-pakket toegelicht en wordt de opbouw van het eigen model uitvoerig beschreven.

3.2 Het URAEUS softwarepakket

De ontwikkeling van het SMBD-pakket, waaraan K. Ghobashy de naam URAEUS toekent, vindt zijn oorsprong in zijn bezorgdheid omtrent het potentieel verkeerd gebruik van commerciële simulatiesoftware. Vandaag de dag streven veel bedrijven door de voortdurende ontwikkeling van hoge getrouwheidsmodellen en de toenemende rekenkracht naar de integratie van simulatietechnologie met hun productonwikkelprocessen. Door deze integratie verschuift de aandacht naar de investering in software die deze modellen eerder compliceren dan effectief antwoorden vinden op de vooropgestelde problemen. Zo wordt het voorbeeld gegeven dat de analysegroepen van autobedrijven, met op maat gemaakte software, bestaan uit twee soorten gebruikers. Allereerst zijn er de experts die de gegenereerde modellen, simulatietypes en prestaties van resultaten kunnen aanpassen en daarnaast zijn er de standaard gebruikers die zonder veel kennis van multilichaamsystemen en oplossingsmethoden ophangingsystemen of volledige voertuigen kunnen simuleren. Bij deze laatste groep is er nauwelijks nog begrip van de onderliggende principes en formuleringen waardoor zowel fouten op hoog niveau van processtructuur of laag niveau van direct gebruik gemaakt worden. Deze verkeerde implementaties leiden vervolgens tot incorrecte resultaten [25].

Het primaire doel van K. Ghobashy met zijn URAEUS softwarepakket is om anderen te stimuleren om een grondiger begrip te ontwikkelen van de modelleringsprocessen en de theoretische principes die de grondslag vormen van commerciële MBS softwarepakketten. Daarom worden de basisbeginselen in deze paragraaf voor het opbouwen van multibodyssystemen nader toegelicht en wordt de methodologie uiteengezet waarmee het SMBD-pakket de complexe aard van meerlichamensystemen aanpakt.

3.2.1 Basisbeginselen van MBS

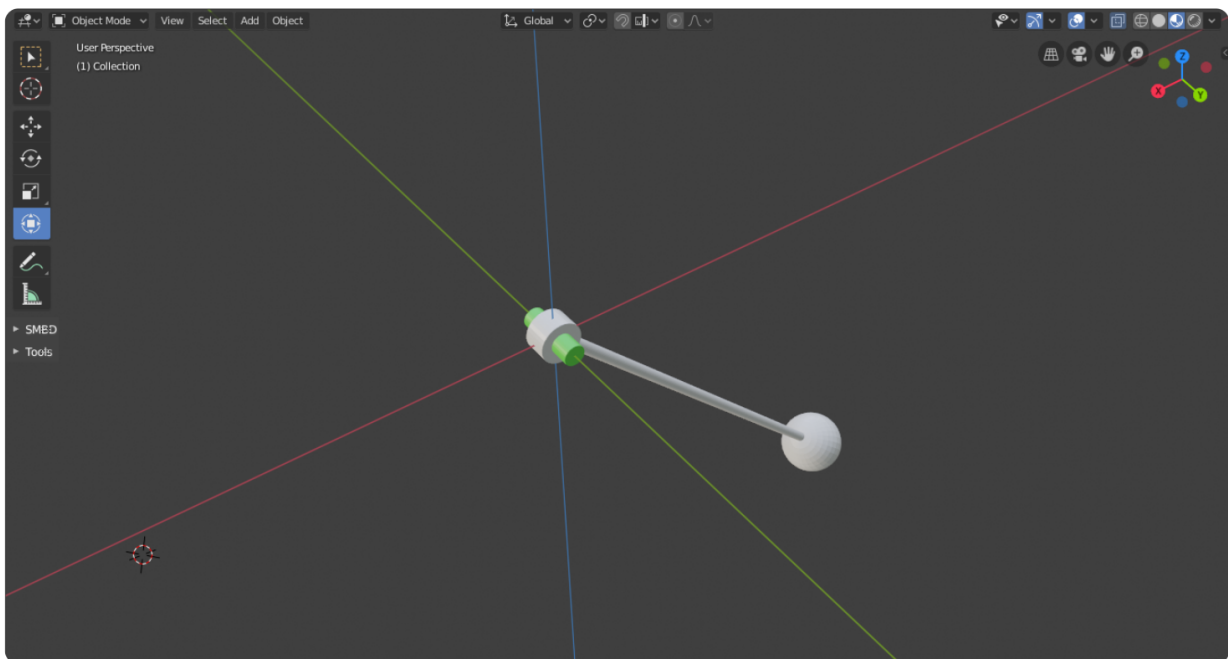
Zoals al eerder aangehaald bestaan multibodyssystemen uit minimaal twee verschillende lichamen. De toestand van deze lichamen in de ruimte wordt beschreven door 6 vrijheidsgraden (DoF), 3 translationele DoF (x, y, z) en 3 rotationele DoF (α, β, γ). De waarden van deze coördinaten zijn afhankelijk van het globaal en lokaal assenstelsel dat gebruikt wordt. Voor de omschrijving van multilichaamssystemen, waaruit een voertuig is opgebouwd zoals het ophangingsysteem, het remsysteem, het aandrijfsysteem, etc., wordt als globaal assenstelsel het referentiefraam volgens ISO 8855-2011 gebruikt. Bij voertuigkinematica wordt er echter gewerkt met het lokaal assenstelsel als referentiefraam om zo de beweging om zo de beweging van het voertuig te beschrijven, zie sectie 2.1.1.

Om nu de toestand van het volledige multibodystelsel, bestaande uit een eindig aantal lichamen waarvan de mechanische verbindingen de relatieve beweging tussen de lichamen beperken [26], in de ruimte te kennen, moet de toestand van elk van de lichamen uit het systeem gekend zijn. Dit betekent dat voor elk lichaam de 6 vrijheidsgraden gekend moeten zijn. Maar door de aanwezigheid van de mechanische verbindingen zijn zowel de beweging als de toestand van de

lichamen, die verbonden zijn met elkaar door de interconnectie, afhankelijk van elkaar geworden. Hierdoor kan het gehele systeem beschreven worden door een kleinere groep van onafhankelijke coördinaten die daarna gebruikt kunnen worden om de afhankelijke coördinaten te bepalen.

In [27] wordt als voorbeeld van een MBS een pendulum gegeven, weergegeven in figuur 3.1. De pendulum bestaat uit twee lichamen, namelijk de grond en de slinger die door een scharnierverbinding met elkaar verbonden zijn. Deze scharnierverbinding laat enkel een rotatie van de slinger rond de gemeenschappelijke as van de slinger en de grond toe, welke de y-as is in het voorbeeld. Deze bewegingsbeperking van de slinger komt voort uit de constraintsvergelijkingen die de scharnierverbinding met zich meebrengt. In totaal zorgt de scharnierverbinding voor 5 constraintsvergelijkingen die elk 1 relatieve beweging tussen de verbonden lichamen verhindert. De vijf verhinderde bewegingen zijn:

- relatieve translatie langs de x-as,
- relatieve translatie langs de y-as,
- relatieve translatie langs de z-as,
- relatieve rotatie rond de x-as,
- relatieve rotatie rond de z-as.



Figuur 3.1: Visualisatie pendulum in URAEUS [27]

Deze 5 beperkingsvergelijkingen hebben als gevolg dat de relatie tussen de coördinaten van de slinger en de grond vastliggen. Of anders geformuleerd: de coördinaten van de slinger zijn afhankelijk van de rotatie rond de grond. Als resultaat blijft er maar 1 vrijheidsgraad over, namelijk de relatieve rotatie rond de y-as, wat de toegestane beweging van het mechanisme beschrijft.

K. Ghobashy geeft in [27] de volgende definitie voor de betekenis van vrijheidsgraden van een mechanisme. Hij omschrijft het als "de minimumaantal onafhankelijke inputs die nodig zijn om de beweging van het systeem te controleren en de configuratie ervan volledig te beschrijven". De

inputs kunnen beschouwd worden als actuatoren die essentieel zijn voor de aansturing van het mechanisme. Bijvoorbeeld, in het geval van een pendulum kan een stappenmotor als actuator worden gebruikt om de slinger aan te sturen, waardoor de draaihoek θ van de slinger nauwkeurig kan worden ingesteld. Op deze manier kan de waarde van θ worden beschouwd als de onafhankelijke coördinaat waarmee de volledige configuratie (positie en rotatie) van de slinger kan worden bepaald.

Voor de berekening van de vrijheidsgraden van een mechanisch systeem wordt de Grübler-vergelijking gebruikt [19], [28]:

$$AantalDoF = 6 \times (aantal\ lichamen - 1) - (aantal\ constraints) \quad (3.1)$$

Hierin worden het aantal lichamen waaruit het mechanisme is opgebouwd verminderd met 1, om rekening te houden met de niet-beweegbare grond.

3.2.2 Methodologie van URAEUS

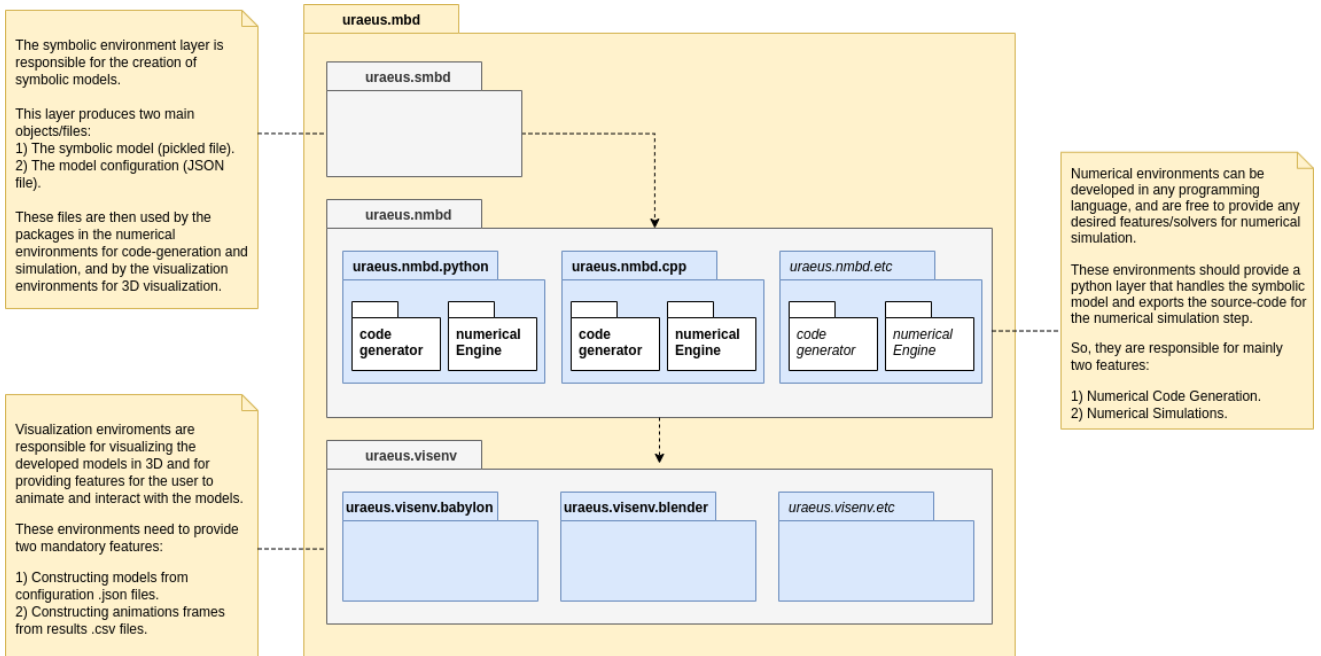
URAEUS wordt door K. Ghobashy omschreven als een open-source framework voor het modelleren, simuleren en visualiseren van constrained multibody systems [29]. Het hoofddoel van het SMBD-pakket is het multibody system model volledig symbolisch te ontwikkelen en te scheiden van de numerieke en computationele beperkingsvergelijkingen die nodig zijn voor het simulatieproces. Vervolgens wordt uit het symbolisch beschreven systeem numerieke code gegenereerd waarmee de simulaties opgesteld kunnen worden. Hiervoor verdeelt de open-source software de beschrijving van een multibody system in drie groten lagen. De grafische voorstelling van de samenhang tussen de drie lagen wordt getoond in een modeldiagram, zichtbaar in figuur 3.2. Elke laag richt zich op een specifiek aspect van de beschrijving en kan onafhankelijk ontwikkeld worden met minimale afhankelijkheid met de andere lagen. De drie lagen waarmee het softwarepakket de simulatie van een MBS aanpakt, zijn:

1. Symbolic Environment Layer,
2. Numerical Simulation Environments Layer,
3. 3D Visualization Environments Layer.

Symbolic Environment Layer:

De symbolische omgevingslaag creëert een symbolisch model en beschrijft de systeemtopologie van het te simuleren mechanisch systeem. Hierin worden de verschillende verbindingsrelaties tussen elk van de lichamen gesymboliseerd. Deze verbindingsrelaties vormen de systeembependingen die de relatieve beweging tussen de lichamen controleren en het gewenst kinematisch gedrag produceren. De symbolische laag bestaat uit twee delen, de topologie creatie en de symbolische configuratie.

In de topologie creatie worden de verschillende onderdelen van het model symbolisch toegevoegd. Dit zijn de lichamen, de verbindingen, de actuatoren en de krachten. De connectiviteit van het opgebouwd symbolisch model kan gevisualiseerd worden in een netwerkgrafiek. Figuur 3.3 geeft het netwerkgrafiek weer van een double wishbone ophanging dat opgebouwd is aan de hand van het voorbeeld beschreven in [30]. De knooppunten stellen de lichamen waaruit het model is opgebouwd voor en de lijnen tussen de lichamen zijn de gewrichten, krachten of actuatoren die de verbindingen tussen de lichamen definiëren. Wanneer eenmaal alle onderdelen toegevoegd

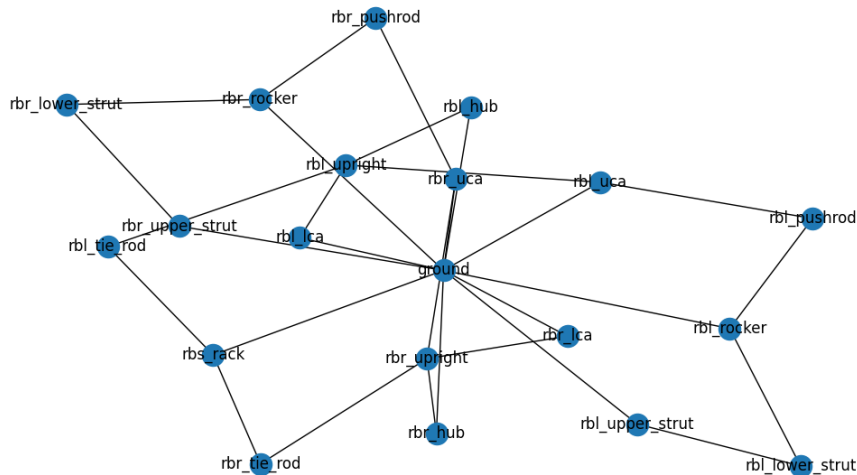


Figuur 3.2: Modeldiagram van URAEUS [29]

zijn aan de symbolische topologie kan het assemblageproces voor het opstellen van de symbolische systeemvergelijkingen starten. Hierin worden alle constraintsvergelijkingen voor de positie, snelheid en versnelling van het MBS opgesteld. Vergelijking 3.2 geeft de vector-vergelijking van de positie die voortvloeit uit de scharnierverbinding tussen de bovenste wishbone (UCA) en het chassis voor het voorbeeld van de double wishbone ophanging [30]:

$$\begin{bmatrix} -A(P_{\text{ground}})\bar{u}_{jcr_uca_chassis}^{\text{ground}} + A(P_{rbr_uca})\bar{u}_{jcr_uca_chassis}^{rbr_uca} - R_{\text{ground}} + R_{rbr_uca} \\ (\hat{i}_{\bar{M}_{jcr_uca_chassis}^{rbr_uca}})^T (A(P_{rbr_uca}))^T A(P_{\text{ground}})\hat{k}_{\bar{M}_{jcr_uca_chassis}^{\text{ground}}} \\ (\hat{i}_{\bar{M}_{jcr_uca_chassis}^{\text{ground}}})^T (A(P_{rbr_uca}))^T A(P_{\text{ground}})\hat{k}_{\bar{M}_{jcr_uca_chassis}^{\text{ground}}} \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

Deze symbolische vergelijkingen worden vervolgens gebruikt bij het genereren van code voor de numerieke simulatie.



Figuur 3.3: Netwerkgrafiek voor de connectiviteit tussen de lichamen van een double wishbone ophanging

De symbolische configuratie is noodzakelijk voor de expliciete configuratie van het systeem in de ruimte. In de topologie creatie wordt er geen aandacht besteed aan hoe de lichamen of gewrichten zijn gelokaliseerd of georiënteerd of hoe deze configuratieparameters gedefinieerd kunnen worden, enkel de topologie van het systeem is hierin van belang. In de symbolische configuratie worden de configuratieparameters voor de onderdelen die bij de topologie creatie werden toegevoegd automatisch gegenereerd, de symbolische parameters die gegenereerd worden voor een lichaam zijn [29]:

- massa van het lichaam,
- traagheidstensor,
- positievector van het referentiepunt van het lichaam,
- lineaire snelheidsvector van het lichaam,
- quaternion voor de lichaamsoriëntatie,
- quaternion voor de eerste tijdsafgeleide van de lichaamsoriëntatie.

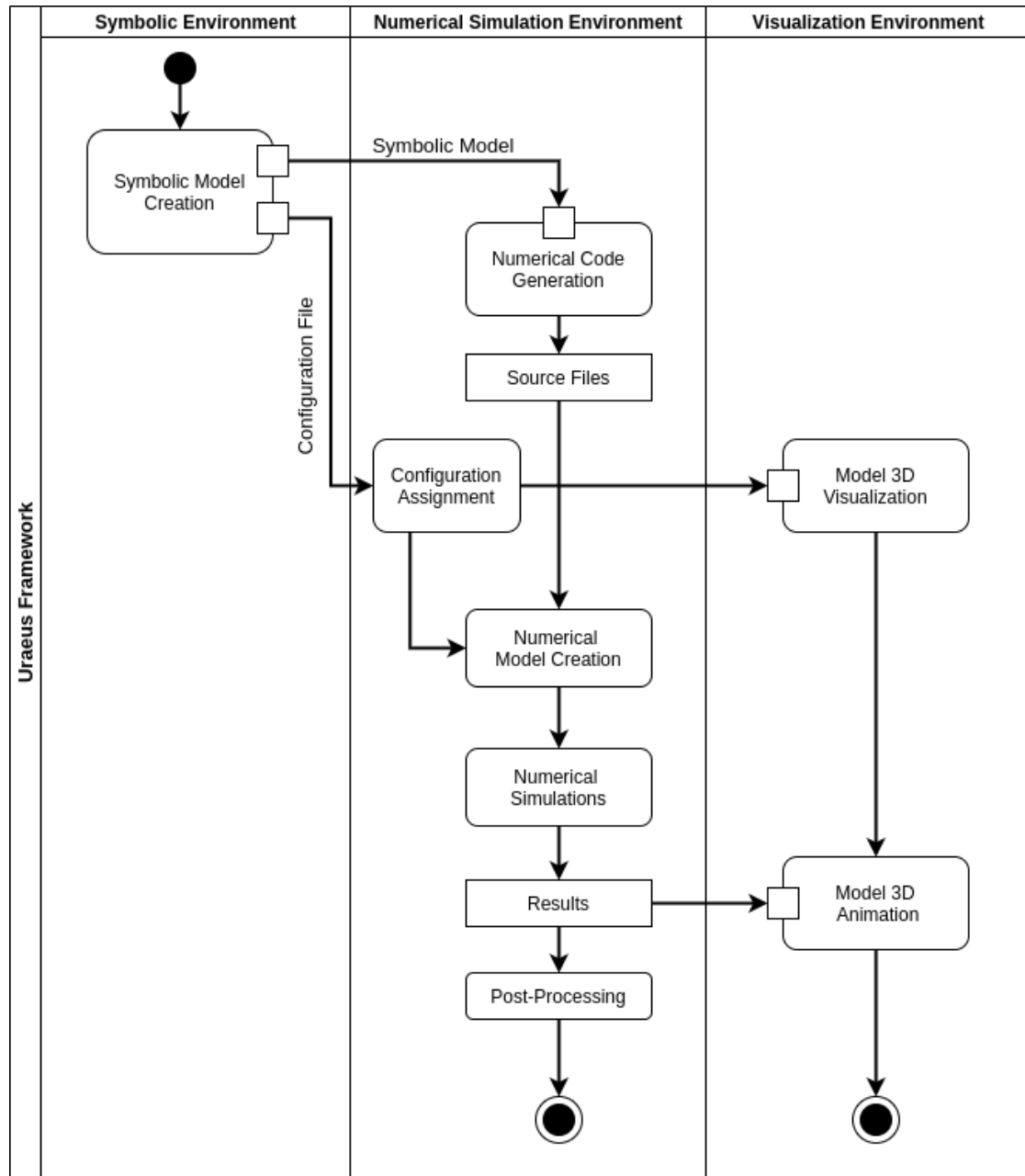
Hetzelfde gebeurt voor de verbindingen, krachten en actuatoren. Echter zijn deze configuratieparameters nog steeds symbolische variabelen in het programma en bevatten ze nog geen numerieke gegevens.

Bovendien worden de gewenste gebruikersinputs in de symbolische configuratie gedefinieerd. Deze inputs vertegenwoordigen de gesimuleerde coördinaten van de hardpoints die zich bij de actuatoren bevinden en die de beweging van het MBS-model mogelijk maken. Om de overige hardpoints van het systeem te laten meebewegen, is het nodig om de relatie tussen de oorspronkelijke configuratievariabelen en de door de gebruiker gedefinieerde variabelen te specificeren. Deze specificatie wordt eveneens uitgevoerd in de symbolische configuratie. Daarnaast worden in de symbolische configuratie ook de symbolische geometrieën gecreëerd en toegewezen aan de bijbehorende systeemlichamen, wat later van belang is voor de 3D-visualisatie [29], [30].

Numerical Simulation Environments Layer:

In deze laag, waarvan momenteel nog geen gedetailleerde beschrijving is gegeven door K. Ghobashy, wordt enerzijds de geldige numerieke omgeving gevormd en anderzijds worden de gewenste simulaties uitgevoerd. Hoewel de exacte werking en implementatiedetails van deze laag nog abstract zijn, kan worden verondersteld dat het proces betrekking heeft op de integratie van het symbolische model met de gegenereerde codebestanden en dit in de gewenste programmeertaal, zoals Python en C++. De SMBD-tool biedt specifieke ondersteuning voor deze numerieke omgevingen.

Na het genereren van de numerieke omgeving volgt de belangrijke stap van het uitvoeren van de gewenste simulaties op het gegenereerde model. Hierbij wordt het model voorzien van de benodigde numerieke input, die de systeemconfiguratie in de ruimte definieert. De symbolische configuratie is opgeslagen in een JSON-file, waarbij een kopie van dit bestand moet worden gemaakt en aangevuld met de nodige configuratiegegevens voor de gebruikersinputs. Dit aangepaste bestand moet vervolgens aan de uitvoerbare code worden doorgegeven om de numerieke topologie correct te construeren [25],[29],[30]. Hoewel de documentatie van deze twee lagen nog ontbreken, geeft figuur 3.4 het activiteitendiagram van de drie verschillende lagen waarin de gebruiksflow van de numerieke simulatieomgeving uitgebreid wordt weergegeven.



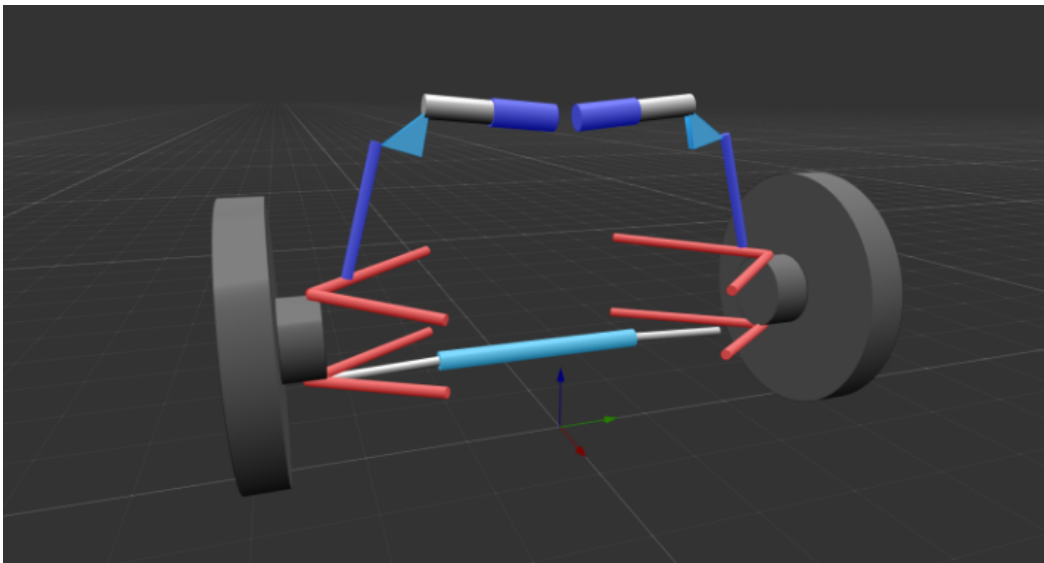
Figuur 3.4: Activiteitendiagram van URAEUS [29]

3D Visualization Environments Layer:

Net zoals bij de vorige laag is over deze laag nog maar weinig documentatie beschikbaar. Daarom wordt in deze alinea een beknopte samenvatting gegeven over zijn werking. Deze laatste laag omvat de 3D visualisatie en animatie van het multibodystelsel. De simulatieresultaten kunnen eenvoudig gebruikt worden doordat ze als CSV-bestanden worden opgeslagen. Deze CSV-bestanden worden door de `uraeus.visenv.babylon` visualisatie omgeving, wat een JavaScript-gebaseerde WebGL visualisatie omgeving is, gebruikt voor de visualisatie van de hardpoints op ieder ogenblik van de simulatie. Enkel de systeemconfiguratie (JSON-file) en simulatieresultaten (CSV-file) zijn noodzakelijk te uploaden naar de `uraeus.visenv.babylon` voor de visualisatie.

3.2.3 Onsuccesvolle implementatie van URAEUS

Het implementeren van het URAEUS-pakket van K. Ghobashy voor het modelleren van de ophanging van de Porsche 911 GT3 Cup bleek een uitdagende taak te zijn. Aanvankelijk werd een veelbelovend voorbeeld in Collab [30] gevonden dat de simulatie van de vooras met een double wishbone beschreef, wat vertrouwen gaf om het ophangingsstelsel te modelleren met URAEUS. Figuur 3.5 geeft het ophangingsstelsel weer dat gecreëerd werd met de Collab code. Om nu vertrouwd te raken met de functionaliteit van URAEUS, werd besloten hetzelfde ophangingsstelsel in Python te modelleren. Enerzijds om op die manier dieper inzicht te verkrijgen in de verschillende componenten waaruit het SMBD-pakket bestaat, maar anderzijds ook omwille van onze voorgaande kennis en ervaring met Python.



Figuur 3.5: Visualisatie double wishbone ophangingsstelsel in `uraeus.simenv.babylon` [30]

Helaas ontstonden er problemen tijdens dit simulatieproces. Zo liepen wij vast op een foutmelding met betrekking tot het CMake-bestand, waarbij de specifieke foutcode als volgt luidde: "CMake Error at CMakeLists.txt:3 (project): Running 'nmake' '-?' failed with: Het systeem kan het opgegeven bestand niet vinden." Deze fout maakte het onmogelijk om de vereiste configuratie te voltooien, waardoor de poging tot implementatie van het URAEUS-pakket onvolledig bleef. Daarnaast was er de uitdaging met betrekking tot het begrip van de numerieke laag binnen het URAEUS-pakket. Het gebrek aan uitgebreide documentatie over de tweede en de derde laag bemoeilijkte de implementatie ervan. Hierdoor kon er geen diepgaand inzicht verworven worden in de functionaliteiten en de werking van de numerieke mogelijkheden die het URAEUS-pakket

biedt voor de modellering van een ophangingsysteem.

Vanwege de voortdurende problemen met het URAEUS-pakket kan gesteld worden dat de implementatie niet eenduidig was. Gezien de beperkte tijdspanne van dit onderzoek is het noodzaak om een andere aanpak toe te passen. Daarom wordt de focus gelegd op de ontwikkeling van een zelf ontworpen model aan de hand van de kennis verworven uit de literatuurstudie. Dit was een pragmatische keuze om verdere vertragingen te voorkomen en het risico op een onvolledige opdracht te minimaliseren.

3.3 Zelf ontwikkeld geometrisch kinematisch model

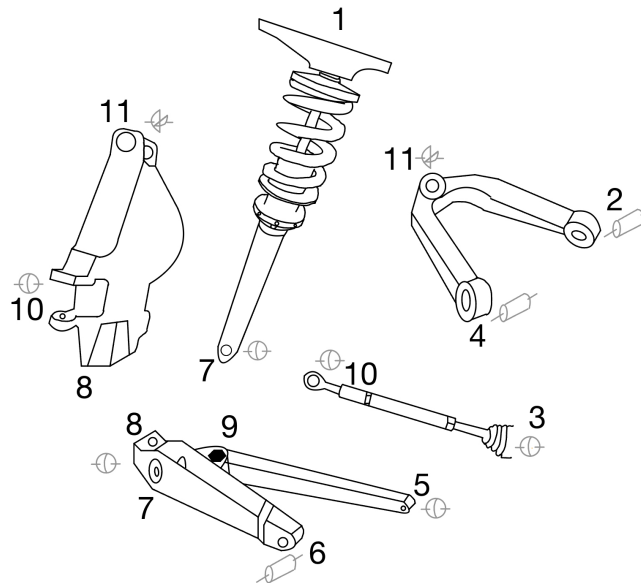
Deze paragraaf introduceert een zelf ontwikkeld geometrisch kinematisch model dat zich richt op het modelleren van het ophangingsysteem van de Porsche 911 GT3 Cup. In het bijzonder wordt allereerst de aandacht gevestigd op het eenvoudigste ophangingsysteem, namelijk de double wishbone aan de vooras. Aan de achteras wordt er gebruikgemaakt van een complexer multi-linkstelsel, bestaande uit een groter aantal lichamen. Om een systematische aanpak te volgen, begint het ontwikkelingsproces met het modelleren van de ophanging van het linker voorwiel. Als dit model nauwkeurig en correct is, wordt het vervolgens gekoppeld aan het rechter voorwiel. Daarna wordt de verbinding tussen de vooras en de achteras tot stand gebracht, waarbij de complete ophanging wordt gevormd. Op deze manier wordt een stapsgewijze benadering gevolgd om een gedetailleerd en betrouwbaar geometrisch kinematisch model van de Porsche 911 GT3 Cup te ontwikkelen.

De opbouw van het geometrisch kinematisch model is gebaseerd op de theoretische grondslagen beschreven in 2.4.1. Het ophangingsysteem van het linkervoorwiel, namelijk de double wishbone ophanging, bestaat uit twee categorieën lichamen: rigide lichamen, waarvan de stangen een constante lengte behouden, en verstelbare stangen, waarvan de lengtes kunnen variëren. Deze lichamen worden gerepresenteerd als verbindingen tussen twee hardpoints, waarbij de posities van deze hardpoints van invloed zijn op de prestaties van de double wishbone ophanging [31]. In het geval dat de lengte van een verstelbare stang verandert, zullen de coördinaten van de bijbehorende hardpoints wijzigen. Als gevolg hiervan zullen ook de overige posities van de hardpoints van het multibodystelsel veranderen. Dit komt doordat ze onderling verbonden zijn door de constraintsvergelijkingen die de beweging van het systeem beschrijven [18].

Een schematische voorstelling van het double wishbone ophangingsysteem van het linker voorwiel van de Porsche 911 GT3 Cup met zijn hardpoints wordt weergegeven in figuur 3.6. Tabel 3.1 geeft een duidelijke beschrijving voor de betekenis van elk van deze hardpoints. Hierbij verwijst 'voorkant' in de beschrijving naar de hardpoint van de draagarm die zich aan de voorzijde van de wagen bevindt en 'achterkant' naar de hardpoint aan de achterzijde van de draagarm. De hardpoints van HP1 tot en met HP6 zijn de punten die verbonden zijn met het chassis. De positie van deze punten zijn vast en de coördinaten ervan worden verondersteld niet te wijzigen. De overige hardpoints zijn verbonden met het linker voorwiel, waarvan de coördinaten variabel zijn en dus kunnen wijzigen bij de verandering van de lengte van één van de verstelbare stangen. De verstelbare stangen in dit multibodystelsel zijn:

- spoorstang: verbinding tussen HP3 en HP10,
- onderste wishbone: verbinding tussen HP6 en HP8,

- demper: verbinding tussen HP1 en HP7.



Figuur 3.6: Schematische weergave van het ophangingsysteem van het linker voorwiel met de overeenstemmende hardpoints

Tabel 3.1: Hardpoints vooras en beschrijving

Hardpoints	Beschrijving
HP1	Bovenste bevestigingspunt demper
HP2	Bevestigingspunt bovenste wishbone aan chassis (voorkant)
HP3	Bevestigingspunt spoorstang aan stuurstang
HP4	Bevestigingspunt bovenste wishbone aan chassis (achterkant)
HP5	Bevestigingspunt onderste wishbone aan chassis (voorkant)
HP6	Bevestigingspunt onderste wishbone aan chassis (achterkant)
HP7	Onderste bevestigingspunt demper
HP8	Bevestigingspunt onderste wishbone aan upright
HP9	Punt bevestiging onderste stangen tot onderste wishbone
HP10	Bevestigingspunt spoorstang aan upright
HP11	Bevestigingspunt bovenste wishbone aan upright

Voorafgaand aan de verdere ontwikkeling van het model voor het linkervoorwiel, dient de exacte bepaling van de coördinaten van elk van deze hardpoints te worden voltooid. In de volgende paragraaf wordt een grondige en gedetailleerde beschrijving gegeven van de methodologie die is toegepast om de cartesische coördinaten van de 11 verschillende hardpoints te bepalen. De nauwkeurige bepaling van de coördinaten vormt een cruciale basis voor het verder vormgeven van het geometrische kinematisch model.

3.3.1 Bepaling van de hardpointscoördinaten

De hardpoints op beide wishbones en op de upright (HP2, HP4, HP5, HP6, HP8, HP9, HP10 en HP11) werden opgemeten door voorgaande studenten van Thomas More door middel van een Faro Quantum E robotarm zoals weergegeven in figuur 3.7. Het gebruik van een Faro-arm maakt het mogelijk om punten in de ruimte te bepalen ten opzichte van een vast referentiepunt. Een

nauwkeurige meting vereist dat de basis van de Faro-arm tijdens het meetproces niet beweegt, omdat anders de locatie van het meetinstrument ten opzichte van de ruimte niet meer kan worden vastgesteld. Dit kan leiden tot een vertekend resultaat. Dit referentiepunt voor de robot wordt uiteindelijk een zware metalen plaat die bevestigd wordt aan de onderzijde van de robot, waardoor de robot niet kan verplaatsen.

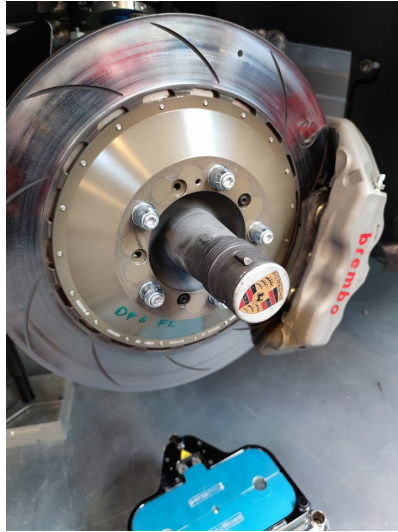


Figuur 3.7: Opstelling meting hardpoints met Faro QuantumE robotarm [32]

Een bijkomend probleem is de grootte van de wagen ten opzichte van de robot. Om de hardpoints van de volledige wagen op te meten moeten alle punten gerefereerd worden ten opzichte van één referentiepunt, maar gezien de grootte van de robotarm moet deze voor elk wiel apart verplaatst worden. Om dit probleem op te lossen werd er op elk wiel eenzelfde referentiepunt gekozen, waarbij de afstanden tussen deze punten gekend zijn. Dit referentiepunt is het middelpunt van de wielnaaf, zoals zichtbaar in figuur 3.8. De afstand tussen het middelpunt van het linker en rechter wielnaaf is gekend en wordt de spoorbreedte genoemd. Daarnaast is ook de afstand tussen het middelpunt van de wielnaaf van de voor- en achteras gekend. Dit is namelijk de wielbasis van de wagen. Beide afstanden zijn terug te vinden in de technische handleiding van Porsche [17], waarvan het desbetreffende hoofdstuk over de afmetingen van de wagen is toegevoegd als bijlage B. Uit de bijlage is af te leiden dat de spoorbreedte van de vooras gelijk is aan 1601 mm en die van de achteras 1684 mm is. De wielbasis is gelijk aan 2468 mm.

De andere hardpoints (HP1, HP3 en HP7) werden niet opgemeten met de robotarm omdat de voorgaande studenten enkel de geometrie van de wishbone nodig hadden om een simulatie uit te voeren in het softwareprogramma ChassisSim. De positie van deze hardpoints dienen dus zelfstandig opgemeten te worden. Theoretisch kunnen de coördinaten van een onbekend punt bepaald worden wanneer de afstanden tussen dat onbekend punt en 3 andere punten, waarvan de coördinaten wel bekend zijn, gekend zijn. Dit komt overeen met het oplossen van een stelsel van 3 afstandsvergelijkingen naar de coördinaten van het onbekende punt.

Om deze afstanden praktisch te meten, wordt gebruik gemaakt van een Bosch PLR 50 C-laser. Met behulp van deze digitale lasermeter kan de afstand tussen twee punten tot op 2 mm nauwkeurig gemeten worden [33]. Echter was het praktisch niet haalbaar om vanuit drie bekende punten de afstand tot steeds hetzelfde punt, wat de onbekende kinematische verbinding (hardpoint), voorstelt te meten. Dit komt doordat vanuit de gekende hardpoints hetzelfde fysieke punt (welke het onbekende hardpoint voorstelt) niet altijd zichtbaar is. De structurele elementen waaruit



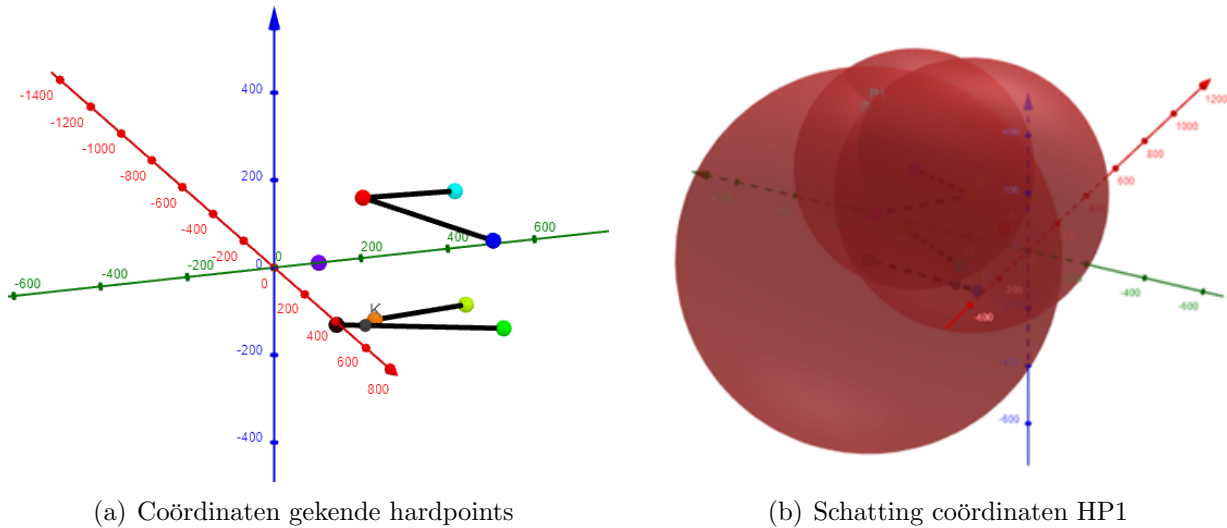
Figuur 3.8: Wielnaaf [32]

het ophangingsysteem bestaat belemmeren het zicht in rechte lijn tussen de bekende en onbekende hardpoints. Daarom werden de hardpoints 1, 3 en 7 elk benaderd door meerdere fysieke punten. Het stelsel van 3 afstandsvergelijkingen kan niet gebruikt worden voor het bepalen van de coördinaten van de onbekende hardpoints, want de 3 afstanden zijn niet steeds tot hetzelfde fysieke gemeten punt die het onbekende hardpoint voorstelt.

Om nu toch enigszins de 'correcte' coördinaten voor HP1, HP3 en HP7 te bepalen worden de geschatte waarden van deze coördinaten iteratief geüpdatet. De iteratie gebeurt door het verschil tussen de 3 gemeten en 3 berekende afstanden te minimaliseren. Hierdoor worden coördinaten bekomen die de locatie van de onbekende kinematische verbindingen nagenoeg correct voorstellen. De schatting van de coördinaten gebeurt in het softwareprogramma Geogebra. Eerst worden de hardpoints gevisualiseerd waarvan de coördinaten gekend zijn. Figuur 3.9(a) toont de gekende hardpoints. Daarna worden 3 bollen geplot waarvan de middelpuntscoördinaten overeenkomen met de coördinaten van de gekende hardpoints die gebruikt zijn voor de lengtemeting voor het bepalen van een onbekende hardpoint. De straal van de bollen zijn gelijk aan de afstand die gemeten is tussen het onbekende hardpoint en het gebruikte hardpoint om de coördinaten ervan te bepalen. Vervolgens wordt het coördinaat van het onbekende hardpoint geschat in de ruimte die overlapt wordt door de 3 bollen. Figuur 3.9(b) toont hoe de geschatte coördinaten van hardpoint 1 bepaald worden.

Met behulp van deze informatie is het mogelijk om de coördinaten van alle hardpoints van het linkervoorwiel te relateren aan een gemeenschappelijk referentiepunt. Dit referentiepunt wordt gedefinieerd als het middelpunt van de vooras, dat overeenkomt met de oorsprong van het assenstelsel zoals weergegeven in figuur 3.10. In deze figuur worden zowel de posities van alle hardpoints als de verbindingen tussen de hardpoints, die de lichamen voorstellen waaruit het ophangingsysteem is opgebouwd, weergegeven.

De initiële coördinaten van alle hardpoints, verkregen uit zowel de metingen met de robotarm als de lasermetingen, worden gedetailleerd weergegeven in tabel 3.2. Door deze coördinaten te relateren aan het referentiepunt, wordt een duidelijk beeld verkregen van de absolute posities van de hardpoints in relatie tot het assenstelsel.



Figuur 3.9: Visualisatie hardpointscoördinaten in GeoGebra

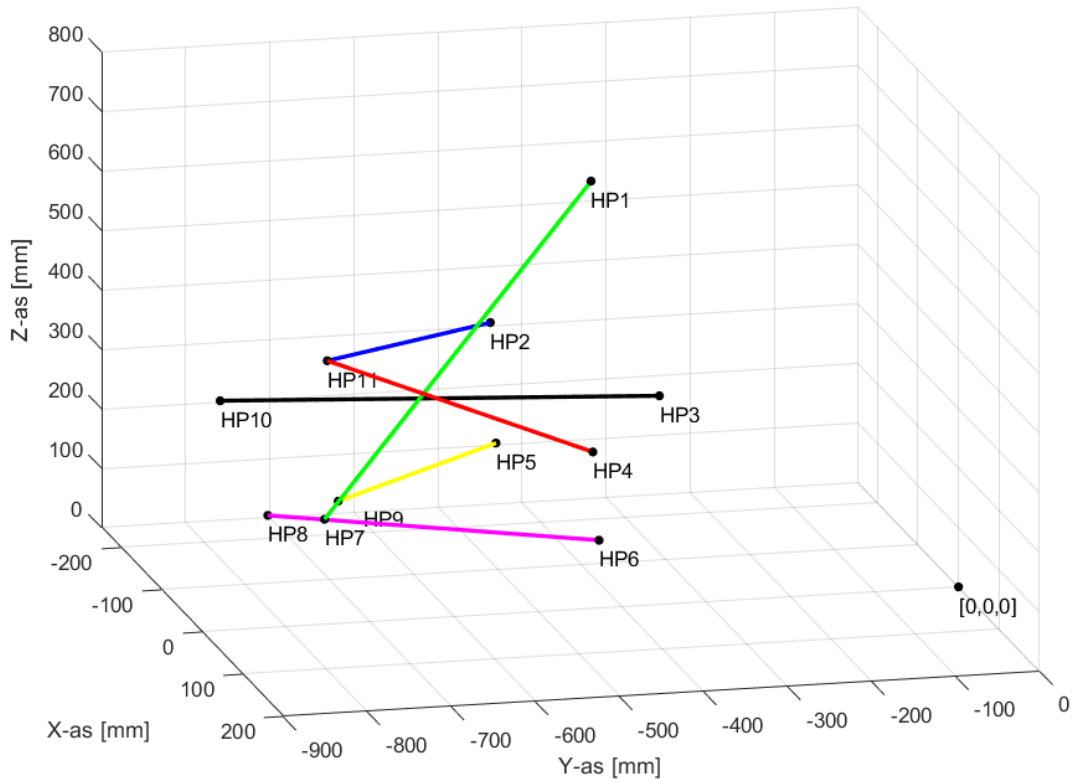
Tabel 3.2: Initiële coördinaten van de hardpoints

Hardpoints	x [mm]	y [mm]	z [mm]
HP1	0	-437	719
HP2	-99	-509	417
HP3	-99	-308	277
HP4	158	-511	382
HP5	-247	-431	103
HP6	26	-440	134
HP7	-27	-741	157
HP8	-38	-803	161
HP9	-74	-702	151
HP10	-164	-799	472
HP11	38	-769	472

3.3.2 Constraintsvergelijkingen voor de bewegingsbeschrijving van het linkervoorwiel

Zoals al eerder vermeld, zijn hardpoints 1 tot en met 6 vast verbonden aan het chassis. Dit betekent dat de posities en de overeenkomstige coördinaat-waarden niet wijzigen ten opzichte van het chassis, wat als een stijf lichaam beschouwd wordt. De overige hardpoints zijn verbonden aan het linker voorwiel en kunnen dus relatief bewegen ten opzichte van het chassis en het middelpunt van de vooras. Om de verandering van deze hardpoints te bepalen, wanneer één van de verstelbare stangen van lengte wordt gewijzigd, wordt gebruik gemaakt van hetzelfde type constraintsvergelijkingen zoals beschreven in 2.4.1. Deze constraintsvergelijkingen zijn gebaseerd op de afstandsvergelijkingen tussen de hardpoints, waarbij de afstand tussen elke hardpoint en drie andere hardpoints bekend moet zijn om de exacte positie van dat hardpoint in het cartesisch 3D-assenstelsel te bepalen. Op deze manier worden de x-, y- en z-coördinaten van elk hardpoint vastgelegd.

In totaal zijn 5 hardpoints, namelijk HP7 tot en met HP11, verbonden aan het wiel. Om de positie van deze 5 hardpoints te bepalen, zijn 15 afstandsvergelijkingen vereist (3.3 - 3.17):



Figuur 3.10: Visualisatie van de hardpointscoördinaten in een 3D ruimte

Punt 7:

$$(\mathbf{x}_7 - x_1)^2 + (\mathbf{y}_7 - y_1)^2 + (\mathbf{z}_7 - z_1)^2 = \mathbf{d}_{7,1}^2 \quad (3.3)$$

$$(x_7 - x_5)^2 + (y_7 - y_5)^2 + (z_7 - z_5)^2 = d_{7,5}^2 \quad (3.4)$$

$$(x_7 - x_6)^2 + (y_7 - y_6)^2 + (z_7 - z_6)^2 = \mathbf{d}_{7,6}^2 \quad (3.5)$$

Punt 8:

$$(\mathbf{x}_8 - x_5)^2 + (\mathbf{y}_8 - y_5)^2 + (\mathbf{z}_8 - z_5)^2 = d_{8,5}^2 \quad (3.6)$$

$$(x_8 - x_6)^2 + (y_8 - y_6)^2 + (z_8 - z_6)^2 = \mathbf{d}_{8,6}^2 \quad (3.7)$$

$$(x_8 - x_7)^2 + (y_8 - y_7)^2 + (z_8 - z_7)^2 = d_{8,7}^2 \quad (3.8)$$

Punt 9:

$$(\mathbf{x}_9 - x_5)^2 + (\mathbf{y}_9 - y_5)^2 + (\mathbf{z}_9 - z_5)^2 = d_{9,5}^2 \quad (3.9)$$

$$(x_9 - x_7)^2 + (y_9 - y_7)^2 + (z_9 - z_7)^2 = d_{9,7}^2 \quad (3.10)$$

$$(x_9 - x_8)^2 + (y_9 - y_8)^2 + (z_9 - z_8)^2 = d_{9,8}^2 \quad (3.11)$$

Punt 10:

$$(\mathbf{x}_{10} - x_3)^2 + (\mathbf{y}_{10} - y_3)^2 + (\mathbf{z}_{10} - z_3)^2 = \mathbf{d}_{10,3}^2 \quad (3.12)$$

$$(x_{10} - x_8)^2 + (y_{10} - y_8)^2 + (z_{10} - z_8)^2 = d_{10,8}^2 \quad (3.13)$$

$$(x_{10} - x_{11})^2 + (y_{10} - y_{11})^2 + (z_{10} - z_{11})^2 = d_{10,11}^2 \quad (3.14)$$

Punt 11:

$$(\mathbf{x}_{11} - x_2)^2 + (\mathbf{y}_{11} - y_2)^2 + (\mathbf{z}_{11} - z_2)^2 = d_{11,2}^2 \quad (3.15)$$

$$(x_{11} - x_4)^2 + (y_{11} - y_4)^2 + (z_{11} - z_4)^2 = d_{11,4}^2 \quad (3.16)$$

$$(x_{11} - x_8)^2 + (y_{11} - y_8)^2 + (z_{11} - z_8)^2 = d_{11,8}^2 \quad (3.17)$$

Naast de coördinaten van deze 5 hardpoints, zijn de afstanden tussen de hardpoints die de lengtes van de verstelbare stangen representeren, onbekend. Deze lengtes corresponderen namelijk met de aanpassingen die praktisch aan de wagen moeten uitgevoerd worden om de gewenste waarden van de ophangingsparameters te verkrijgen. In de afstandsvergelijkingen (3.3 - 3.17) worden de onbekende variabelen aangeduid in vetgedrukte notatie. De afstand tussen twee hardpoints, die de stangen vertegenwoordigen waarvan de lengtes niet kunnen worden aangepast omdat ze structurele elementen zijn, wordt bepaald door middel van de afstandsvergelijkingen op basis van de initiële coördinaten die worden beschreven in tabel 3.2. Deze lengtes kunnen fysiek niet veranderen en worden dus beschouwd als gekende waarden bij het oplossen van het stelsel van vergelijkingen.

Deze set van vergelijkingen resulteert in een systeem van 19 onbekenden, terwijl er slechts 15 vergelijkingen beschikbaar zijn. Dit onevenwicht creëert een situatie waarin het systeem onbepaald is, wat betekent dat er een oneindig aantal oplossingen mogelijk zijn. Om tot een eenduidige oplossing te komen, is het noodzakelijk om het systeem van extra vergelijkingen te voorzien die betrekking hebben tot de double wishbone ophanging van het linkervoorwiel. Deze extra vergelijkingen zullen de nodige beperkingen opleggen en zorgen voor de benodigde informatie om een unieke oplossing te berekenen.

Allereerst kan de totale lengte van de onderste wishbone, verbinding tussen HP6 en HP8, uitgedrukt worden in de som van de afstanden tussen HP6 - HP7 en HP7 - HP8 (3.18):

$$d_{8,6} = d_{8,7} + d_{7,6} \quad (3.18)$$

De afstand tussen HP7 en HP8 wijzigt niet omdat beide hardpoints gelegen zijn op 1 structureel lichaam. Hoewel HP6 deel uitmaakt van deze stang kunnen tussen HP6 en HP7 extra shims worden bijgeplaatst of weggehaald waardoor deze afstand variabel en bijgevolg onbekend is. Dit wordt verduidelijkt in figuur 3.6 waar de plaats voor de shims getekend is.

Daarnaast is er de gewenste afstelling van de wagen die de waarden voor de ophangingsparameters, met name de camber-, spoorhoek en gewicht, per wiel definieert. Deze parameters dienen als input voor het oplossen van het geometrisch kinematisch model dat gevormd wordt met deze set van geometrische vergelijkingen. Het is echter het doel van dit model om aan de hand van de gewenste afstelling van het linkervoorwiel van de wagen de lengtes van de verstelbare stangen te berekenen. Op deze manier moeten, wanneer deze berekende lengtes daadwerkelijk fysiek worden toegepast op de stangen van de wagen, de gemeten parameters dezelfde waarden aannemen als de beoogde gewenste afstelling. Met algoritme 1 wordt de hier beschreven werkingsprincipe van het geometrisch kinematisch model verduidelijkt.

Algoritme 1 Werkingsprincipe van het geometrisch kinematisch model

- 1: **procedure** LF (Geometrisch kinematisch model)
 - 2: **Input software:** Gewenste afstelling LF (camber-, spoorhoek en massa)
 - 3: Bepaal de nieuwe coördinaten van de hardpoints
 - 4: **Output software:** Lengtes van de verstelbare stangen
 - 5: **end procedure**
 - 6: **procedure** FYSIEK (Lengtewijziging van de stangen op de wagen)
 - 7: **Input wagen:** Output software
 - 8: Rotaties spoorstang- of dempermoer/ Aantal shims
 - 9: **Output wagen:** Gemeten afstelling LF
 - 10: **end procedure**
 - 11: **Return:** Gemeten afstelling LF = Gewenste afstelling LF
-

Om dit werkingsprincipe te kunnen toepassen moeten de 3 overige vergelijkingen die het stelsel bepaald maken, ingevuld worden. Hiervoor dient de invloed van de camber-, spoorhoek en massa in functie van de coördinaten van de specifieke hardpoints, die betrekking hebben tot het bepalen van deze waardes, uitgedrukt te worden.

Camber en spoor worden gedefinieerd als de hoeken die de geometrie en positie van het wiel ten opzichte van elkaar beschrijven. Deze hoeken kunnen worden afgeleid uit de posities van de hardpoints die de upright omschrijven. De upright is namelijk het verbindingsstuk tussen de double wishbone ophanging en het wiel en heeft daarom dezelfde ruimtelijke locatie als het wiel. Camber is de hoek tussen de helling van het wiel en de verticale as. Daarom wordt de camberhoek gesimuleerd als de cosinusverhouding van de verticale afstand tussen HP8 en HP11 en de afstand tussen deze punten in het yz-vlak. Spoor is de hoek tussen de wielas en de longitudinale as, en kan dus worden gesimuleerd als de cosinusverhouding van de afstand tussen HP10 en HP11 en de afstand tussen deze punten in het xy-vlak. De vergelijkingen voor het bepalen van de posities van de hardpoints op basis van de gewenste camber- en spoorhoeken worden gegeven door vergelijking 3.19 en 3.20:

$$\cos(\theta_{camber}) = \frac{\sqrt{(z_8 - z_{11})^2}}{\sqrt{(y_8 - y_{11})^2 + (z_8 - z_{11})^2}} \quad (3.19)$$

$$\cos(\theta_{spoor}) = \frac{\sqrt{(x_{10} - x_{11})^2}}{\sqrt{(x_{10} - x_{11})^2 + (y_{10} - y_{11})^2}} \quad (3.20)$$

Als laatste vergelijking wordt het verband tussen de lengte van de demper en het gewenste gewicht van het linkervoorwiel op de scale gebruikt. Dit verband is gebaseerd op het momentevenwicht in het revolute gewricht van HP6. De externe, verticale kracht van het gewicht van het linkervoorwiel vermenigvuldigd met de afstand van HP8, waar deze kracht aangrijpt, tot HP6 dient in evenwicht te zijn met de verticale veerkracht van de demper aangrijpend in HP7. Hierbij kan de veerkracht uitgedrukt worden als de vermenigvuldiging van het lengteverschil tussen HP1 en HP7 in belaste en onbelaste toestand en de veerconstante samen met de preload van de demper, welke beide terug te vinden zijn in de technische handleiding van Porsche [4].

Vergelijkingen 3.21 en 3.22 geven het hierboven beschreven verband tussen het gewenste gewicht van het linkervoorwiel en de lengte van de veer:

$$d_{7,1} = d_{7,1 \text{ Onbelast}} - \frac{\frac{F_g}{d_{6,8}} - \text{Preload}}{\text{Veerconstante}} \quad (3.21)$$

Met:

$$\sin(\alpha) = \frac{\sqrt{(z_7 - z_1)^2}}{d_{7,1}} \quad (3.22)$$

Na een gedetailleerde beschrijving van het systeem bestaande uit 19 vergelijkingen voor het vastleggen van de bewegingsbeperking van het ophangingsysteem, kan in de volgende paragraaf overgegaan worden tot het bespreken van de implementatie van het model. Het doel van deze implementatie is om op basis van de gewenste ophangingsparameters de lengtes van de verstelbare stangen te berekenen. Hierdoor wordt het mogelijk om de juiste configuratie van het ophangingsysteem te bepalen, dat voldoet aan de gewenste specificaties en prestatiedoelen. In de komende sectie worden de stappen en berekeningen uiteengezet die nodig zijn om dit model succesvol te implementeren.

3.3.3 Implementatie van het geometrisch kinematisch model in Matlab

Hoewel vanuit NGT Racing de vraag werd gesteld om een open-source solver te ontwikkelen, is er in eerste instantie gekozen om het model in Matlab te implementeren. Matlab biedt namelijk gebruiksvriendelijke functies voor het oplossen van complexe stelsels van vergelijkingen. Gezien de aanwezigheid van verschillende machten en geometrische functies in het bovenstaand beschreven model, zijn er meerdere mogelijke oplossingen voor de niet-lineaire vergelijkingen beschreven in dit systeem. Dit vereist een begeleiding van het systeem naar de juiste oplossingswaarde. In Matlab kan de functie "fsolve" hiervoor gebruikt worden. Zodra het volledige ophangingsmodel van de wagen succesvol is gevalideerd, zal de volgende fase gericht zijn op het implementeren van het model in Python.

De functie fsolve in Matlab gebruikt een numerieke oplossingsmethode voor het bepalen van de oplossingen van een systeem bestaande uit niet-lineaire vergelijkingen. Hierdoor zijn de oplossingen van de onbekenden voor de fsolve functie gelijk aan de waarden waarvoor iteratief het verschil tussen de weerszijde van de vergelijkingen geminimaliseerd wordt [34]. Opdat de solver niet vast blijft hangen bij een lokaal minimum, moet een initiële schatting voor de onbekende hardpointscoördinaten en lengtes gegeven worden. Deze initiële schatting voor de onbekenden van het geometrisch model wijken niet meer dan 50 mm af van de coördinaten bepaald in sectie 3.3.1. Hetzelfde geldt voor de schatting van de onbekende lengtes. Het resultaat van de initiële lengtes wordt weergegeven in de kolom 'Afstandsvergelijking coördinaten' in tabel 3.3. De lengtes bekomen met de afstandsvergelijkingen zijn niet de schattingen die meegegeven worden aan het model, maar wel de effectieve lengtes die op basis van de initiële coördinaten uit 3.3.1 bepaald werden. In dezelfde tabel worden de oplossingen van de onbekende verstelbare lengtes uit het model weergegeven.

Op basis van deze tabel kan geconcludeerd worden dat de berekende lengtes, verkregen via de geometrisch kinematische analyse, dicht bij elkaar liggen voor de initiële waarden. Deze observatie

Tabel 3.3: Vergelijking van de berekende lengtes uit het geometrisch kinematisch model met de lengtes bepaald uit 3.3.1 voor de verstelbare stangen

Lengte	Geometrisch kinematisch model [mm]	Afstandsvergelijkingen coördinaten [mm]
$d_{7,1}$	629	639
$d_{7,6}$	303	306
$d_{10,3}$	491	495

doet vermoeden dat de berekende lengtes verkregen met behulp van de kinematische modellering een betrouwbare benadering vormen.

In het volgende hoofdstuk van dit onderzoek zal het opgebouwde model worden onderworpen aan verificatie. Hierbij zullen echter niet de ophangingsparameters zelf als input worden gebruikt, maar in plaats daarvan de lengtewijzigingen van de verstelbare stangen en zijn de ophangingsparameters de output. Dit omdat de meetapparatuur op de wagen toe laat deze parameters nauwkeurig te bepalen, terwijl dat niet het geval voor de lengtes. Deze aanpak stelt in staat om de effecten van de verschillende lengtes op het ophangingsysteem te onderzoeken en te beoordelen of het model in staat is om de werkelijke veranderingen van de ophangingsparameters te reproduceren wanneer dezelfde lengtewijziging zowel fysiek als in het model wordt doorgevoerd.

Hoofdstuk 4

Experimentele validatie van kinematisch model

4.1 Inleiding

Voor de verificatie van het model dienen de berekende hoeken en gewichten vergeleken te worden met de werkelijke resultaten. Hiervoor dient praktisch een single-factor experiment op de wagen uitgevoerd te worden waar afwisselend de verschillende ophangingsparameters stapsgewijs van grootte worden gewijzigd. Hetzelfde experiment kan uitgevoerd worden met het opgebouwd geometrisch kinematisch model waardoor de werkelijke en de gesimuleerde effecten van een parameterwijziging op de overige ophangingsparameters telkens met elkaar vergeleken kunnen worden.

De te wijzigingen ophangingsparameters zijn de camber-, spoorhoek, kashoogte en de vier hoekgewichten van de wagen voor het bepalen van het procentueel verschil in kruisgewicht. In de praktijk veranderen deze parameters door de lengte van één van de verstelbare stangen aan te passen. Hierdoor kan een experimentele aanpassing van bijvoorbeeld de lengte van de spoorstang gesimuleerd worden in het model. In de praktijk is het aantal rotaties van de spoorstangmoer de input voor de lengtewijziging. Deze lengtewijziging is gelijk aan het aantal rotaties van de spoorstangmoer vermenigvuldigd met de spoed van de schroefdraad op de spoorstang. Diezelfde lengtewijziging kan vervolgens in het model meegegeven worden als de afstand tussen de hardpoints die overeenkomen met de posities van de eindpunten van de spoorstang. De verandering van deze posities heeft vervolgens effect op de posities van de overige hardpoints waaruit het model is opgebouwd waardoor dit zal resulteren in de verandering van de ophangingsparameters. Hierdoor kunnen de effecten op de ophangingsparameters door de lengtewijziging enerzijds fysiek op de wagen als anderzijds gesimuleerd in het model met elkaar vergeleken worden.

Het hoofddoel van dit hoofdstuk is om het model experimenteel te valideren en om de afwijkingen tussen de waargenomen en gemodelleerde effecten te onderzoeken en te verklaren. Daarnaast is er nog een bijkomend doel om het model te kalibreren, want met de initiële lengtes van de stangen wordt een camberhoek van 6° en een spoorhoek van 8° berekend. Deze ordegrrootte is niet correct. In de praktijk ligt de camberhoek tussen de 0° en 5° en ligt de spoorhoek tussen de -1° en 1° . Dit verschil in ordegrrootte wijst op een offset die in rekening genomen moet worden bij de berekening van de camber- en spoorhoek omwille van de geometrie van de upright. In dit hoofdstuk wordt geprobeerd de grootte van deze offset te achterhalen.

4.2 Methode

4.2.1 Test in theorie

In eerste instantie wordt het model gevalideerd op basis van een testmethodiek zoals hierboven beschreven. Indien het model daarna correct bevonden wordt, kan de offset bepaald worden. Indien het model onjuist blijkt te zijn, kan verder onderzoek worden uitgevoerd om de effecten te analyseren van een verandering in één ophangingsparameter van het linker voorwiel op de andere ophangingsparameters van alle wielen. Hierdoor kan een meer nauwkeurig beeld worden verkregen van de relaties tussen de verschillende ophangingsparameters.

Het uitgangspunt is om vanuit een positie te vertrekken waarbij de spoorhoek en camberhoek op elk wiel 0° bedraagt. Deze waarneming wordt genoteerd als de initiële beginpositie. Vervolgens worden uitsluitend parameters aangepast aan het linker voorwiel, aangezien dit het enige wiel is waarvoor het model is geconstrueerd. Zo wordt allereerst de spoorstang op zijn maximale lengte gebracht. De gemeten parameters van elk wiel worden opgeschreven. Daarna wordt de spoorstang stapsgewijs met één rotatie per keer verkort om zo van een minimale spoorhoek naar een maximale spoorhoek te evolueren. Na elke rotatie worden opnieuw alle gemeten parameters van alle wielen opgeschreven. Hierna wordt de demper met één rotatie omhoog gedraaid, zodat deze langer wordt. Tegelijkertijd wordt ook de lengte van de spoorstang weer op het maximale niveau gebracht, waarna alle parameters van alle wielen opnieuw worden vastgelegd. Deze cyclus wordt herhaald totdat de demper op zijn maximale lengte is gedraaid. Op dat moment wordt de demper terug tot zijn minimale stand gedraaid en wordt de spoorstang opnieuw tot zijn maximale lengte gedraaid. De parameters op dit moment worden eveneens genoteerd als referentiepunt om te vergelijken met het startpunt. Om daarna de lengte van de onderste wishbone aan te passen worden er shims van 1 mm bijgestoken in de onderste wishbone, zoals op figuur 4.1(a). Op deze manier wordt origineel de camberhoek aangepast. Een voorbeeld van een shim van 8 mm dikte wordt voorgesteld door figuur 4.1(b). Op die manier wordt de camberhoek aangepast. Hierna worden opnieuw alle gemeten parameters genoteerd en herhaalt de eerdere cyclus zich opnieuw. Het bijplaatsen van cambershims kan herhaald worden totdat de onderste wishbone zijn maximale lengte bereikt.

4.2.2 Opbouwen testopstelling

Om het probleem en de wagen zo goed mogelijk te begrijpen wordt verwacht dat de volledige opstelling autonoom wordt opgebouwd, enkel gebruikmakend van de procedure en tips van de mechaniekers, zonder bijkomende praktische ondersteuning. Om de volledige wagen klaar te maken voor de meting moeten een aantal stappen doorlopen worden. Deze stappen worden hieronder verder toegelicht.

Allereerst moet de wagen omhoog gekrikt met de pneumatische krik. Op dat moment worden de safety's op hun plaats gezet. Het onderste rode deel op figuur 4.2 wordt rond de pneumatische krik gezet. Hierna kan de krik worden teruggetrokken en rust de wagen volledig op de safety's. Op dit moment worden de standaard transportwielen van de wagen gehaald. Om daarna voor extra hoogte (en dus werkruimte) te zorgen worden de metalen plaatjes op de onderste safety ingedrukt en wordt de pneumatische krik opnieuw onder druk gezet waardoor de krik op de metalen plaatjes duwt en dus de wagen verder omhoog duwt. Hierna wordt ook de bovenste (smallere) safety rond



(a) Plaats shims in onderste wishbone



(b) 8 mm camber shim

Figuur 4.1: Aanpassen van de lengte van de onderste wishbone

de pneumatische krik geplaatst. Op deze manier kan er veilig met relatief veel plaats onder de wagen gewerkt worden. Daarna wordt de wagen voorzien van het gemiddelde gewicht tijdens een race. Dit wil zeggen dat er 35 liter aan brandstof in de wagen wordt gepompt en dat er 10kg gewicht aan de pedalen en 65kg gewicht op de bestuurderszetel wordt gelegd. Hierna worden de set-upwielen gemonteerd op de wielnaven. Wanneer de set-upwielen gemonteerd zijn, kan het stuur recht gezet worden door middel van een waterpas-systeem. Het stuur wordt recht gehouden door middel van spanriemen tussen het stuur en de rolkooi, zoals zichtbaar in figuur 4.3.



Figuur 4.2: Pneumatische krik en safety's

Om een juiste meting van het gewicht te bekomen is het belangrijk dat de scales op een perfect vlak staan. Uiteraard is dit niet altijd mogelijk, waardoor er een extra systeem wordt voorzien waarmee de scales volledig vlak kunnen gezet worden door middel van een laser. De scales hebben elk op drie hoekpunten een schroef staan waarmee de hoogte op elke hoek nauwkeurig kan aangepast worden. Op elk van deze hoeken staat een zwart topje met zilveren lijn. Wanneer de groene laser wordt geplaatst, moet ervoor gezorgd worden dat op elke hoek van elke scale de schroef op zo een manier gedraaid wordt dat de groene laser zichtbaar is op het zilveren streepje van de scale. Dit is zichtbaar in figuur 4.4. Deze afstelling is eveneens noodzakelijk voor het



Figuur 4.3: Stuur waterpas en aan rolkooi bevestigd

bepalen van de kashoogte. Dit wordt verder verduidelijkt in hoofdstuk 4.2.4.

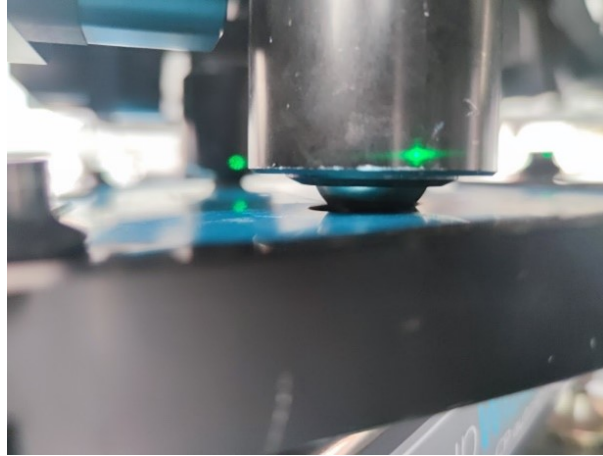


Figuur 4.4: Groene laser op zilveren streepje van scale

Wanneer de scales correct vlak staan, kan de wagen neergelaten worden met de set-upwielen op de scales. Onderaan de set-upwielen staan twee ball-joints zoals in figuur 4.5. Deze ballen zorgen ervoor dat de wagen met een minimum aan wrijving kan rollen over de scales. Dit is nodig omdat bij het aanpassen van de ophanging, het contactvlak van de wielen beperkt gaat verplaatsen. Om ervoor te zorgen dat de wagen niet volledig vrij blijft bewegen over de scales, worden linksvoor blauwe plaatjes gebruikt die rond de ball-joints geplaatst worden. Deze zorgen ervoor dat het set-upwiel linksvoor steeds in het midden van de scale blijft staan. Rechtsachter worden eveneens blauwe plaatjes voorzien, maar in de vorm van een gleuf. Het set-upwiel rechtsachter kan dus wel naar voor en achter bewegen, maar niet naar links of rechts. Wanneer de wagen op de scales staat, kunnen de lasersensoren voor de uitlijning bevestigd worden op de set-upwielen en kunnen alle apparaten (zoals de scales en lasers) geactiveerd worden. Wanneer deze apparaten volledig opgestart zijn, kunnen de werkelijke metingen starten. Hoe de volledig afgewerkte opstelling eruit ziet op het linker voorwiel, is zichtbaar in figuur 4.6.

De meting van het gewicht op elke hoek van de wagen gebeurt door middel van het softwareprogramma van set-upWizzard, een ontwikkeling van CP Autosport. De scales worden met dit softwareprogramma gekoppeld, waarna de gewichten en hun afgeleiden zoals de kruisgewichten zichtbaar zijn op het computerscherm. De onzekerheid op de meetresultaten die met de

set-upwizzard apparatuur wordt bekomen, is onbekend. De uitlijningsparameters worden opgemeten door middel van Beissbarth Microline 5000 uitlijningsapparatuur. Deze lasers worden bevestigd op de set-upwielen en kunnen aan de hand van elkaars stralen de uitlijningsparameters bepalen met een nauwkeurigheid van 0.05 graden volgens de fabrikant. Deze parameters worden verzameld in het softwarepakket van Beissbarth en worden gevisualiseerd op een tweede scherm.



Figuur 4.5: Ball-joints onderaan set-upwielen



Figuur 4.6: Volledige meetopstelling linksvoor

Om in het model een verband te maken tussen het aantal toeren dat op de spoorstang zou moeten gedraaid worden en het verschil in lengte dat deze verandering met zich meebrengt, wordt de spoed van de spoorstang experimenteel bepaald. Zoals zichtbaar in figuur 4.7(a) wordt allereerst de spoorstang op zijn minimale lengte geplaatst. Hierna worden er zorgvuldig 30 toeren gedraaid met de spoorstang, waardoor deze een bepaalde verlenging krijgt. Deze verlenging wordt opgemeten zoals in figuur 4.7(b) en blijkt 30 mm te zijn. Hieruit kan geconcludeerd worden dat de spoed van de spoorstang 1 mm bedraagt. Bij wijze van validatie wordt de spoorstang opnieuw 10 toeren langer gedraaid, waardoor het totaal op 40 toeren komt. De totale verlenging ten opzichte van de begintoestand blijkt 40 mm, waarmee bevestigd wordt dat de spoed van de spoorstang 1 mm bedraagt. Wanneer de spoorstang 1 toer verdraaid wordt, zal deze stang dus 1 mm langer of korter worden.



(a) Spoorstang op minimale lengte

(b) Spoorstang 30 toeren verdraaid

Figuur 4.7: Bepalen spoed van spoorstang

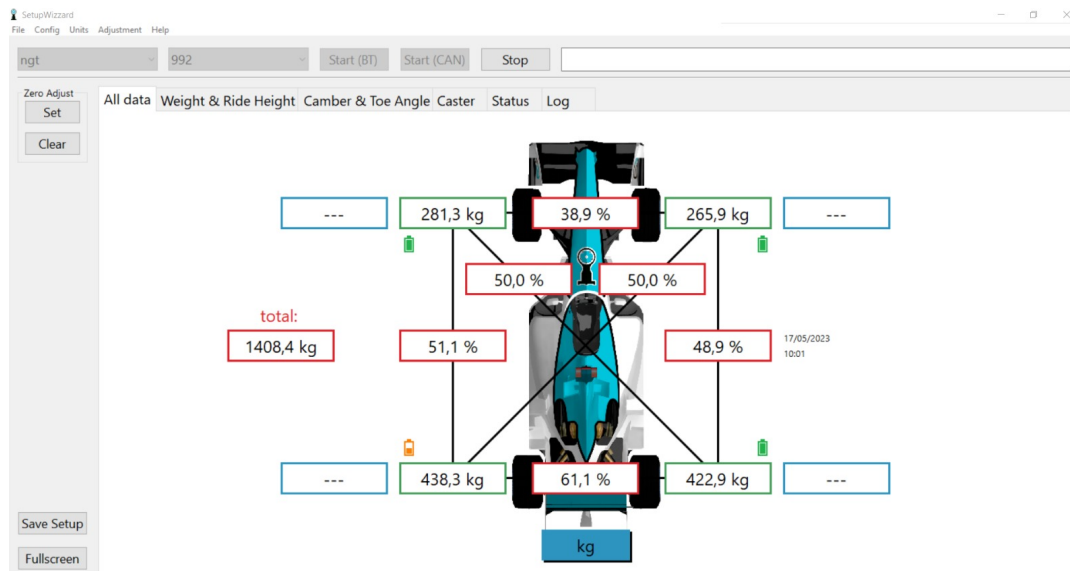
4.2.3 Meetmethode

In eerste instantie worden alle variabele stangen op een standaard lengte gezet. Zo worden er op elke hoek shims van in totaal 12 mm dikte per hoek toegevoegd. De spoorstang wordt verdraaid zodat het meetsysteem een hoek van (ongeveer) $0^{\circ} 0'$ aangeeft. Op dit moment worden hoeken gemeten zoals op figuur 4.8(a). Figuur 4.8(b) geeft weer wat de gewichtsverdeling is op dat moment.

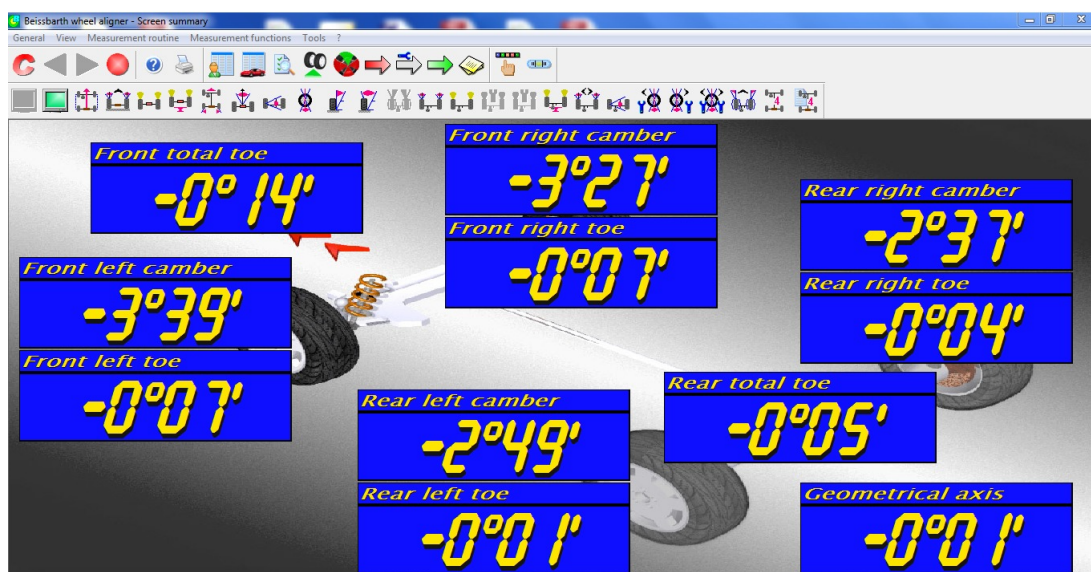
De spoorhoek en camberhoek worden tijdens deze test op één van de meest moderne manieren gemeten. Door middel van laserbakken die elkaars laserstraal opvangen, kunnen de betreffende hoeken zeer snel en doeltreffend afgelezen worden op een scherm. Voordat deze manier met lasers bedacht werd, werden vooral touwtjes met een meetlat gebruikt om de afwijking tussen banden te bepalen. Deze twee koorden worden evenwijdig met de auto, langs de banden gespannen. De afstand tussen de band en dit touw kan daarna omgerekend worden naar de spoorhoek. Dit werd eveneens uitgetest voor één meting, maar bleek minder nauwkeurig en tijdsintensiever dan het aflezen van de laser apparatuur.

Wanneer alle spoorhoeken op 0° staan en de camberhoeken hebben een standaard waarde, kunnen de spoorstang en demper linksvoor op hun minimale waarde gezet worden. Van hieruit wordt, zoals in de theoretische beschrijving, de spoorstang per rotatie tot zijn maximale waarde gedraaid en wordt na elke rotatie alle parameters genoteerd. De spoor- en camberhoek kunnen op het scherm afgelezen worden zoals in figuur 4.8(a). De gewichten en de afgeleiden hiervan kunnen afgelezen worden op een ander scherm zoals in figuur 4.8(b). De kashoogte wordt afgelezen op een staafje met een veer in, wat onder speciaal voorziene plaatsen van de wagen wordt geplaatst, welke zichtbaar zijn op figuur 4.9. Op de geveerde staaf staan vaste maatstreepjes. De reële kashoogte kan dan afgelezen worden op de plaats waar de groene laser een lijn toont op deze geveerde staaf. Deze groene laser is dezelfde die gebruikt wordt voor het afstellen van de scales. Daarom is het dus belangrijk dat de scales op één vlak staan met deze laser. Het aflezen en het staafje zijn zichtbaar op figuur 4.10.

Tijdens het aanpassen van de geometrie bleek dat het verdraaien van de spoorstang terwijl de demper linksvoor op een minimale lengte stond, zorgde voor een overbelasting (overload) op de



(a) Hoeken



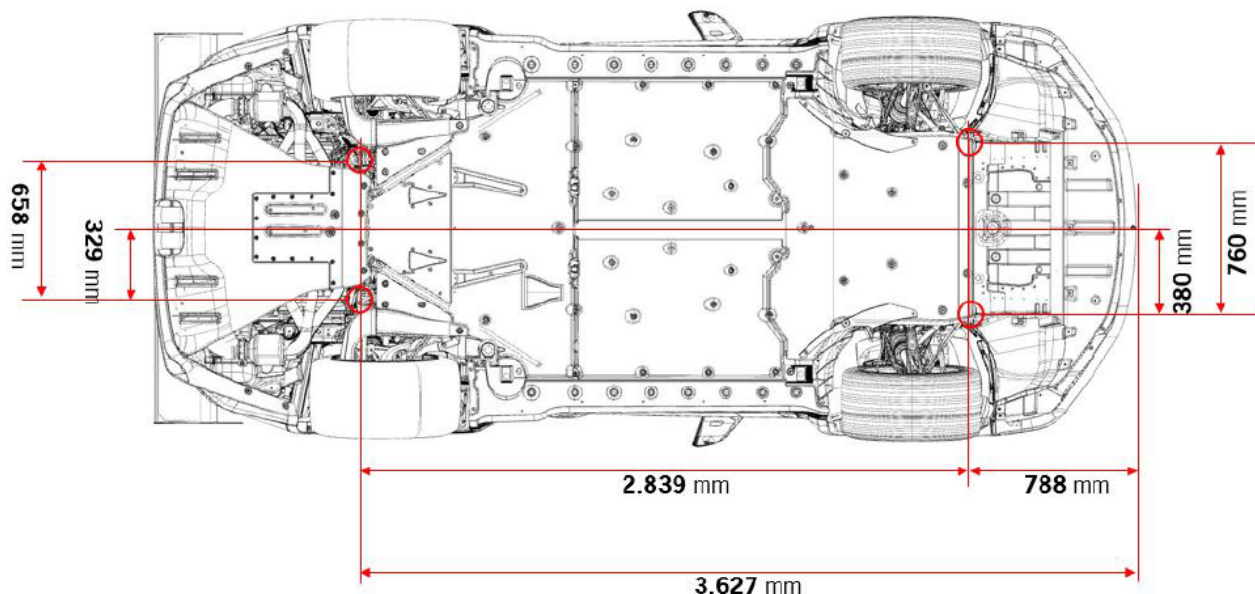
(b) Gewichten

Figuur 4.8: Metingen hoeken en gewichten in beginconditie

scale links achter. Doordat de linker voorhoek lager zal liggen, zal er meer gewicht op het linker achterwiel komen. Uiteindelijk wordt dit meer dan 510 kg, waardoor de scale een error aangeeft. Om dit probleem op te lossen wordt de demper ineens met twee toeren gedraaid in plaats van één. Tijdens het meten blijkt dat dit het probleem oplost doordat er meer gewicht op de linker voorhoek komt en dus minder op de linker achterhoek. Alle cycli worden verder op correcte wijze doorlopen tot op het moment dat de camber moet worden aangepast.

Het opzetten van de meetopstelling vergt aanzienlijk veel tijd, zoals beschreven in paragraaf 4.2.2, waardoor de beschikbare tijd voor de metingen beperkt is. Om toch gegevens te verkrijgen over de verandering in camber, is besloten om alleen de invloed van aanpassingen aan de lengte van de onderste wishbone te onderzoeken, zonder tegelijkertijd aanpassingen aan de spoorstang of demper te maken. Hoewel dit resulteert in minder meetpunten, kan er nog steeds waardevolle informatie worden verkregen.

Positionen Fahrhöhenmesspunkte/ ride height measuring positions



Figuur 4.9: Meetpunten voor de kashoogte [17]

4.3 Resultaten

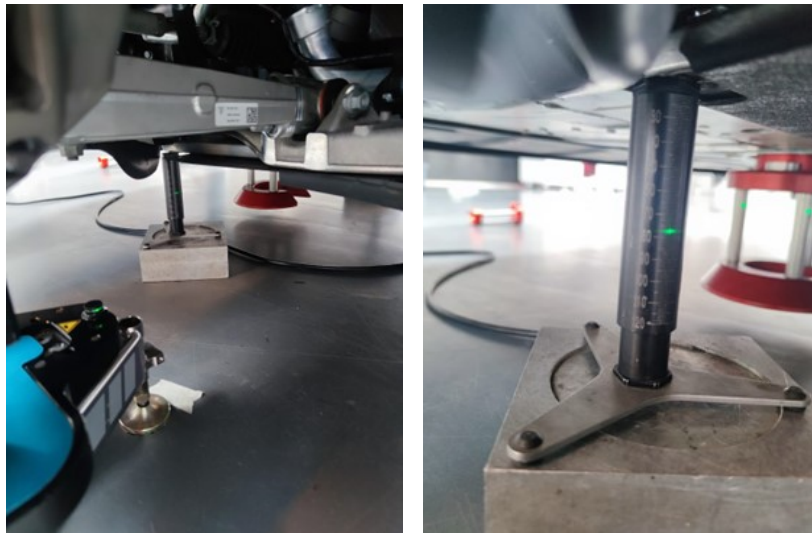
Bij het interpreteren van de resultaten van deze test is het belangrijk om in het achterhoofd te houden dat aanpassingen enkel zijn uitgevoerd op de geometrie van de ophanging van het linker voorwiel. Wanneer aanpassingen zouden worden uitgevoerd op meerdere wielen, zoals bijvoorbeeld aan beide kanten van een as, gaan de resultaten wellicht verschillen. Deze test wordt uitgevoerd in hoofdstuk 5.

Nadat de lengte van de spoorstang volledig van minimaal naar maximaal gedraaid is, wordt de lengte van de spoorstang terug op minimaal gezet en wordt de demper één rotatie omhoog gedraaid. Vanaf dat moment begint er een nieuwe meting, waarbij de spoorstang opnieuw van minimale lengte naar maximale lengte wordt gedraaid. Deze nieuwe metingen worden in eenzelfde figuur weergegeven met verschillende kleuren. Deze kleurencode wordt op elke figuur van hoofdstuk 4.3.1 op dezelfde manier toegepast. De betreffende legende wordt verduidelijkt door figuur 4.11.

4.3.1 Verandering van de lengte van de spoorstang en de lengte van de demper

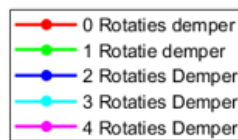
Effect op de camberhoek

Wanneer de spoorstang verkort wordt, is op figuur 4.12 merkbaar dat de camberhoek van het linker voorwiel kleiner wordt. Op de andere wielen zal een verandering van de spoorstang links weinig tot geen invloed hebben. Wanneer de demper omhoog gedraaid wordt (en dus langer gemaakt wordt) valt op dat de camberhoek zal dalen. Rechtsvoor en rechtsachter vertonen op hun beurt hetzelfde gedrag, terwijl linksachter een tegengesteld gedrag vertoont. Wanneer de demper omhoog gedraaid wordt, zal de camberhoek linksachter dus verhogen. In de grafiek is er af en toe een kleine afwijking waarneembaar, maar deze kan te wijten zijn aan de nauwkeurigheid van het meetapparaat. Deze ligt namelijk om en bij de 2 minuten. Een grotere afwijking van



(a) Locatie meetstaaf in werkelijkheid (b) Aflezen van meetstaaf

Figuur 4.10: De locatie en het aflezen van de kashoogte



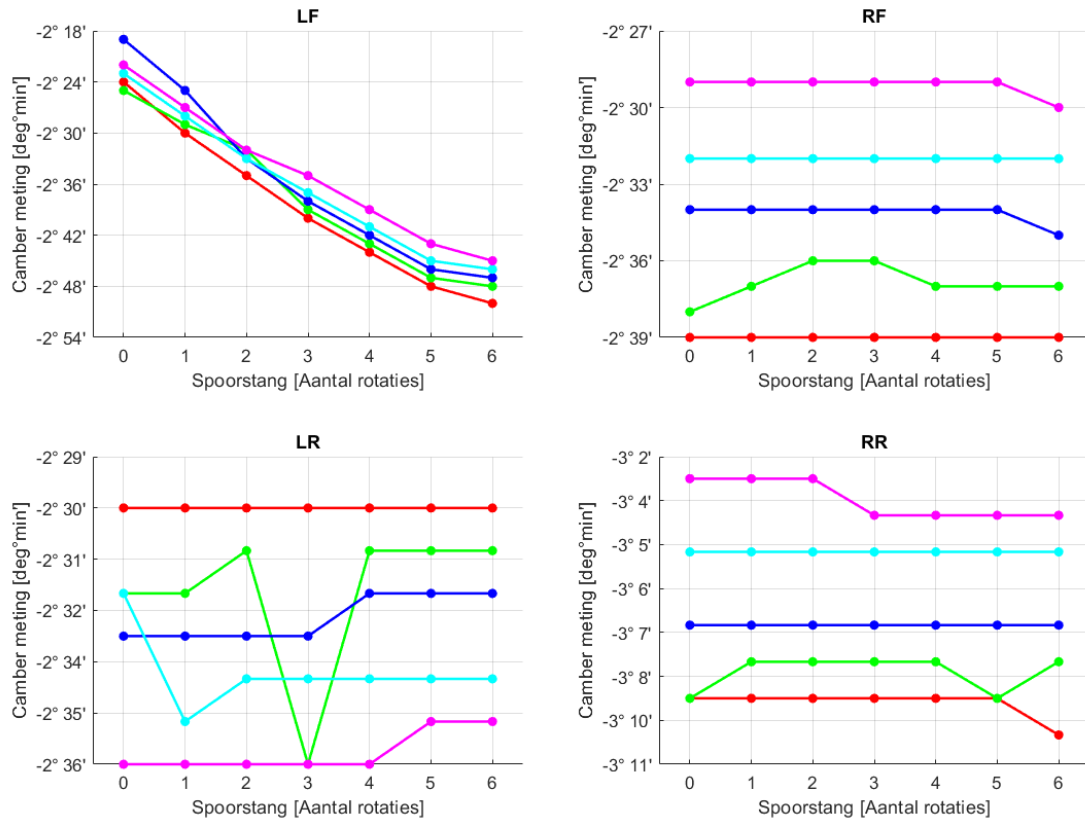
Figuur 4.11: Legende verandering lengte demper

de normale resultaten komt eveneens voor op het linker achterwiel, maar blijkt achteraf het resultaat van een meetfout. Door de manier van bevestiging en mogelijke verschuivingen van de uitlijningskit van Beisbarth wordt de onnauwkeurigheid groter, wat eveneens kan leiden tot afwijkende waarden zoals waarneembaar in figuur 4.12.

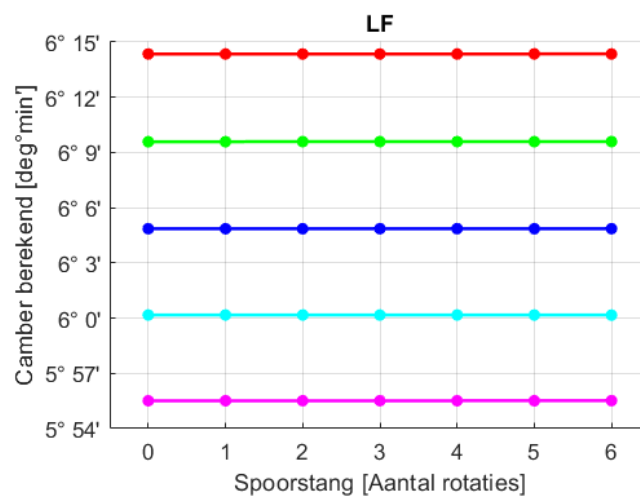
In vergelijking met de berekende waarden van de camberhoek linksvoor valt het op dat de trendlijn van het model in figuur 4.13 niet klopt. De camberhoek zal in praktijk wel degelijk veranderen bij het veranderen van de spoorstang, terwijl dat in het model niet het geval is. Bij verandering van de voorspanning van de demper lijkt het verschil tussen de eerste meetpunten telkens even groot bij de gemeten en berekende waarden, maar het verband is omgekeerd zoals zichtbaar wanneer figuur 4.13 en figuur 4.12 met elkaar vergeleken worden. Dit kan verklaard worden door een fout in de berekening van de gewichten, waarbij rekening wordt gehouden met de lengte van de veer in plaats van de lengte van de demper. De veer zit namelijk rond de demper maar heeft geen invloed op de lengte van de demper in een statische situatie. In het model wordt de aanname gemaakt dat een groter gewicht zal zorgen voor een indrukking van de veer, waardoor de lengte van de demper kleiner wordt. Deze aanname blijkt foutief, aangezien de lengte van de veer, noch de lengte van de demper zal veranderen bij gewichtsverandering. Dit besluit wordt eveneens gestaafd in de resultaten van hoofdstuk 5.

Effect op de spoorhoek

De verandering van de lengte van de spoorstang linksvoor heeft onmiskenbaar een directe invloed op de spoorhoek linksvoor, blijkt uit figuur 4.14. Wanneer de spoorstang korter wordt gemaakt zal de spoorhoek groter worden, zoals verwacht uit de geometrie in figuur 3.6. Verder heeft een verandering van de spoorstang linksvoor geen duidelijke invloed op de spoorhoek van andere

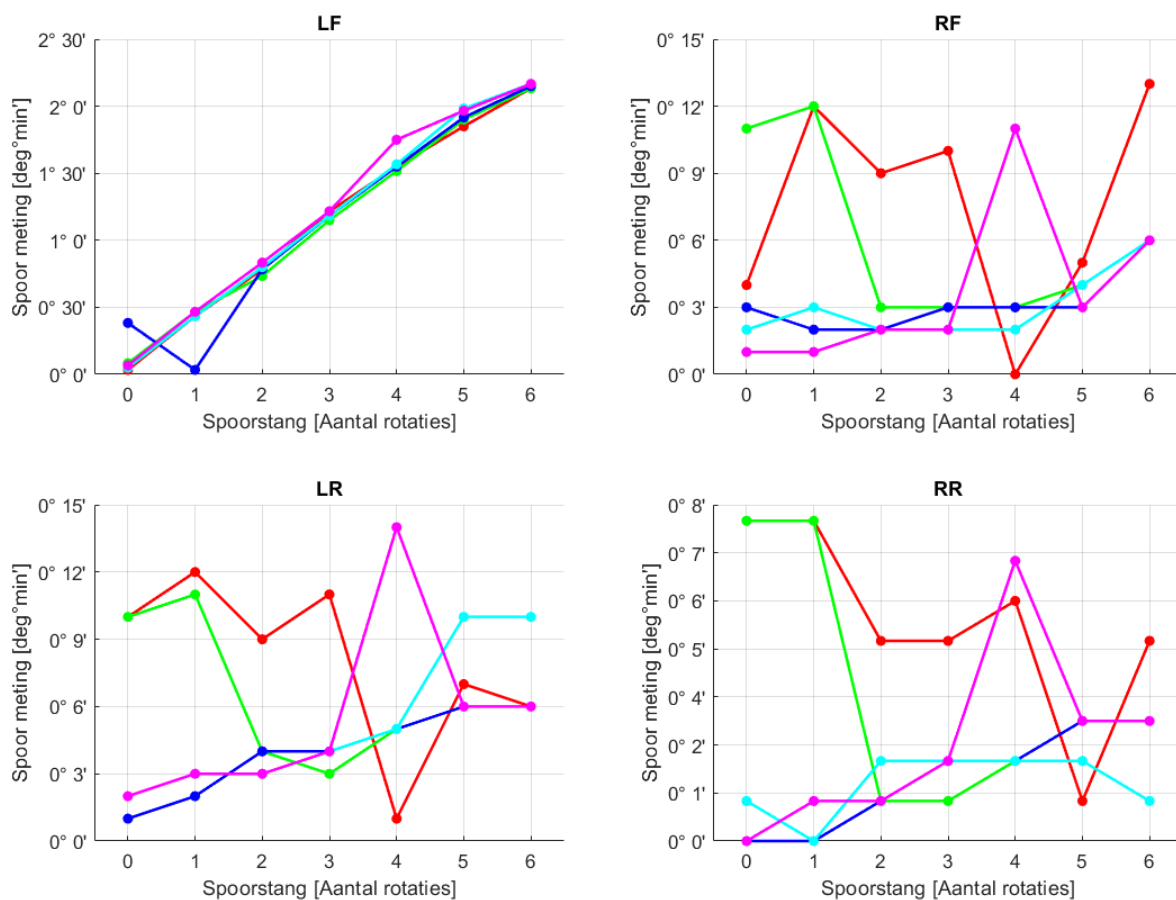


Figuur 4.12: Testresultaten van verandering van spoor en voorspanning op camber



Figuur 4.13: Berekende waarden van camber

wielen van de wagen. Uit de grafiek in figuur 4.14 blijkt dat er geen duidelijke trendlijn door de punten kan gevormd worden, maar dat de punten wel tot 15 minuten van elkaar liggen. Hieruit kan besloten worden dat de nauwkeurigheid van de meting van het spoor slechts tot 15 minuten precies kan gaan met de beschikbare apparatuur.



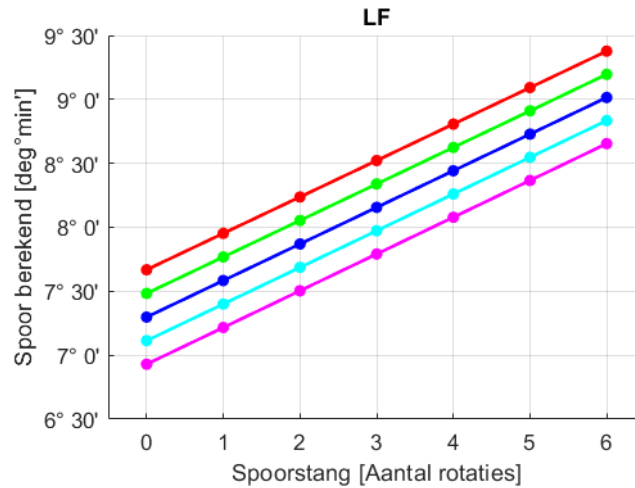
Figuur 4.14: Testresultaten van verandering van spoor en voorspanning op spoor

Wanneer de demper omhoog wordt gedraaid, blijkt dat het spoor enkele minuten hoger ligt dan ervoor, maar deze invloed is verwaarloosbaar. Bij de metingen blijkt dat bij twee rotaties van de demper (de blauwe lijn) en na één rotatie van de spoorstang een fout in de metingen is gebeurd. Dit kan het afwijkende verloop aan het begin van de blauwe grafiek verklaren.

In figuur 4.15 blijkt dat de berekende waarden ook een stijging van het spoor vertonen. Bovendien is duidelijk zichtbaar dat de grootteorde van de verandering van de spoorstang consistent is tussen het eerste en het laatste meetpunt. Een opmerkelijke observatie is dat een verdraaiing van de demper in de metingen geen invloed heeft op de spoorhoek, terwijl dit wel het geval is bij de berekende waarden. Hieruit kan worden geconcludeerd dat er opnieuw een fout aanwezig is in het model.

Effect op de massa

Uit de resultaten in figuur 4.16 blijkt dat het verkorten van de spoorstang zorgt voor een daling van de massa op het linker voorwiel met ongeveer 15 kg per toer. Het rechter achterwiel vertoont hetzelfde gedrag, eveneens met ongeveer 15 kg per toer. Rechtsvoor en linksachter vertonen



Figuur 4.15: Berekende waarden van spoor

echter een omgekeerd gedrag. Hier zal een verkorting van de spoorstang linksvoor voor een verhoging van de massa met ongeveer 13 kg zorgen. Wanneer de demper linksvoor omhoog wordt gedraaid, zal eveneens het gewicht van zowel de linker voorhoek als de rechter achterhoek verhogen. De trendlijn blijft echter dalend en de verschillen tussen begin en eindpunt van de variatie van de spoorstang blijven eveneens even groot. Rechtsvoor en linksachter hebben opnieuw een omgekeerd verband. Wanneer de demper linksvoor omhoog wordt gedraaid, zal het gewicht op de rechter voorhoek en de linker achterhoek afnemen.

De berekende waarden voor de linker voorhoek geven een fout beeld in figuur 4.17. Deze lijken in het model constant te blijven bij wijziging van de spoorstang, terwijl dat in werkelijkheid niet het geval is. Wanneer de demper omhoog wordt gedraaid, lijkt het alsof het gewicht lager wordt, terwijl dit in werkelijkheid opnieuw niet het geval is. Hieruit kan geconcludeerd worden dat de vergelijking van de massa in het model niet klopt. Wellicht is het te eenvoudig om er vanuit te gaan dat enkel de lengte van de demper invloed heeft op de massa en bijvoorbeeld de spoorstang niet. In de conclusie van dit hoofdstuk zal dieper worden ingegaan op deze specifieke fout, evenals andere duidelijke fouten die zijn ontdekt. Op deze manier wordt een volledig overzicht gegeven van de verschillende tekortkomingen die in dit hoofdstuk aan bod komen, waardoor een grondige evaluatie van het onderwerp mogelijk is.

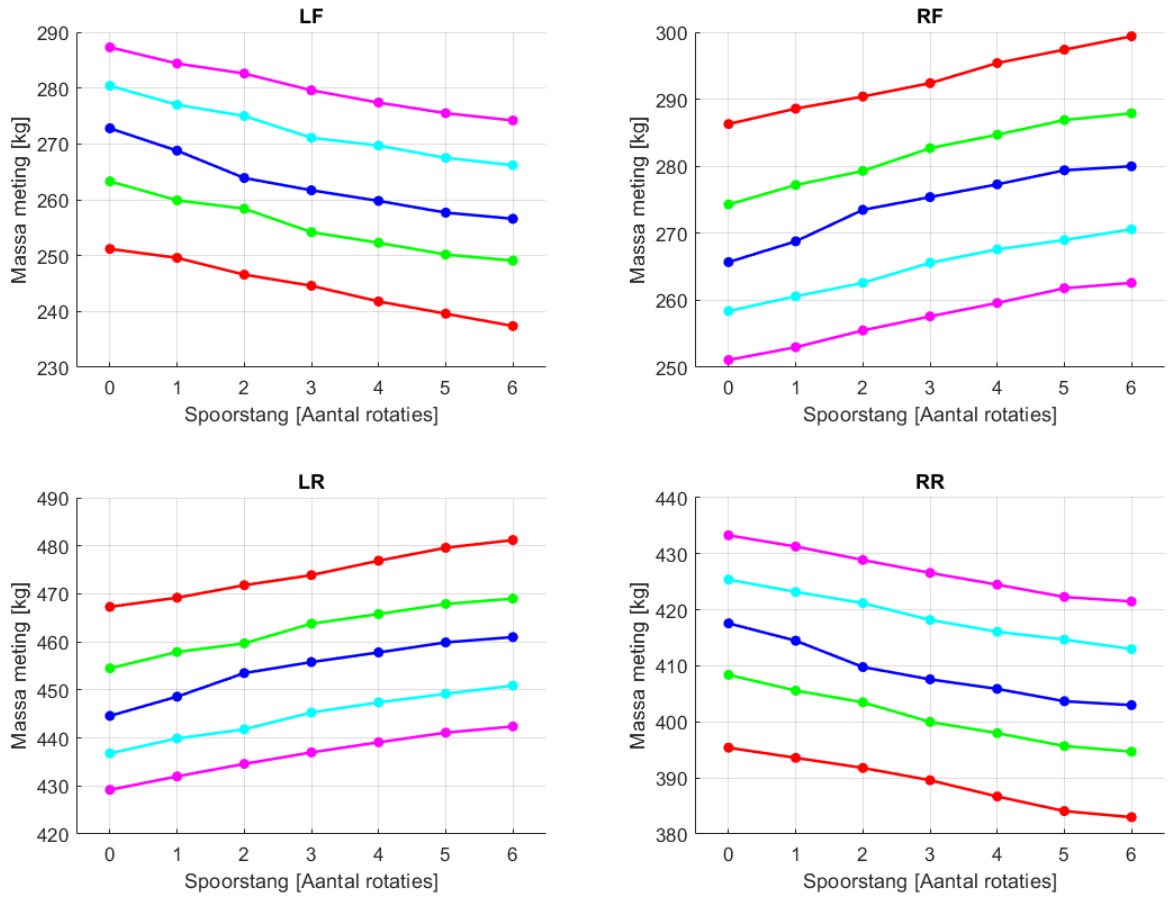
Effect op de kashoogte

Wat opvalt binnen de grafiek op figuur 4.18 van de kashoogtes is dat tijdens het aanpassen van de spoorstang, de kashoogte niet zal wijzigen. Het verdraaien van de demper heeft vooral op de kashoogte linksvoor wel een relatief kleine invloed. Wanneer de demper linksvoor omhoog gedraaid wordt, zal de kashoogte linksvoor evengoed hoger worden, wat logisch is gezien de geometrie van de ophanging. De kashoogte rechtsvoor zal 2 mm stijgen over het gehele meetinterval, terwijl de kashoogte linksachter 1 mm stijgt. De kashoogte rechtsachter heeft een omgekeerd gedrag. Deze zal 1 mm zakken wanneer de andere hoeken stijgen.

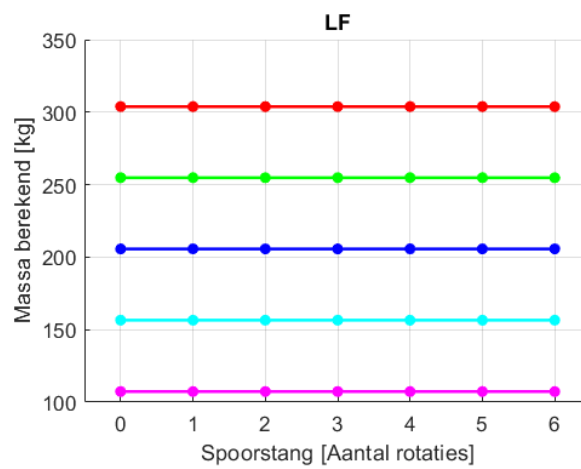
4.3.2 Verandering van de lengte van de onderste wishbone

Effect op de camberhoek

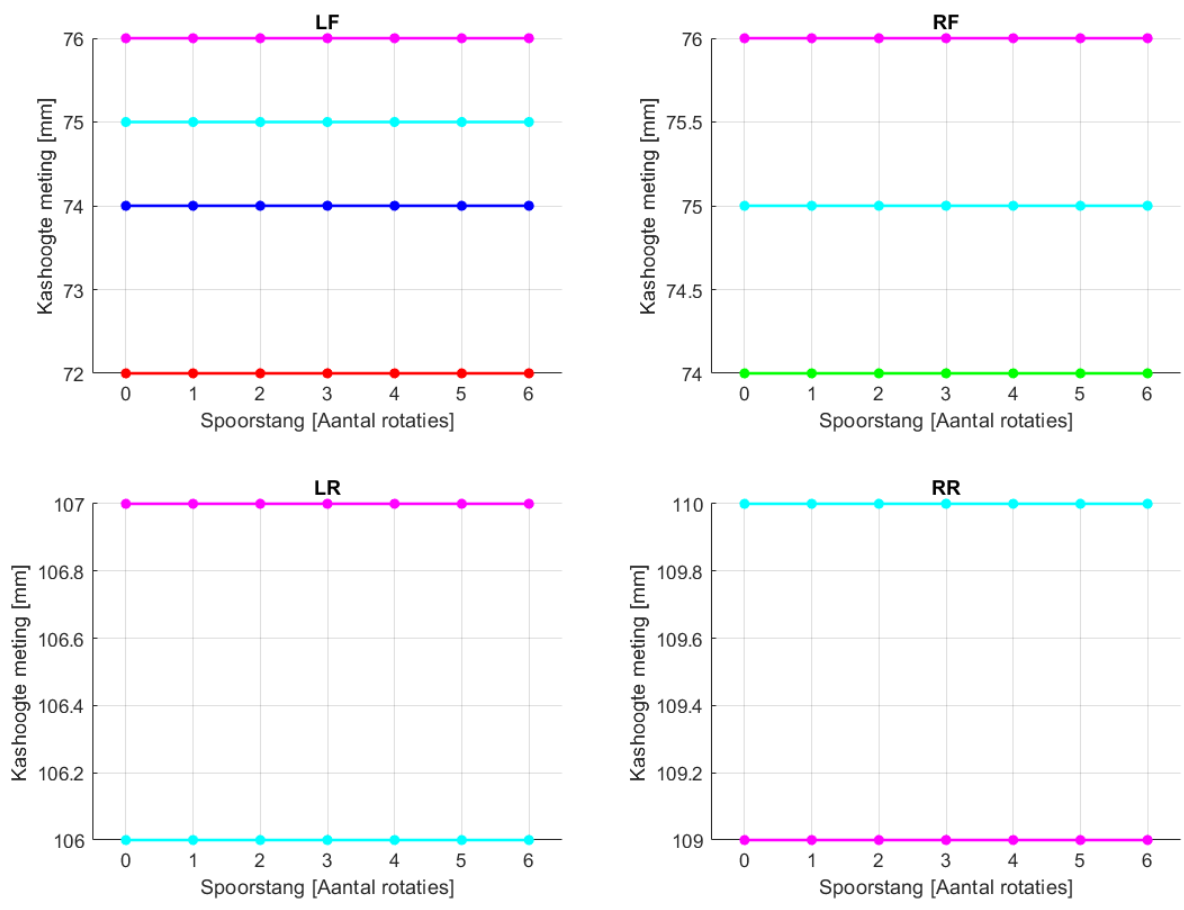
Wanneer linksvoor shims worden bijgeplaatst in de onderste wishbone (en dus de onderste wish-



Figuur 4.16: Testresultaten van verandering van spoor en voorspanning op massa

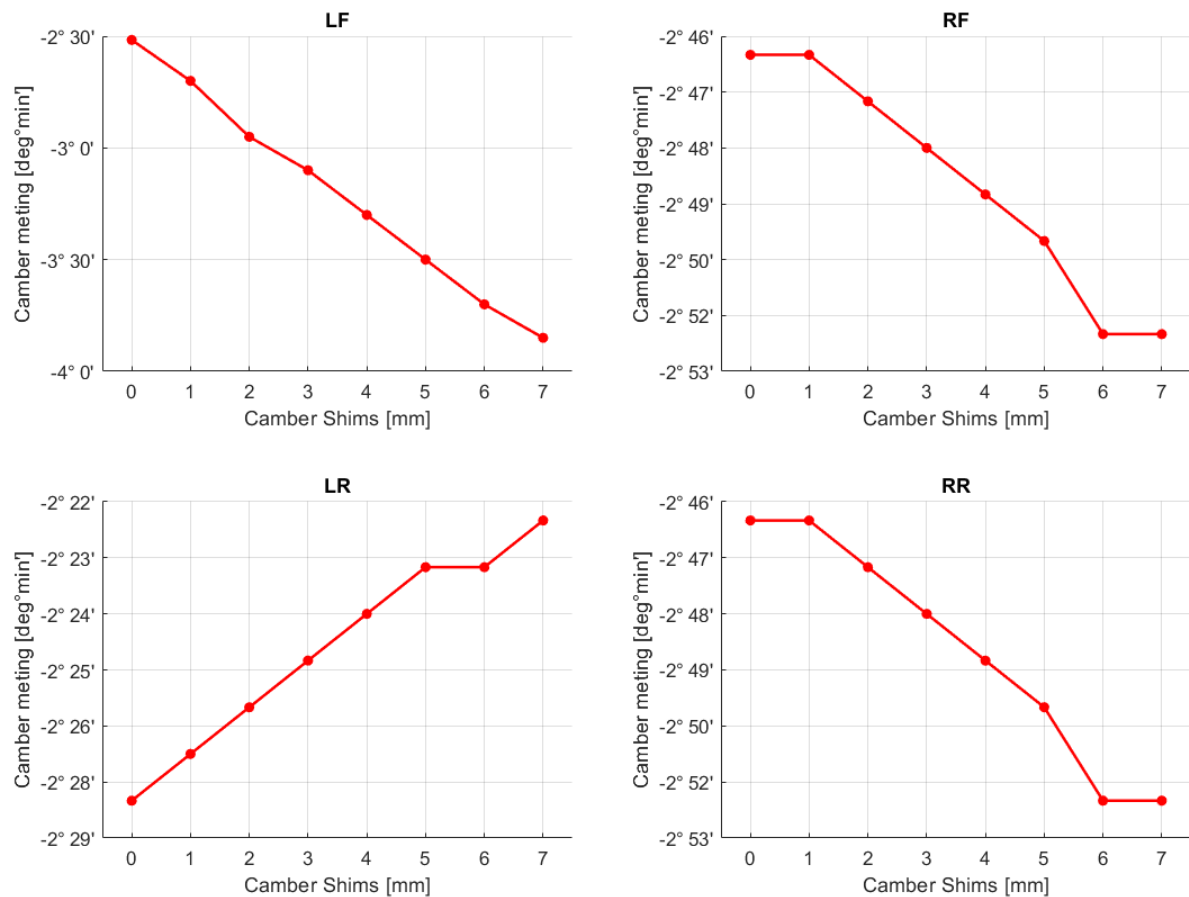


Figuur 4.17: Berekende waarden van massa



Figuur 4.18: Testresultaten van verandering van spoor en voorspanning op kashoogte

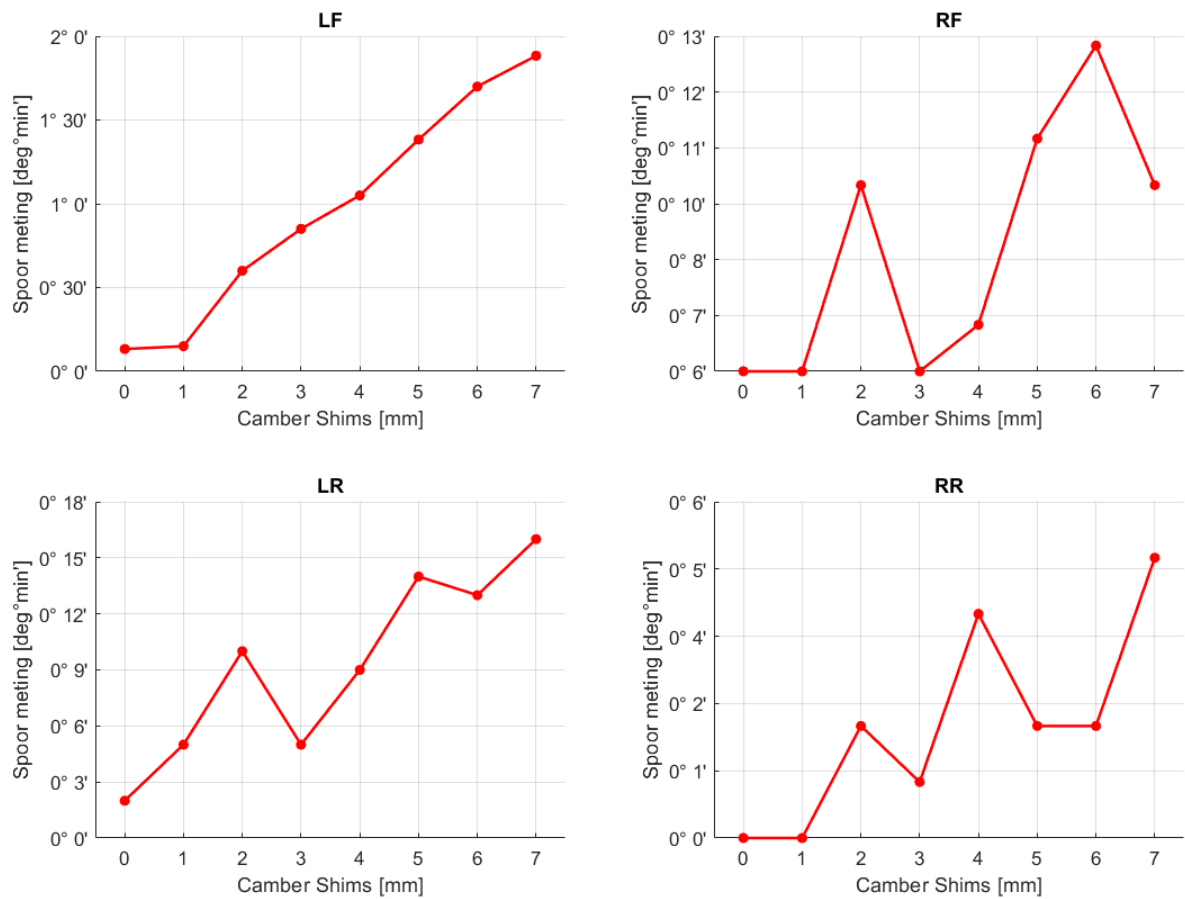
bone langer wordt) zal volgens de geometrie de camberhoek vergroten. Dit is in praktijk ook het geval, blijkt uit figuur 4.19. Wanneer er 7 mm shims worden bijgeplaatst, vergroot de camberhoek met 2.5° . Rechtsvoor en rechtsachter zal de camberhoek eveneens vergroten. De grootteorde van de verandering is echter niet hetzelfde. Deze is namelijk kleiner en gelijkend aan 8 minuten. Linksachter daarentegen vertoont een heel ander gedrag. Bij het bijplaatsen van shims op de tegenoverstaande hoek zal de camberhoek dalen in plaats van stijgen. Het verloop is dus afwijkend van de andere hoeken. Het verschil tussen het begin- en eindpunt van de metingen is eveneens zeer klein, namelijk slechts 6 minuten.



Figuur 4.19: Testresultaten van verandering van onderste wishbone op camber

Effect op de spoorhoek

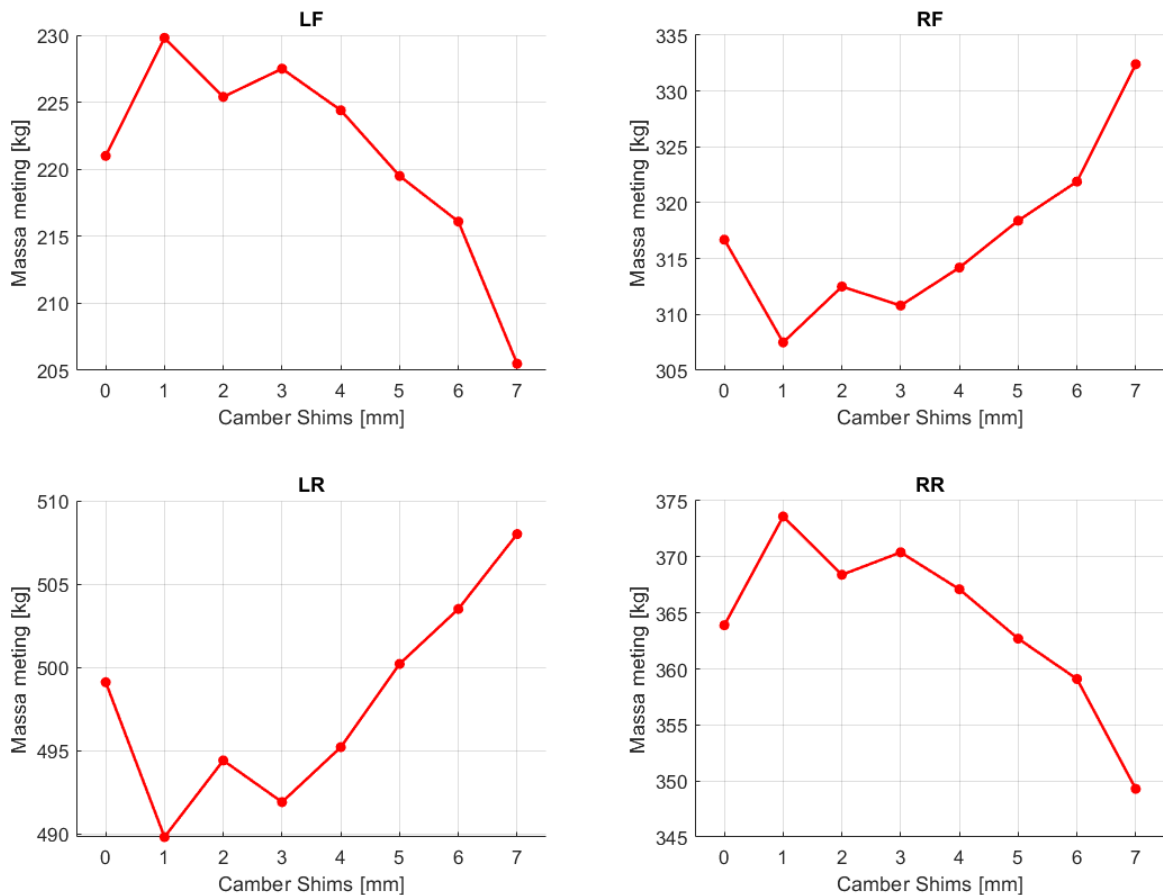
Uit de grafiek van de verandering van de onderste wishbone op het spoor in figuur 4.20 blijkt dat deze wijziging niet enkel invloed heeft op de camberhoek, maar ook een duidelijke invloed op de spoorhoek linksvoor. Hieruit blijkt dat de spoorhoek bij bijplaatsen van 7mm shims zal toenemen met net geen 2° , wat in praktijk een grote spoorhoek is. Op andere hoeken van de wagen lijkt er een subtiele stijgende trendlijn te zijn, wat wijst op een licht stijgende spoorhoek. De grote afwijking van de trendlijn kan verklaard worden door het kleine verschil in spoor tussen het begin en einde van de meting. Hierdoor kan er geen absolute verandering bepaald worden, enkel de stijgende trendlijn is een duidelijk besluit. Naarmate de camber toeneemt, zullen de banden op de vooras meer naar binnen wijzen en dus een grotere spoorhoek krijgen. Hierdoor zal op de band waarop de camberhoek wordt aangepast, de spoorhoek eveneens het meest veranderen.



Figuur 4.20: Testresultaten van verandering van onderste wishbone op spoor

Effect op de massa

Figuur 4.21 geeft aan dat er enigzins een trendlijn door de datapunten geplot kan worden. Over het algemeen valt op dat het gewicht linksvoor en rechtsachter zal verkleinen wanneer de camberhoek groter wordt, terwijl het gewicht rechtsvoor en linksachter zal verkleinen in dat geval. Toch zijn er afwijkingen zichtbaar op de grafiek. Van 0 tot 2 mm shims gedraagt de grafiek zich anders, de punten liggen verder uit elkaar en op dit interval kan er geen duidelijke trendlijn door deze punten getrokken worden. Door het kleine aantal meetpunten is het niet duidelijk of dit het werkelijk gedrag is van het gewicht in functie van een kleine aanpassing in camber, of dat er een meetfout is gebeurd. Vervolgonderzoek is nodig voor verdere verduidelijking



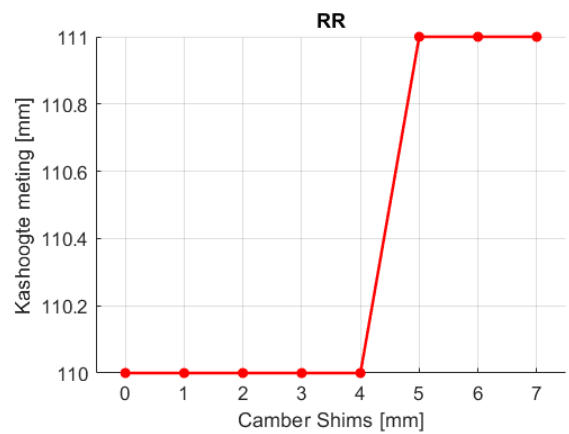
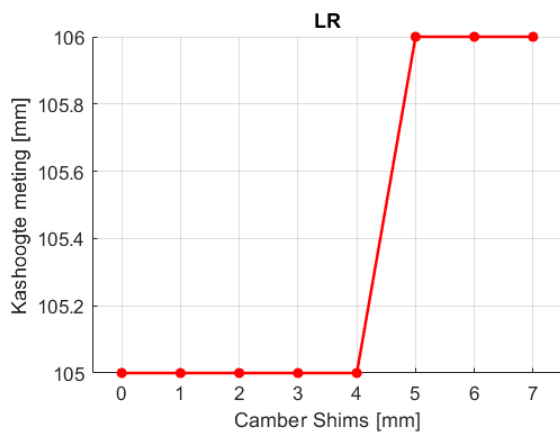
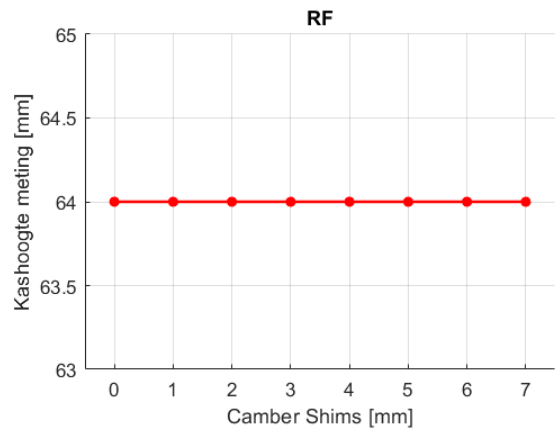
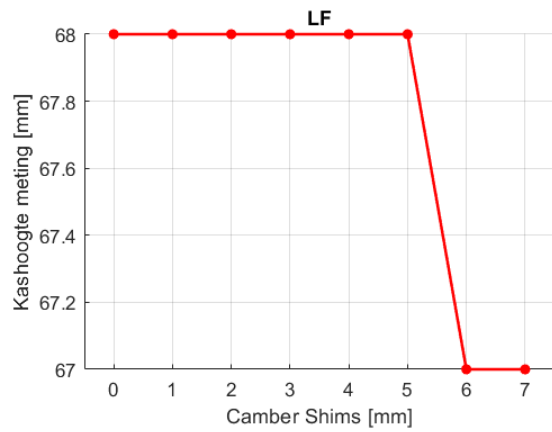
Figuur 4.21: Testresultaten van verandering van onderste wishbone op massa

Effect op de kashoogte

De grafiek van de kashoogtes in functie van de camber geeft aan dat de camberhoek weinig invloed heeft op de kashoogte. Na het toevoegen van 5 mm cambershims valt op dat linksvoor de kashoogte met 1 mm daalt, terwijl op dat moment de kashoogte linksachter en rechtsachter met 1 mm toeneemt. De kashoogte rechtsvoor blijkt uit de grafiek in figuur 4.22 constant te blijven. Dit zou verklaard kunnen worden door het aflezen van de meetstaaf van de kashoogte, wat niet nauwkeurig genoeg is.

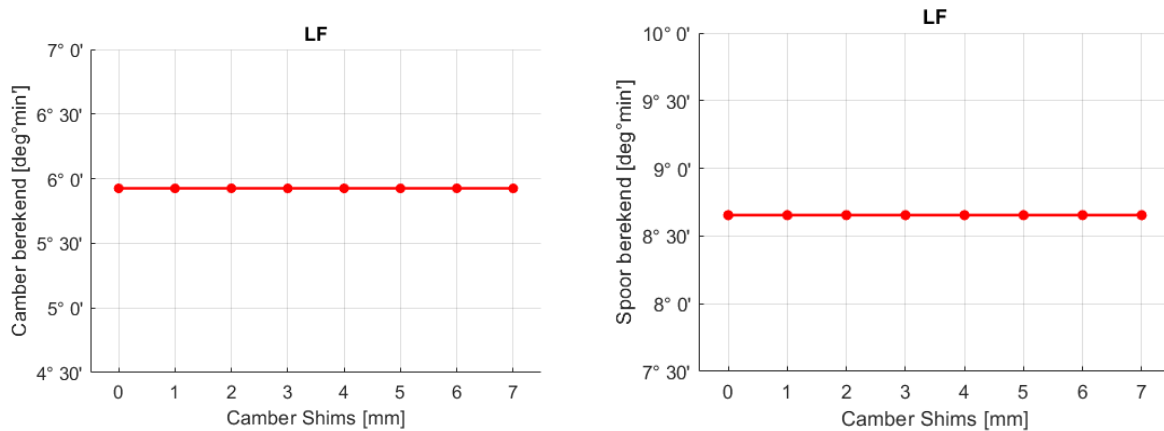
Berekende waarden van camber

Bij de vergelijking tussen de werkelijke en berekende aanpassing in figuur 4.23 van de lengte van de onderste wishbone blijkt dat hier een grote fout optreedt in het model. Het model bepaalt



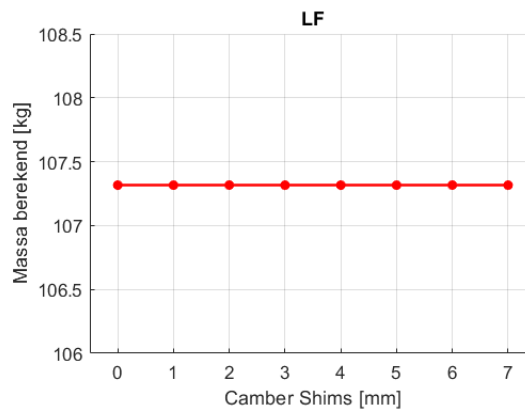
Figuur 4.22: Testresultaten van verandering van onderste wishbone op kashoogte

voor alle parameters telkens een constante waarde, terwijl dit in werkelijkheid duidelijk niet het geval is. De absolute waarde van de hoeken is eveneens verkeerd. Een camberhoek van bijna 6° of een spoorhoek van ongeveer $9^\circ 40'$ zijn niet logisch en zijn in werkelijkheid niet haalbaar. Op basis van deze afwijkende meetresultaten kan opnieuw besloten worden dat er in het model een relatief grote fout optreedt.



(a) Invloed op camber

(b) Invloed op spoor



(c) Invloed op massa

Figuur 4.23: Berekende waarden van wijziging van onderste wishbone

4.4 Conclusie

Uit de experimentele validatie van het model blijkt dat het model niet volledig klopt. Allereerst bevindt de grootste fout zich in de vergelijking van de demper en het gewicht. De vergelijking is gebaseerd op het uitgangspunt dat wanneer er meer kracht op de veer komt, deze harder wordt samengedrukt en dus de lengte van de demper vermindert. Hier wordt echter een verkeerd resultaat bekomen. In werkelijkheid is het namelijk zo dat wanneer de lengte van de demper vergroot wordt, het gewicht op die bepaalde hoek groter wordt. De lengte van de veer blijft daarnaast ook constant zolang de wagen in rust is. Dit komt doordat er geen geval is van load transfer, maar enkel van weight transfer. Dit wil zeggen dat de krachten en massa's zich niet gaan verplaatsen, maar enkel het zwaartepunt. Wanneer de demper langer wordt gemaakt, zal dus het zwaartepunt van de wagen zich naar deze hoek toe verplaatsen en op die manier zorgen voor een groter gewicht op de betreffende hoek.

Verder valt op dat het aanpassen van de spoorstang in het model geen invloed heeft op de camberhoek, terwijl dit in werkelijkheid wel degelijk het geval is. Een verklaring hiervoor is de geometrie van de upright. In het model wordt voor de berekening van de spoorhoek gebruik gemaakt van hardpoints 10 en 11. Voor de berekening van de camberhoek wordt gebruik gemaakt van hardpoints 8 en 11. Bij deze berekening wordt de aanname gemaakt dat de punten 8 en 11 exact boven elkaar staan terwijl dat in werkelijkheid niet noodzakelijk het geval is. Zo gaat er voor de camberhoek een onbekende offset ontstaan die voor de grote initiële hoek zorgt. Bij de spoorhoek doet er zich een vergelijkbaar verschijnsel voor. Doordat er in de berekening vanuit gegaan wordt dat hardpoints 10 en 11 exact horizontaal en op één lijn evenwijdig met de lengterichting van de wagen liggen, komt hier een nog grotere offset voor. Hoewel een groot deel van de hardpoints nauwkeurig zijn opgemeten, zijn op het moment van de meting met de Faro Quantum E robotarm de camber- en spoorhoek evenwel niet nagemeten. Indien de beide hoeken en de overige ophangingsparameters nauwkeurig gedocumenteerd waren voor de meting was het wel mogelijk om beide berekeningen van beide hoeken rekening te laten houden met de offset. De offset zou dan het verschil zijn tussen de gemeten camber- en spoorhoek en de berekende hoeken voor de initiële lengtes. De initiële lengtes verwijst naar de lengtes van de verstelbare stangen tijdens de meting met de robotarm. Een andere manier voor het bepalen van de offset zou, indien het model correct geweest was, de systematische fout van grootte tussen de berekende hoeken en de gemeten hoeken wanneer de lengtes van de stangen zowel fysiek als gesimuleerd gewijzigd werden.

Tijdens de uitgevoerde testen bleek de variatie in kashoogte beperkter te zijn dan aanvankelijk verwacht door NGT Racing. Deze constatering roept vragen op en vereist een diepgaandere analyse. Een mogelijke verklaring voor deze geringe afwijking is dat tijdens de tests uitsluitend aanpassingen zijn doorgevoerd aan het linker voorwiel. Om deze verklaring te bevestigen of te weerleggen, zou verder onderzoek kunnen worden uitgevoerd waarbij verschillende aanpassingen simultaan worden gedaan. Bijvoorbeeld, wanneer zowel de demper aan de linkervoorzijde als aan de rechtersvoorzijde wordt verlengd, zou het mogelijk kunnen zijn dat de kashoogte evenredig meer zal toenemen. Een dergelijk vervolgonderzoek zou waardevolle inzichten kunnen bieden met betrekking tot het begrijpen van de correlaties tussen verschillende aanpassingen en de resulterende effecten op de kashoogte.

Op basis van de eerder besproken punten kan geconcludeerd worden dat het model voor het linkervoorwiel niet accuraat is. De geconstateerde afwijkingen omvatten niet alleen een verschuiving als gevolg van geometrische factoren, maar ook fouten in de aannames die worden gemaakt voor berekeningen. Het is duidelijk dat er verdere analyse en herziening nodig is om een correct en betrouwbaar model van het linkervoorwiel te verkrijgen. Het model is namelijk te simplistisch en zou met veel meer factoren rekening moeten houden. Om toch een model op te kunnen bouwen worden verschillende andere mogelijke vervolgonderzoeken uitgelegd in hoofdstuk 6.2.

Hoofdstuk 5

Relaties tussen de ophangingsgeometrie en de wegligging van de wagen

5.1 Inleiding

Uit de experimentele validatie volgt dat het zelf ontworpen model niet accuraat is en dus niet toepasbaar is. De testen in hoofdstuk 4 beperken zich tot het aanpassen van de geometrie van de ophanging linksvoor omdat het doel van deze test vooral het verifiëren van het model was. Om nu toch verbanden te kunnen leggen tussen de fysieke aanpassingen aan de geometrie van de ophanging van de wagen en de gewijzigde ophangingsparameters in kaart te brengen, wordt een nieuw experiment uitgevoerd. In realiteit zal NGT Racing een aanpassing aan beide uiteinden van een as uitvoeren. Eén van de voorbeelden die zij aanhalen, is het verschil in kashoogte. Zo verandert de kashoogte slechts enkele millimeters, wanneer enkel de demper van het linker voorwiel verlengd wordt. Volgens de mechaniekers van NGT Racing zou de kashoogte veel meer stijgen wanneer de demper zowel links als rechts verlengd wordt. Om verbanden te vinden tussen aanpassingen aan de geometrie van de ophanging van de voorwielen en de effecten over de volledige wagen wordt in dit hoofdstuk beschreven. Bovendien kan op basis van deze meetgegevens besloten worden of in een vervolgonderzoek een data-driven model eventueel mogelijk kan zijn.

5.2 Methode

5.2.1 Test in theorie

Zoals in onderdeel 5.1 uitgelegd, zullen er tijdens dit experiment gelijktijdig aanpassingen gebeuren op beide voorwielen van de wagen en aan verschillende stangen van de ophanging. Hierbij zal allereerst de lengte van de spoorstang aan zowel de linker- als rechterkant van minimaal tot maximaal verdraaid worden. Per rotatie van de spoorstang worden alle ophangingsparameters van alle wielen genoteerd. Nadat de maximale waarde van de spoorstang bereikt wordt, wordt de spoorstang terug van zijn maximale naar zijn minimale lengte gedraaid. Deze terugkerende beweging wordt uitgevoerd om de herhaalbaarheid van aanpassingen aan de set-up te controleren. Wanneer de resultaten zowel in het verlengen, als in het verkorten, hetzelfde zijn kan besloten worden dat het uitvoeren van aanpassingen reversibel is. Na deze test wordt de lengte

van de spoorstang terug op zijn standaardwaarde gezet zoals deze tijdens een standaard race staat. Hierna worden opnieuw alle parameters genoteerd, zodat er een extra controle gebeurt op de herhaalbaarheid van aanpassingen.

Wanneer de aanpassingen van de spoorstang uitgevoerd zijn, kan de lengte van de onderste wishbone zowel links als rechts van minimaal tot maximaal aangepast worden, wat respectievelijk 10 mm en 19 mm zijn. Opnieuw zal na het bijplaatsen van elke millimeter shim (zoals in figuur 2.8) een notatie gebeuren van alle parameters van de wielen. Eveneens zal opnieuw het aantal millimeters shims van 19 mm tot 10 mm worden verminderd waarbij opnieuw voor elke weggenomen millimeter alle parameters worden opgenomen. Tijdens het uitvoeren van het experiment in hoofdstuk 4 bleek dat er minimaal 10 mm shims in de onderste wishbone moet zitten. De toevoeging van de 10 mm zorgt ervoor dat er geen gaten in de wishbone zitten zoals in figuur 4.1(a). Wanneer deze 10 mm niet in de onderste wishbone wordt toegevoegd, zal deze in elkaar kunnen klappen tijdens het rijden en dus stukgaan. Na het uitvoeren van deze cyclus wordt opnieuw de camber gereset zoals deze stond voordat de metingen begonnen. Voor de lengte van de demper wordt exact hetzelfde protocol gevolgd. De demper wordt per twee rotaties van zijn minimale tot zijn maximale lengte gedraaid waarbij de demper in totaal 31,5 cm langer wordt gemaakt. Daarna wordt de demper opnieuw tot zijn minimale lengte verdraaid. Ditmaal wordt dus gebruikgemaakt van twee rotaties om enerzijds de effecten van het gebruik van de volledige lengte van de demper in kaart te brengen, en anderzijds tijd te besparen tijdens het uitvoeren van de metingen.

5.2.2 Meetmethode

Net zoals bij de test van hoofdstuk 4 moet allereerst de volledige set-upapparatuur aan de wagen worden bevestigd. Opnieuw wordt de wagen opgekrikt, wordt het gewicht van de piloot gesimuleerd, de juiste hoeveelheid brandstof in de wagen getankt, de set-upwielen gemonteerd en de scales en laserbakken geplaatst en geactiveerd. Hierna kunnen de metingen opnieuw starten. Uit ervaring van de test van hoofdstuk 4 blijkt dat het verstandig is om de beginwaarden van het aantal millimeters cambershims, de lengte van de spoorstangen en de lengte van de dempers te noteren vooraleer er aanpassingen gebeuren. Op die manier kan na het uitvoeren van de testen gemakkelijk alles terug op zijn beginpositie gezet worden, waardoor de wagen terug de juiste set-up heeft voor een bepaald circuit. Belangrijk om opnieuw te vermelden is dat aanpassingen aan beide voorwielen op exact hetzelfde moment gebeuren, wat dus een verschillend resultaat op zal leveren ten opzichte van de test van hoofdstuk 4.

Na het noteren van deze resultaten bekomen volgens testmethodiek beschreven in subsectie 5.2.1, zal de spoorstang terug naar zijn standaardwaarde gedraaid worden om onder meer de wagen sneller terug correct te kunnen afstellen na het uitvoeren van alle testen. Tijdens het aanpassen van de spoorstang deden er zich geen onregelmatigheden voor.

Tijdens het verlengen van de onderste wishbone valt op dat deze aanpassing ervoor zorgt dat de wagen zich zowel naar voren beweegt ten opzicht van het chassis, als dat het contactoppervlak van het set-upwiel zich relatief veel over de scale verplaatst van binnen naar buiten. Deze opvallende observatie doet zich voor wanneer de maximale lengte van de onderste wishbone wordt aangepast naar de minimale lengte. In een dergelijk geval vereist deze aanpassing dat de staafjes die worden gebruikt om de kashoogte af te lezen naar voren moeten worden verplaatst. Op dit moment bevinden de afleespunten op de wagen zich namelijk niet langer recht boven de staafjes, maar

zijn ze naar voren verplaatst. De locatie van de ball-joints van het set-upwiel rechtsvoor bevindt zich op dat moment eveneens op de rand van de scale, terwijl deze in het begin exact in het midden van de scale wordt gepositioneerd.

Als laatste wordt de lengte van de demper aangepast, eveneens van minimale lengte tot maximale lengte en terug. Naar aanleiding van een tip van NGT Racing wordt bij elke aanpassing van de demper de wagen opnieuw op een krik gezet zodat er geen kracht op het demper/veersysteem staat. Op die manier zal er bij het verdraaien van de moer geen schade aan de schroefdraad optreden. Na het aanpassen van de lengte van de demper en het neerlaten van de wagen op de scales, wordt er aan beide zijden van de wagen in de deurstijl van het portier enkele malen gesprongen. Deze procedure heeft tot doel de wagen opnieuw in de zogenaamde "full-droop" status te brengen. Het begrip "full-droop" verwijst naar de toestand van de racewagen waarin de ophanging volledig geactiveerd is. Door de aanwezigheid van specifieke stijfheid in alle componenten worden deze tijdens dit proces belast op een manier die overeenkomt met de belasting die optreedt tijdens een daadwerkelijke race. Dit zorgt ervoor dat alle stangen en andere onderdelen hun exacte en juiste positie aannemen.

5.3 Resultaten

In deze paragraaf worden de resultaten van het bovengenoemde experiment geanalyseerd. Allereerst wordt de toegepaste methodiek voor het identificeren van uitschieters toegelicht. Vervolgens wordt een samenvattende analyse gegeven van de verschillende invloeden van de geometrische veranderingen van de wagen op de ophangingsparameters. Daarna wordt specifiek ingegaan op elk van deze afzonderlijke effecten.

5.3.1 Statistische uitschieters

Voor het detecteren van mogelijke uitschieters wordt de Z-toetsmethode uit de statistiek toegepast. De Z-toets biedt een waardevolle en efficiënte benadering om afwijkingen in een dataset te identificeren [35]. De resulterende Z-score geeft aan in hoeverre een waarneming afwijkt van het gemiddelde, uitgedrukt in het aantal standaarddeviaties. De formule voor het berekenen van de Z-score is als volgt:

$$z = \frac{x - \mu}{\sigma} \quad (5.1)$$

Met:

- z = gezochte Z-score
- x = metingswaarde
- μ = gemiddelde van de testreeks
- σ = de standaardafwijking van de testreeks

Alle testresultaten worden genoteerd in een excel bestand. In ditzelfde bestand kan de Z-score eenvoudig berekend worden. Door het commando *GEMIDDELDE* in te geven in een aparte cel, wordt het gemiddelde van een testreeks berekend. Door het commando *STDEV.P* in te geven in een andere aparte cel, wordt de standaardafwijking van een reeks testresultaten berekend.

Om de Z-score van elk testresultaat te berekenen, wordt een kolom toegevoegd naast de geteste resultaten. In deze kolom wordt een functie opgesteld die vergelijking 5.1 voorstelt, waarbij μ het berekende gemiddelde is en σ de berekende standaardafwijking. Verder blijkt uit [35] dat een testresultaat met een Z-score die buiten het interval tussen -3 en 3 ligt, statistisch gezien als uitschieter beschouwd mag worden. Op basis van Tsjebysjev's ongelijkheid blijkt namelijk dat Z-scores van ± 3 en extremer zeer zeldzaam zijn. Ongeacht het typeverdeling is de kans hierop hoogstens $1/9$. Voor de meeste kansverdelingen is deze kans echter veel kleiner. Bij de normale verdeling blijkt de kans op een Z-score van 3 namelijk kleiner dan 0,002.

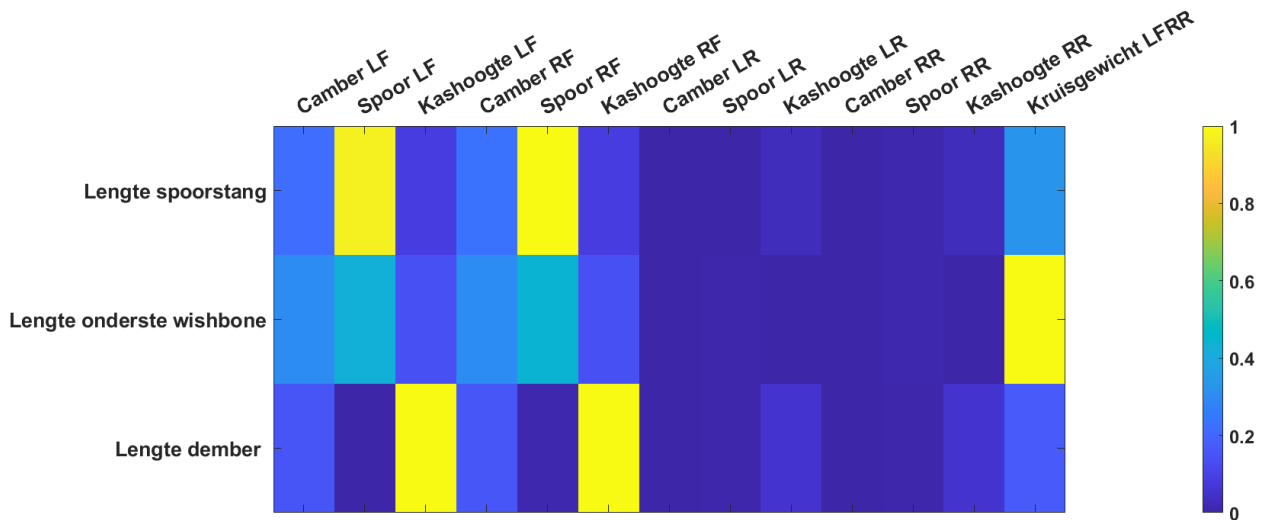
5.3.2 Samenvatting van de effecten van de lengtewijzigingen op de ophangingsparameters

De samenvatting zal de verschillende invloeden van de lengtewijzigingen van de 3 verstelbare stangen op de ophangingsparameters. Specifiek wordt de relatieve grootteorde van de verandering in de wiel afhankelijke parameters (met name camber-, spoorhoek, kashoogte) en de wagen afhankelijk parameter (zijnde het kruisgewicht) bepaald voor de 3 verstelbare stangen. Deze relatieve grootteorde is gelijk aan het verschil berekend tussen de waarde van de ophangingsparameters bij minimale en maximale lengte van de desbetreffende stang. Bijvoorbeeld, voor het bepalen van de invloed van de spoorstang op de spoorhoek, wordt het verschil genomen tussen de spoorhoekwaarde bij minimale lengte (overeenkomend met nul rotaties van de spoorstangmoer) en bij maximale lengte (overeenkomend met 16 rotaties van de spoorstangmoer), zoals zichtbaar in figuur 5.3. Aangezien de ophangingsparameters diverse meeteenheden omvatten, waaronder hoeken, hoogtes en gewichten, varieert de grootteorde van de verschillen. Om de invloeden op een vergelijkbare manier te kunnen beoordelen, worden de verschillen genormaliseerd. Hiervoor worden de verschilwaarden gedeeld door het maximaal optredende verschil binnen de specifieke meeteenheid over de drie verschillende lengtewijzigingen.

Ter verduidelijking van de normalisatieberekening wordt hieronder het stappenplan voor het bepalen van de invloeden van de lengtewijzigingen op de, in hoek uitgedrukte, parameters toegelicht:

1. Berekening van het verschil in zowel camber- als spoorhoek tussen de minimale en maximale lengte van elke verstelbare stang (dit voor alle wielen en voor alle verstelbare stangen),
2. Per lengtewijziging wordt het maximum hoekverschil over de 4 wielen berekend,
3. Bepaling van het maximum hoekverschil over de 3 verschillende lengtewijzigingen,
4. Berekening van de verhouding van elk hoekverschil dat in stap 1 is berekend ten opzichte van het maximale hoekverschil uit stap 3.

Hetzelfde stappenplan wordt eveneens uitgevoerd om de effecten op zowel de kashoogtes per wiel als het kruisgewicht van de wagen te bepalen. Als resultaat van de normalisatieberekening wordt een waarde verkregen die varieert tussen 0 en 1. Een waarde van 1 indiceert een aanzienlijke invloed van de lengtewijziging op de ophangingsparameter, terwijl een waarde van 0 duidt op een verwaarloosbare invloed. Om de verbanden tussen de lengtewijzigingen en de ophangingsparameters helder en gestructureerd weer te geven, wordt een correlatiematrix gebruikt. De correlatiematrix in figuur 5.1 illustreert op gedetailleerde wijze hoe elke lengtewijziging specifiek van invloed is op de verschillende ophangingsparameters.



Figuur 5.1: Invloed van de lengtewijziging op elke ophangingsparameter

Wanneer de correlatiematrix in detail wordt geanalyseerd, valt op dat de achteras in vergelijking met de vooras relatief weinig invloed heeft. Daarom is het raadzaam om de focus voornamelijk op de vooras te leggen.

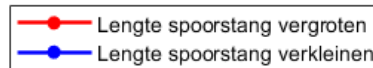
Op basis van de geel gekleurde vakken in de matrix wordt duidelijk dat de lengteaanpassing van de spoorstang aanzienlijk effect heeft op de spoorhoek. Daarentegen heeft een aanpassing van de demperlengte vooral invloed op de kashoogte. Opmerkelijk genoeg heeft de aanpassing van de lengte van de onderste wishbone voornamelijk een vreemd effect op het kruisgewicht, wat verder in dit hoofdstuk zal worden toegelicht.

Bovendien vertonen de meeste vakken in de matrix een donkere kleur, wat aangeeft dat de invloeden van deze aanpassingen minder uitgesproken zijn. Desondanks blijkt de verandering in lengte van de spoorstang een aanzienlijk effect te hebben op zowel de camberhoek op de vooras, de kashoogte op de vooras als het kruisgewicht. Opmerkelijk is dat een wijziging in de lengte van de onderste wishbone een vergelijkbaar effect veroorzaakt op zowel de camberhoek als de spoorhoek, omdat deze stang tot op heden gebruikt werd om vooral de camberhoek aan te passen. In tegenstelling hiermee heeft de aanpassing van de lengte van de onderste wishbone een minder duidelijk effect op de kashoogte van zowel de voor- als achteras. Bij het variëren van de lengte van de demper blijkt deze behalve de duidelijke invloed op de kashoogte geen aanzienlijke impact te hebben op de spoorhoek, maar slechts een gemiddelde invloed op de camberhoek.

De bevindingen in deze correlatiematrix bieden waardevolle inzichten in de relatie tussen verschillende aanpassingen aan de ophanging en de resulterende veranderingen in de ophangingsparameters. Het identificeren van de meest invloedrijke aanpassingen stelt in staat om gerichtere verbeteringen aan te brengen in de afstemming van de ophanging waardoor het afstellingsproces geoptimaliseerd kan worden. In de komende subsecties zal een gedetailleerder overzicht van de resultaten worden gegeven.

5.3.3 Verandering van de lengte van de spoorstang

Zoals in sectie 5.2.2 verduidelijkt, wordt de spoorstang van minimale tot maximale lengte verlengd, waarna de lengte van de spoorstang terug verkleind wordt. Om hieruit de eventuele reversibiliteit visueel duidelijk te maken, wordt zowel de verlenging, als verkorting in dezelfde figuur getoond. Hierbij wordt de vergroting van de lengte van de spoorstang als een rode grafieklijn geplot, terwijl de verkleining van de lengte van de spoorstang als blauwe grafieklijn geplot wordt. De legende van de resultaten wordt weergegeven in figuur 5.2.



Figuur 5.2: Legende wijziging spoorstang

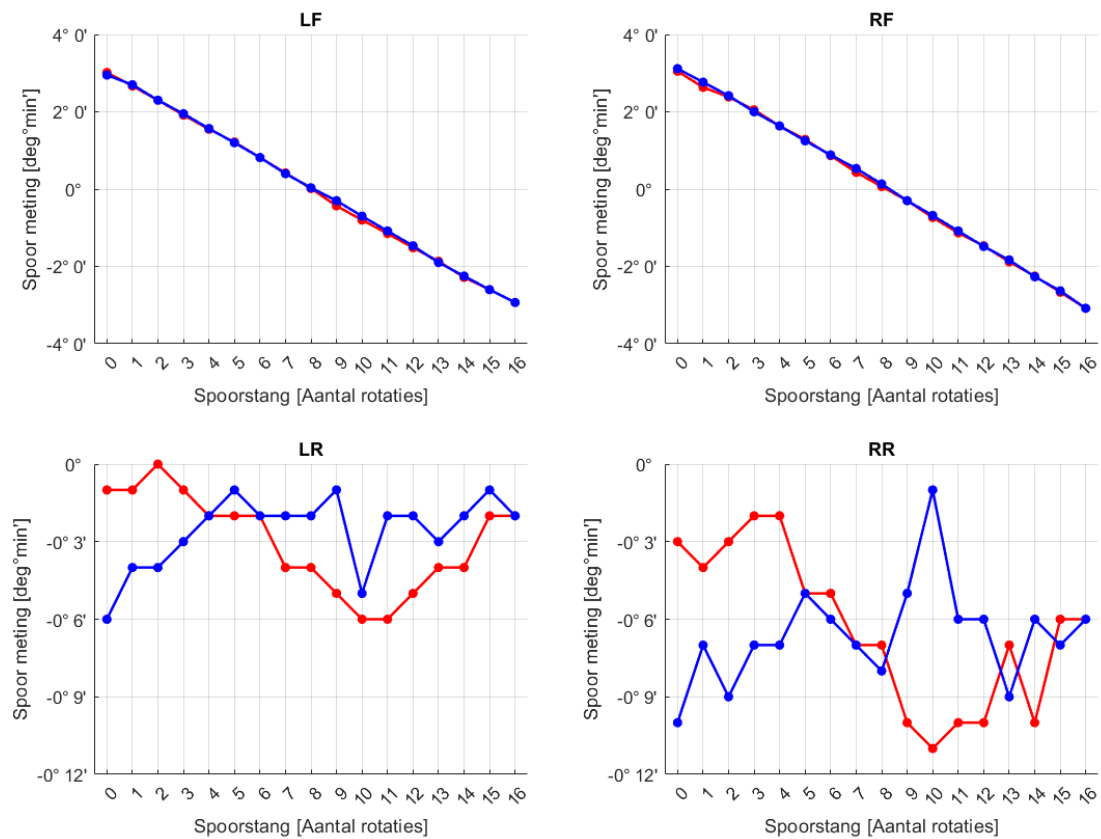
Effect op de spoorhoek

Wanneer de verandering van de spoorhoek tussen beide voorwielen wordt vergeleken door middel van figuur 5.3, valt op dat beide wielen zich zeer gelijkaardig gedragen bij eenzelfde aanpassing. Bij het verlengen van de spoorstang zal de spoorhoek groter worden, terwijl een verkorting van de spoorstang voor een verkleining van de spoorhoek zal zorgen. Wat eveneens opvalt, is het reversibele gedrag. Het verlengen of verkleinen van de spoorstang heeft zowel links als rechts een zeer gelijkaardig effect. De initiële hoek voorafgaand aan de test blijkt overeen te komen met de uiteindelijke hoek na het uitvoeren van de tests en het opnieuw kalibreren van de spoorstang.

Bij vergelijking van de vooras met de achteras wordt duidelijk dat er aanzienlijk meer variatie optreedt op de vooras tussen het punt van maximale lengte van de spoorstang en het punt van minimale lengte van de spoorstang. Het gedrag op de achteras is eveneens veel willekeuriger en zonder duidelijke trendlijn. De rode en blauwe elementen vertonen geen overlapping en bevinden zich niet in nauwe nabijheid, wat suggereert dat er geen sprake is van omkeerbaarheid. Deze constatering is echter van beperkte relevantie, aangezien de waarden die worden aangenomen door het spoor op de achteras niet dermate groot zijn dat ze een duidelijke impact hebben op het rijgedrag. Beide achterwielen gedragen zich verschillend van elkaar. De rode en blauwe grafieken vertonen op enkele punten een gelijkaardige vorm, maar dit kan louter toevallig zijn, aangezien er geen duidelijke trendlijn waarneembaar is tussen het begin en het einde van de spoorstang. Het feit dat de meetresultaten op de achteras zeer willekeurig zijn, kan verklaard worden door de nauwkeurigheid van de meetapparatuur en de opstelling. Deze beperkte nauwkeurigheid kan resulteren in lichte afwijkingen in de meetwaarden die door de meetapparatuur worden geregistreerd.

Effect op de camberhoek

Uit de plots in figuur 5.4 blijkt dat de camberhoek op de voorwielen duidelijk veranderen bij het aanpassen van de lengte van de spoorstang. Tijdens een raceweekend wordt er vaak geen specifieke aandacht besteed aan het feit dat de aanpassing van de spoorstang ook invloed kan hebben op de camberhoek. Dit effect was dan ook niet direct verwacht, aangezien de spoorstang tot dusverre niet vaak met deze intentie werd gebruikt. Verder valt op dat de camberhoek relatief rechtlijnig wijzigt. Wanneer de spoorstang verlengd wordt, zal de camberhoek namelijk zowel links als rechts kleiner worden. Zowel de heen- als weerbeweging volgen eveneens ongeveer hetzelfde pad aangezien de rode lijn vaak onder de blauwe lijn ligt. Dit duidt opnieuw op reversibiliteit, wat het onderzoek ten goede komt. Daarnaast blijkt dat het linker voorwiel een



Figuur 5.3: Effect verandering van de spoorstang op de spoorhoek

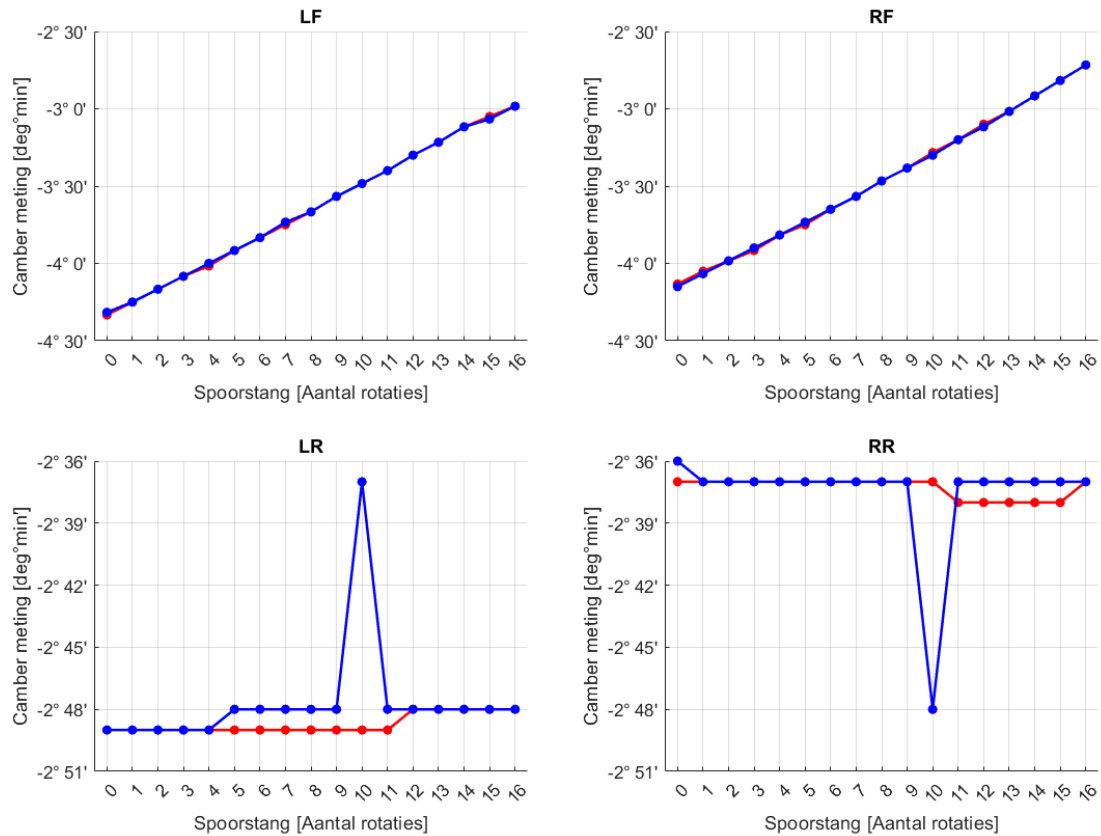
iets kleinere camberhoek heeft dan het rechter voorwiel. Bijkomend was de camberhoek aan het begin van de test, net zoals de spoorhoek, even groot als aan het einde van de test.

Bij het analyseren van de data op de achteras blijkt dat de camberhoek zo goed als niet verandert. In het midden van de meting ongeveer verandert de camberhoek 1 minuut, maar deze afwijking kan opnieuw verklaard worden door een afwijking van de meetapparatuur of een ongelukkige meetfout. Verder zijn er twee duidelijke uitschieters in de plot. Deze pieken mogen verwaarloosd worden aangezien de Z-score voor deze resultaten afgerond respectievelijk 5,5 en -5.5 zijn, wat duidelijk buiten het interval tussen -3 en 3 valt. Wat verder opvalt, is het absoluut verschil tussen links en rechts. De camberhoek linksachter heeft duidelijk een lagere waarde dan de camberhoek rechtsachter, terwijl de geometrie van de ophanging van beide wielen hetzelfde is.

Effect op de massa

Figuur 5.5 visualiseert hoe de lengte van de spoorstang de massa beïnvloedt. Bij het vergelijken van de voorwielen blijkt dat hier duidelijk geen geval is van volledige reversibiliteit. Waar wel sprake van is, is een verband tussen links en rechts. Wanneer de massa linksvoor stijgt, zal de massa rechtsvoor dalen en omgekeerd. Overigens kan uit figuur 5.5 afgeleid worden dat de linkerkant van de wagen meer weegt dan de rechterkant. Dit lijkt evident aangezien de piloot links in de wagen zit.

Op de achteras kan hetzelfde besloten worden. Er is namelijk een duidelijk omgekeerd verband tussen links en rechts, en de reversibiliteit is niet duidelijk aanwezig. Wanneer de vooras met de achteras vergeleken wordt, blijkt dat er kruiselings een rechtlijnig verband is. Wanneer linksvoor



Figuur 5.4: Effect verandering van de spoorstang op de camberhoek

stijgt, zal ook rechtsachter stijgen en vice versa. Dit geldt eveneens voor de koppeling tussen rechtsvoor en linksachter.

In alle vier de grafieken is er geen duidelijke trendlijn zichtbaar van begin tot einde van de metingen. Dit wijst op effecten of gedragingen die niet rechtstreeks in verband staan met de wijziging van de lengte van de spoorstang, maar eerder verplaatsingen van het zwaartepunt binnen de wagen of afwijkingen van de scales. Een kleine verplaatsing van de vloeistoffen binnen de wagen of aanraking van het chassis kunnen namelijk ook een kleine gewichtsverplaatsing veroorzaken.

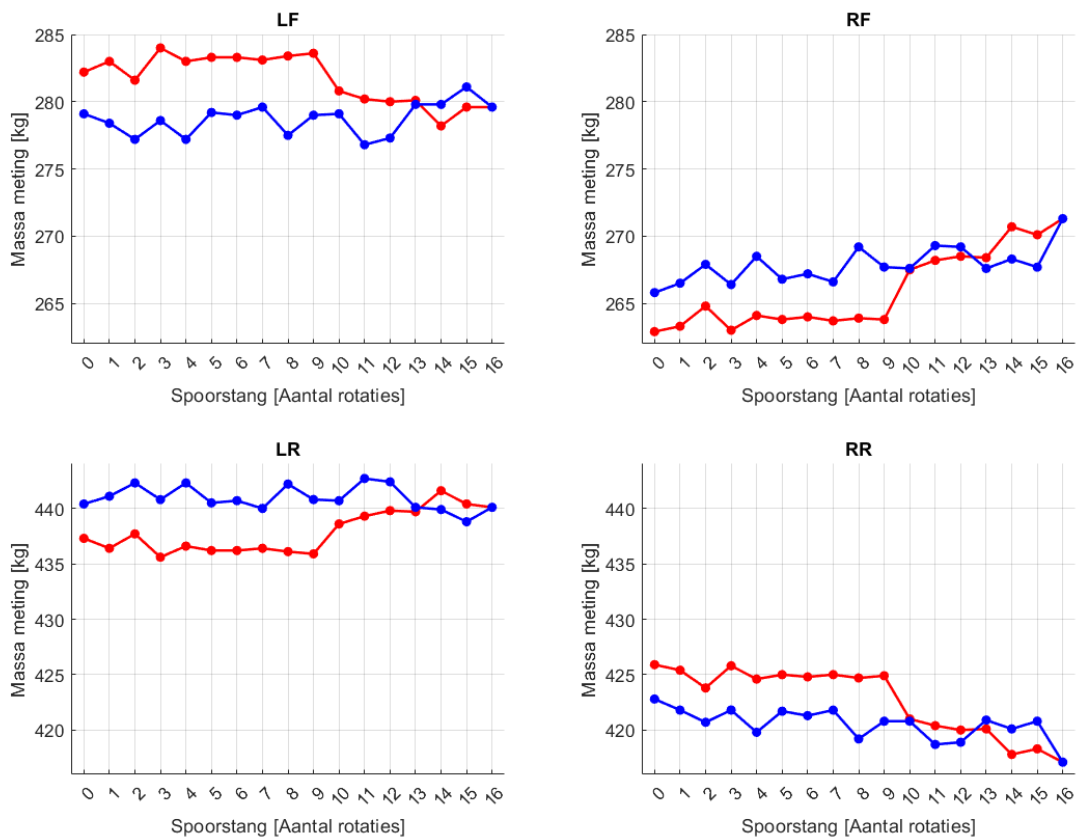
Effect op het kruisgewicht

Het kruisgewicht is de verhouding van de som van het gewicht op één diagonaal van de wagen ten opzichte van het totale gewicht van de wagen. Het kruisgewicht voor de diagonaal over linksvoor (LF, Left Front) en rechtsachter (RR, Right Rear) wordt berekend met formule 5.2.

$$kruisgewicht_{LF.RR} = \frac{m_{LF} + m_{RR}}{m_{LF} + m_{RF} + m_{LR} + m_{RR}} \quad (5.2)$$

Het verloop van het kruisgewicht bij wijziging van de lengte van de spoorstang is zichtbaar in figuur 5.6. Bij deze figuur, en tevens alle andere figuren die betrekking hebben tot het kruisgewicht, hoort een aparte legende, welke is aangebracht op de figuur zelf.

Een opvallend aspect is dat het kruisgewicht in alle gevallen binnen de acceptabele marge van $\pm 1\%$ rond 50% valt omdat de y-as op figuur 5.6 slechts van 49% tot 51% gaat en dus enkel

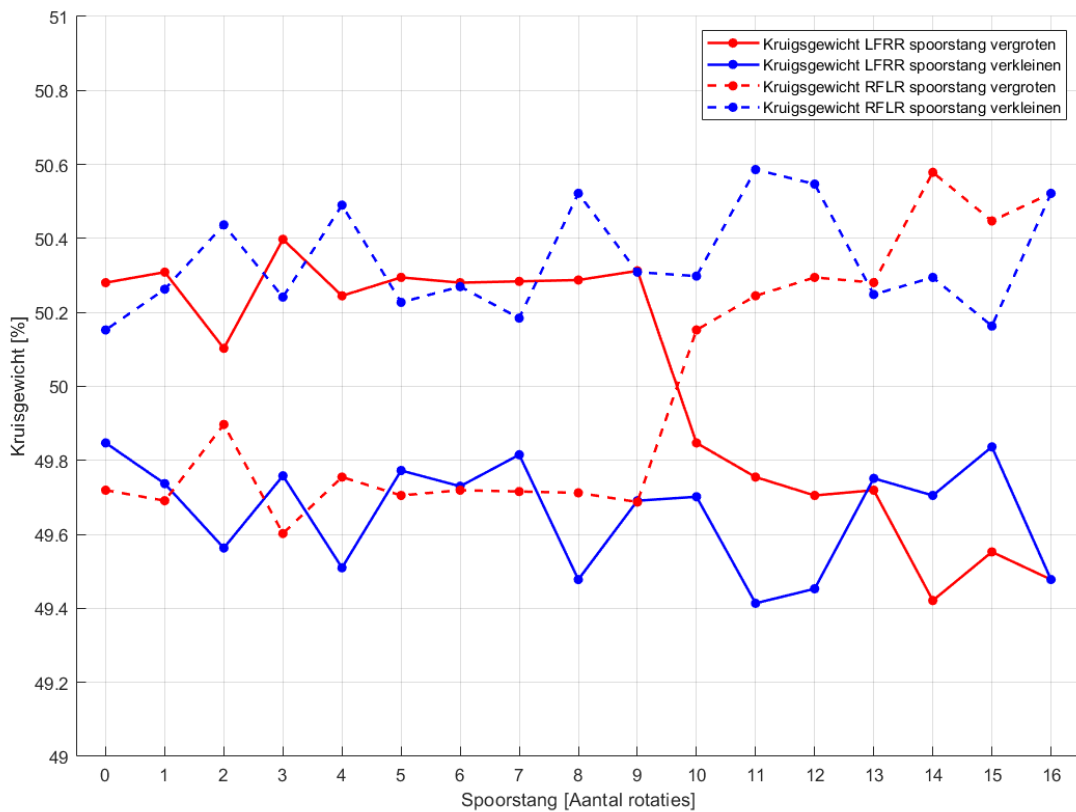


Figuur 5.5: Effect verandering van de spoorstang op de massa

deze marge weergeeft. Deze acceptabele marge werd op voorhand door NGT Racing opgesteld als de grootste afwijking die het kruisgewicht rond 50% mag hebben. Hieruit kan geconcludeerd worden dat de verandering in massa niet groot genoeg is om problemen te veroorzaken, hetgeen een positieve constatering is. Wanneer de grafiek verder geanalyseerd wordt, blijkt dat er, net zoals bij de massa, logischerwijs geen sprake is van reversibiliteit. Het kruisgewicht tussen de linker voorhoek en rechter achterhoek worden voorgesteld door de volle lijnen. Deze lijnen liggen duidelijk niet op elkaar. Het kruisgewicht tussen de rechter voorhoek en linker achterhoek zijn de streeplijnen en liggen eveneens niet op elkaar. Wat hierbij wel opvalt is het feit dat de blauwe gestreepte lijn een omgekeerd verband vertoont ten opzichte van de volle blauwe lijn. Dit kan verklaard worden door het feit dat de som van beide kruisgewichten altijd 100% is, wat blijkt uit de formule voor het kruisgewicht (formule 5.2). Wanneer de volle lijn stijgt, daalt de streeplijn en omgekeerd. Verder zijn er geen duidelijke verbanden zichtbaar, maar het belangrijkste blijft dat het kruisgewicht binnen de 1% marge blijft.

Effect op de kashoogte

Een volgende parameter van de ophanging is de kashoogte van het chassis. Deze kashoogte, in functie van het aantal toeren dat de spoorstang verdraaid is, wordt geplot in figuur 5.7. Hieruit blijkt dat de kashoogte op de vooras eveneens verandert in functie van de lengte van de spoorstang. Wanneer de spoorstang wordt verlengd, zal de kashoogte trapsgewijs toenemen. Elke keer na ongeveer vier toeren van de spoorstang zal de kashoogte stijgen met ongeveer 1 mm. Hierbij blijft het belangrijk om te vermelden dat het aflezen van de kashoogte manueel en slechts tot op de millimeter nauwkeurig gebeurt. Het linkervoorwiel en het rechtervoorwiel tonen in grote



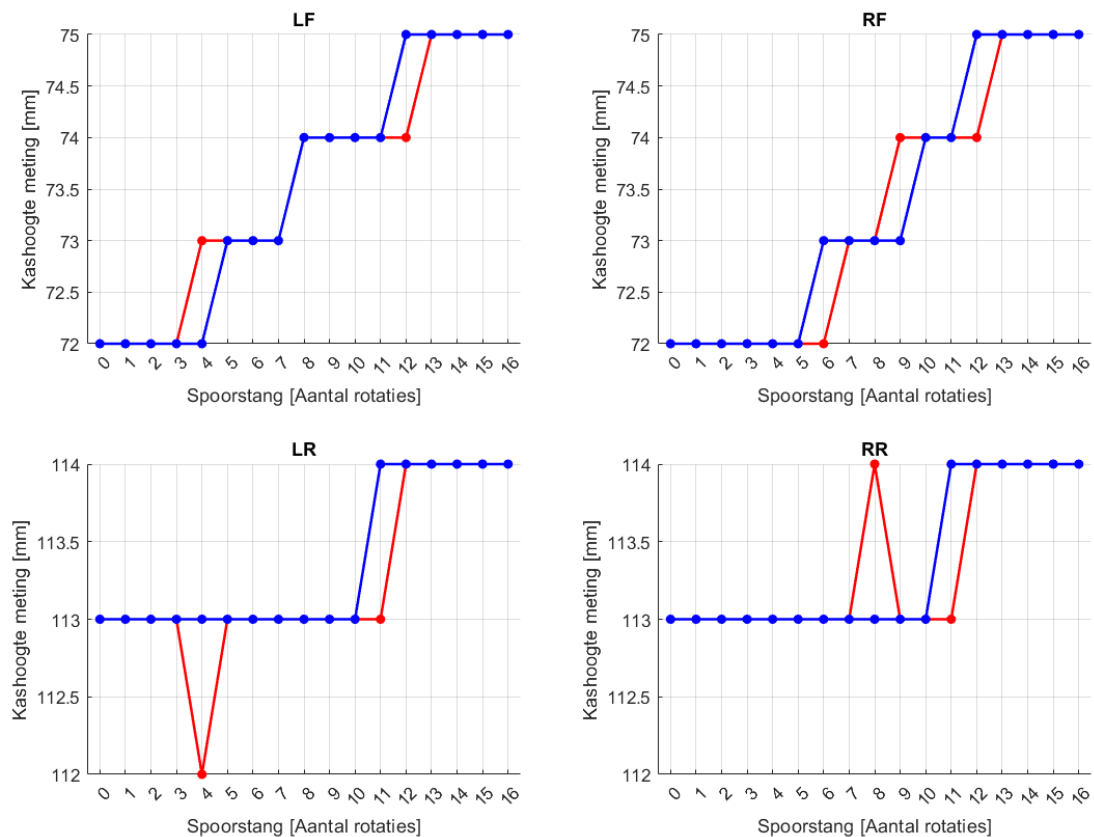
Figuur 5.6: Effect verandering van de spoorstang op het kruisgewicht

lijnen hetzelfde gedrag, maar bij een lichtjes verschillend aantal toeren van de spoorstang. Wat betreft de reversibiliteit blijkt dat de kashoogte reversibel is aangezien de rode lijn grotendeels onder de blauwe ligt. Op enkele punten vertoont dit fenomeen afwijkingen, doch dit kan worden toegeschreven aan de mogelijkheid van inaccuraat aflezen van de meetinstrumenten.

Een interessant feit om op te merken is dat de technische controleurs van de organisatie (scrutineers) tijdens een raceweekend geen last hebben van deze afwijkingen bij het aflezen van de kashoogte. Zij maken gebruik van een object aan een stok, dat onder de auto wordt bewogen. Dit object heeft de exacte minimale kashoogte volgens het reglement. Als het object de auto raakt, betekent dit dat de wagen te laag is, en als het object er zonder problemen onderdoor kan, voldoet de auto aan de reglementaire eisen. Scrutineers hoeven dus geen meetstaaf af te lezen.

Bovendien krijgen coureurs aan het einde van de race de melding "pick-up". Tijdens een race slijten de banden, waardoor de kashoogte afneemt. Om de kashoogte weer te vergroten, rijden coureurs aan de buitenkant van de bocht tijdens de inlap, zodat de banden weer rubber kunnen oppikken, evenals eventuele kiezels en zand, vandaar de term "pick-up".

Op de achteras blijft de kashoogte min of meer gelijk. Na ongeveer 10 toeren van de spoorstang stijgt de kashoogte zowel links als rechts met 1 mm, wat in vergelijking met de vooras niet veel is. Hier blijkt eveneens de reversibiliteit duidelijk aanwezig op uitzondering van één meetpunt. Bovenop die afwijking is er een extra piek aanwezig zowel links als rechts. Deze piek kan echter verwaarloosd worden, aangezien het niet logisch is dat de kashoogte plusteling zou stijgen en direct terug dalen in dit verloop.

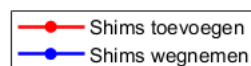


Figuur 5.7: Effect verandering van de spoorstang op de spoorhoek

5.3.4 Verandering van de lengte van de onderste wishbone

De lengte van de onderste wishbone kan veranderd worden door middel van cambershims. Deze schijfjes met bepaalde dikte kunnen op de juiste plaats tussen de onderste wishbone en het chassis geplaatst worden, wat zorgt voor een lengteverschil. Deze aanpassing wordt tot nog toe vooral gebruikt om de camberhoek aan te passen. Of deze aanpassing een bijkomend effect heeft, zal in deze subsectie verder worden onderzocht.

Opnieuw wordt de lengte groter gemaakt en opnieuw verkleind om de reversibiliteit van de aanpassingen te controleren, net zoals bij de voorgaande test. Het toevoegen van cambershims, en dus het vergroten van de lengte van de onderste wishbone, wordt in de plots van deze subsectie voorgesteld door de rode grafiek. Het wegnemen van cambershims zorgt ervoor dat de onderste wishbone terug korter wordt en wordt voorgesteld door de blauwe grafiek. Deze legende is verduidelijkt in figuur 5.8.



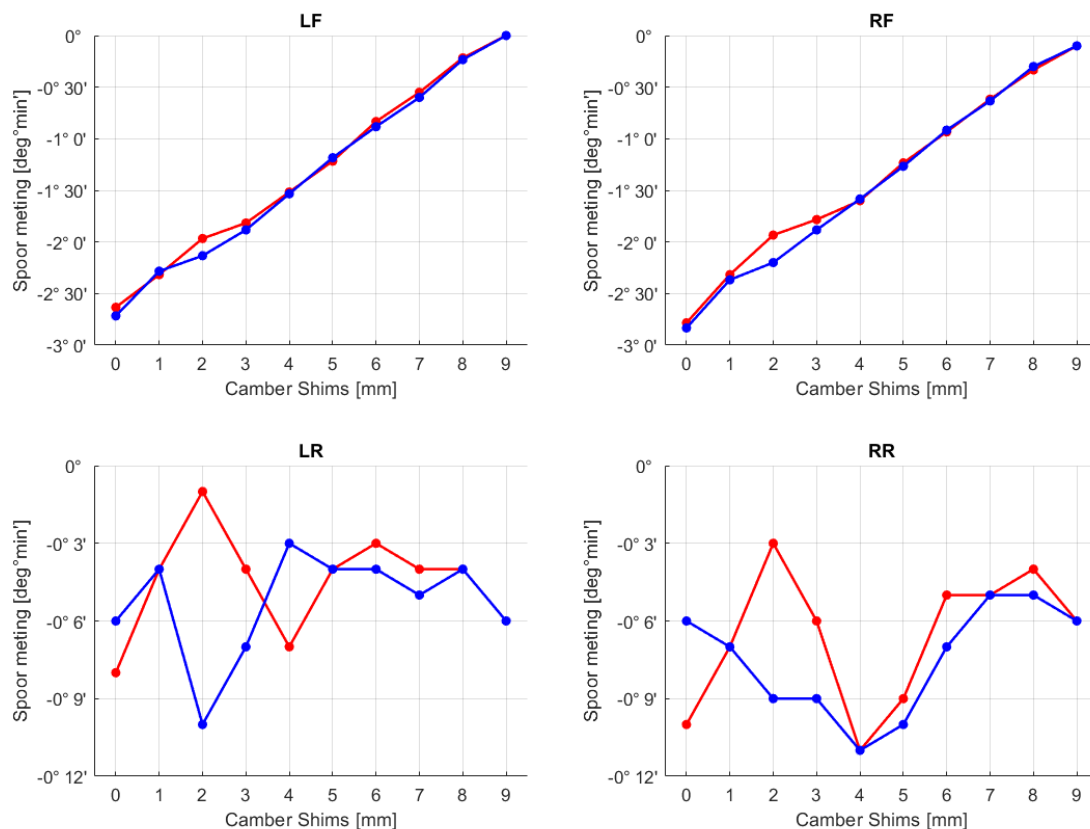
Figuur 5.8: Legende wijziging onderste wishbone

Effect op de spoorhoek

Wat direct opvalt aan het effect op de voorwielen in figuur 5.9 is opnieuw het rechte lijnige gedrag. Een verlenging van de onderste wishbone zorgt ervoor dat de spoorhoek minder negatief wordt, terwijl een verkorting van de onderste wishbone voor een groter spoorhoek in negatieve zin zorgt.

Aangezien de rode en blauwe grafieken grotendeels elkaar overlappen, kan gesproken worden over een reversibel gedrag. Wat bijkomend opvallend is op figuur 5.9 is de grote wijziging in de spoorhoek op de vooras. Wanneer de lengte van de onderste wishbone gewijzigd wordt tussen zijn minimale en maximale waarde, zal de spoorhoek wijzigen met ongeveer $2^{\circ}30'$. Aangezien een wijziging van de spoorstang slechts voor een wijziging van 6° zorgt, is de wijziging van $2^{\circ}30'$ ook relatief groot. Hieruit volgt dat een aanpassing van de onderste wishbone een grotere invloed op de spoorhoek heeft dan initieel verwacht werd.

Bij het analyseren van de spoorhoekvariatie op de achteras valt op dat de spoorhoek slechts enkele minuten tot 10 minuten wijzigt. Dit is geen grote wijziging en kan te wijten zijn aan de nauwkeurigheid van de meetapparatuur of kleine fouten tijdens het meten, zoals verduidelijkt in subsectie 5.3.3. De kleine wijzigingen zijn eveneens willekeurig, er is namelijk geen duidelijke trendlijn zichtbaar tussen het begin en eindpunt van de meting. Het aanpassen van de lengte van de onderste wishbone op de vooras heeft dus weinig tot geen duidelijk effect op de spoorhoek van de achterwielen.

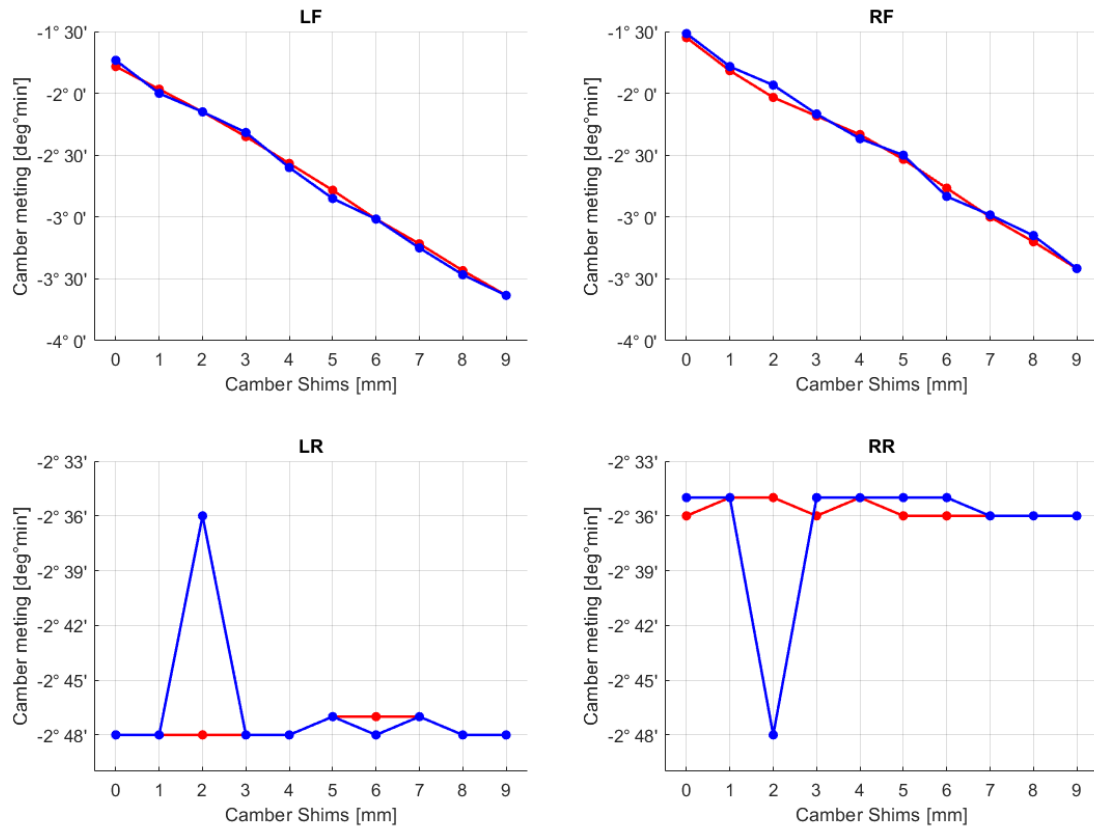


Figuur 5.9: Effect verandering van de onderste wishbone op de spoorhoek

Effect op de camberhoek

Aangezien een aanpassing van de onderste wishbone tot nog toe vooral gebruikt werd om de camberhoek aan te passen, wordt uiteraard dit effect eveneens geanalyseerd en verduidelijkt aan de hand van figuur 5.10

Uit analyse van de resultaten van de vooras blijkt dat de camberhoek rechtlijnig verandert met de wijziging van de lengte van de onderste wishbone. Wanneer de onderste wishbone langer wordt, zal de camberhoek meer negatief worden en dus absoluut een grotere hoek opleveren. Het verschil



Figuur 5.10: Effect verandering van de onderste wishbone op de camberhoek

tussen de kleinste en grootste hoek is ongeveer 4° op zowel het linker- als het rechter voorwiel. De hoek wijzigt links dus evenveel als rechts, maar uit de resultaten blijkt dat de camberhoek op het rechter voorwiel op elk moment ongeveer 15 minuten minder negatief is dan op het linker voorwiel. Als de reversibiliteit wordt onderzocht valt op dat de rode lijn opnieuw ongeveer onder de blauwe lijn ligt. Hieruit kan geconcludeerd worden dat een wijziging van de onderste wishbone een reversibel gedrag oplevert wat betreft de camberhoek op de voorwielen. Het terugplaatsen van de standaard dikte van shims na de metingen geeft eveneens dezelfde waarde van de camberhoek als in het begin. Dit staft de conclusie van het bestaan van reversibiliteit in dit geval.

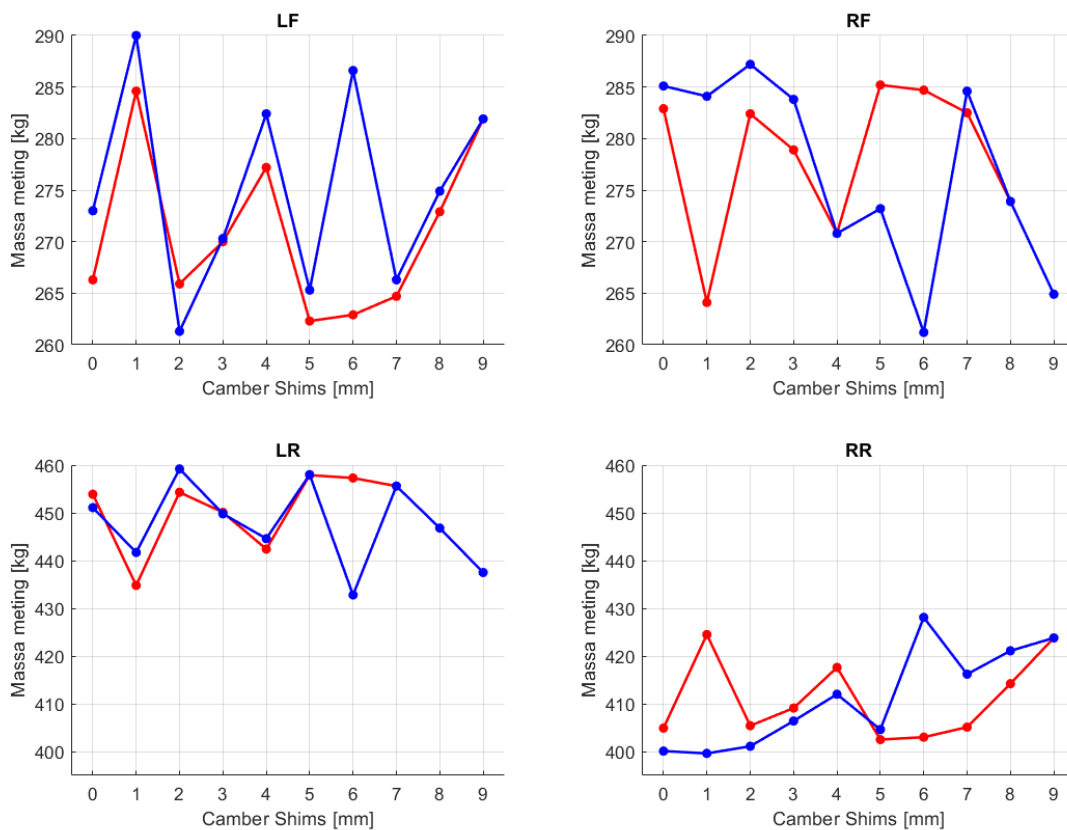
Op de achteras blijkt dat de camberhoek ongeveer gelijk blijft. Hier is opnieuw de camberhoek op het rechter wiel ongeveer 15 minuten minder negatief is dan het linker wiel. Op beide grafieken komt in de blauwe lijn een uitschieter voor. Deze uitschieter is een duidelijk afwijkend resultaat en kan dus geklasseerd worden als meetfout. Doordat beide punten een Z-score behalen van afgerond 4.3 en -4.3, kan statistisch bevestigd worden dat deze punten effectief als uitschieter benoemd mogen worden. Bijkomend kan de kleine afwijking die zich op bepaalde punten tussen de rode lijn en blauwe lijn bevindt, verwaarloosd worden aangezien het om dergelijk kleine afwijkingen gaat dat deze aan de nauwkeurigheid van de meetapparatuur liggen.

Effect op de massa

Het aanpassen van de lengte van de onderste wishbone heeft duidelijk verschillende effecten. Het effect van deze wijziging op de massa van de vier hoeken van de wagen wordt gevisualiseerd in figuur 5.11. Uit deze figuur blijkt dat de massa zeer willekeurig verandert. De massa wijzigt op de grafiek wel degelijk, soms zelfs met 25kg, maar aangezien er totaal geen trendlijn door de

punten kan getrokken worden, dringt de conclusie zich op dat deze afwijkingen geen standaard effect zijn van een wijziging van de lengte van de onderste wishbone. Zowel op de wielen apart, als bij het bekijken van overneemkomsten tussen beide wielen valt geen duidelijke trend op.

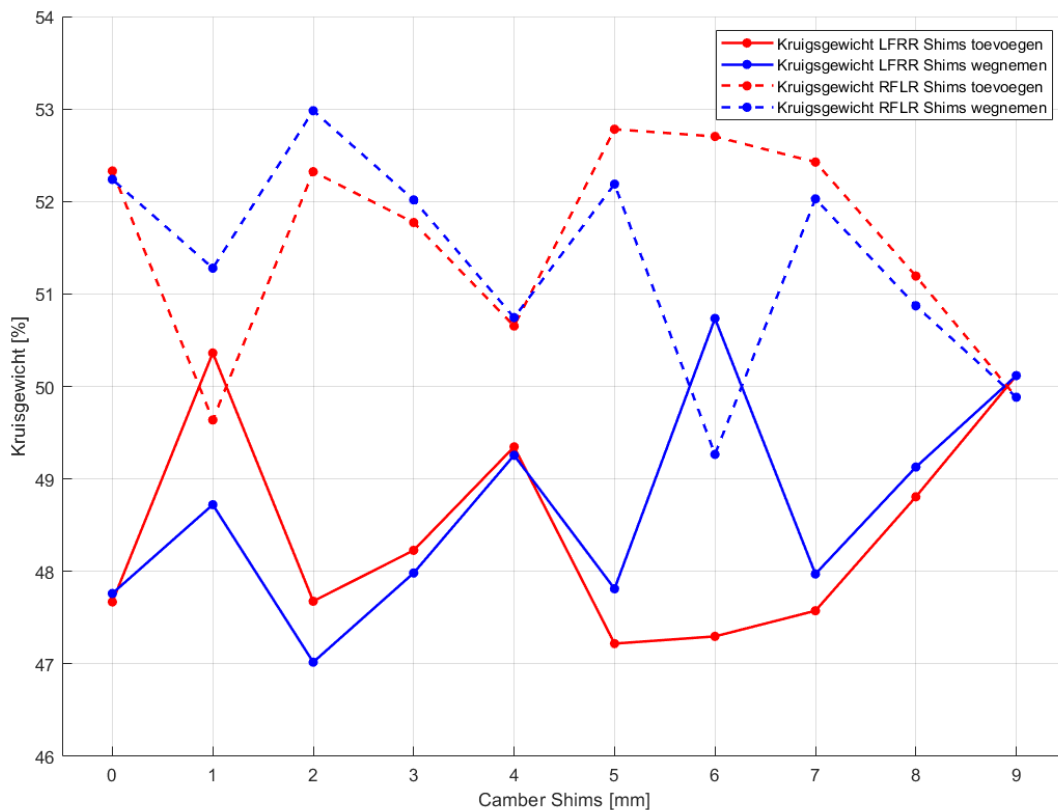
De massa op de achteras blijkt exact hetzelfde resultaat te vertonen als het resultaat op de vooras. Op de achteras wijzigt de massa eveneens zeer willekeurig, maar met een omgekeerd verband ten opzichte van de voorwielen. Wanneer de massa op het voorwiel stijgt, zal de massa op het achterwiel dalen en andersom. Hieruit blijkt dat de scales wel degelijk werken, maar dat het zwaartepunt van de wagen wellicht op zichzelf kan verplaatsen na aanrakingen met het voertuig. Aangezien op de achteras het verschil tussen de grootste en laagste massa eveneens ongeveer 25 kg is, kan opnieuw bevestigd worden dat dit geen gevolg is van de wijziging van de spoorstang op het voorwiel. Wanneer dit wel het geval zou zijn, wordt er verwacht dat de wijziging van de massa op het voorwiel groter is dan op het achterwiel.



Figuur 5.11: Effect verandering van de onderste wishbone op de massa

Effect op het kruisgewicht

Net zoals bij de verandering van de lengte van de spoorstang, vertoont het kruisgewicht geen volledig reversibel gedrag bij een aanpassing. Wat wel opnieuw opvalt is dat de streepjeslijn een omgekeerd effect vertoont in vergelijking met de volle lijn, en dit zowel bij de blauwe als de rode lijn. In dit geval valt het effect van de verandering van de lengte van de spoorstang op het kruisgewicht niet binnen de acceptabele marge van $\pm 1\%$ rond de 50%. Dit gedrag is dus niet verwaarloosbaar, maar er is uit deze test ook geen duidelijk verband tussen de aanpassingen en het effect zichtbaar. Deze invloed zal dus nog verder onderzocht moeten worden vooraleer hier verdere uitspraak over gedaan kan worden.



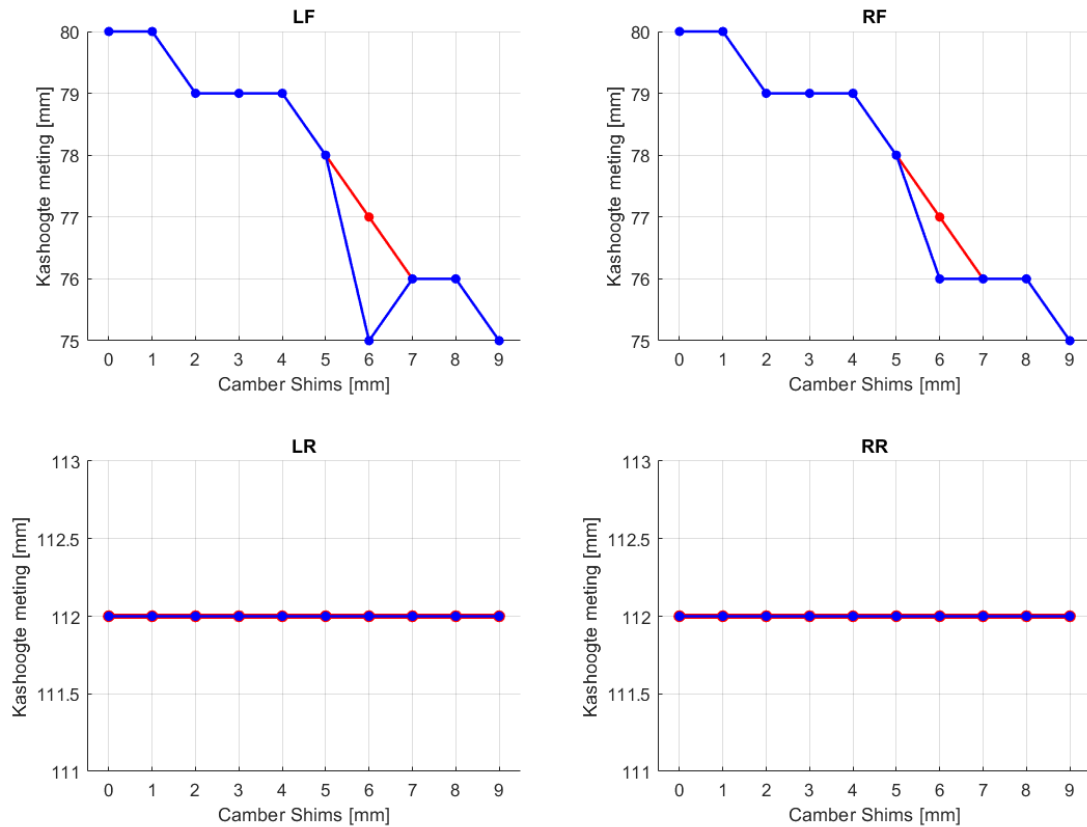
Figuur 5.12: Effect verandering van de onderste wishbone op het kruisgewicht

Effect op de kashoogte

Uit figuur 5.13 kunnen enkele besluiten getrokken worden wat betreft de kashoogte in functie van de verandering van de lengte van de onderste wishbone. Een eerste besluit is de duidelijke reversibiliteit die zich zowel op de vooras als op de achteras voordoet. Op de achteras blijft zowel de rode, als de blauwe lijn volledig constant en op dezelfde waarde waardoor de rode volledig achter de blauwe valt. Dit wijst dus op volledige reversibiliteit. De kashoogte op de vooras wijzigt daarentegen wel met 5 mm. Wanneer de lengte van de onderste wishbone groter wordt gemaakt zal de kashoogte op de vooras kleiner worden. Een kleine afwijking doet zich voor bij de blauwe plot van beide wielen, maar deze buitengewone waarde kan verklaard worden door een fout bij het aflezen van de meetstaaf. Deze kan namelijk slechts tot op de millimeter nauwkeurig afgelezen worden. Wanneer deze afwijking niet in rekening wordt gebracht, kan besloten worden dat het effect op de vooras eveneens reversibel is.

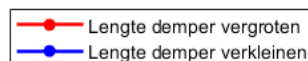
5.3.5 Verandering van de lengte van de demper

Als laatste test van dit experiment wordt de lengte van de demper aangepast. Zoals uitgelegd in subsectie 5.2.1 zal hierbij een extra stap plaatsvinden tijdens het aanpassen van de lengte, aangezien de demper niet onder spanning mag staan tijdens het aanpassen. Tijdens het uitvoeren van aanpassingen moet de geïntegreerde pneumatische krik van de wagen dus telkens geactiveerd zijn. De test bestaat opnieuw uit twee fases, namelijk het verlengen van de demper van zijn minimale naar zijn maximale lengte, waarna de lengte opnieuw wordt geminimaliseerd. In de volgende plots wordt het verlengen van de demper aangeduid met een rode lijn, terwijl het



Figuur 5.13: Effect verandering van de onderste wishbone op de kashoogte

verkorten van de demper wordt aangeduid met een blauwe lijn zoals in de legende in figuur 5.14 wordt gevisualiseerd. Tot heden wordt een wijziging van de lengte van de demper vooral gebruikt om de kashoogte te wijzigen volgens NGT Racing. Uit de volgende resultaten zal blijken of het wijzigen van de demper nog andere belangrijke of interessante gevolgen heeft.



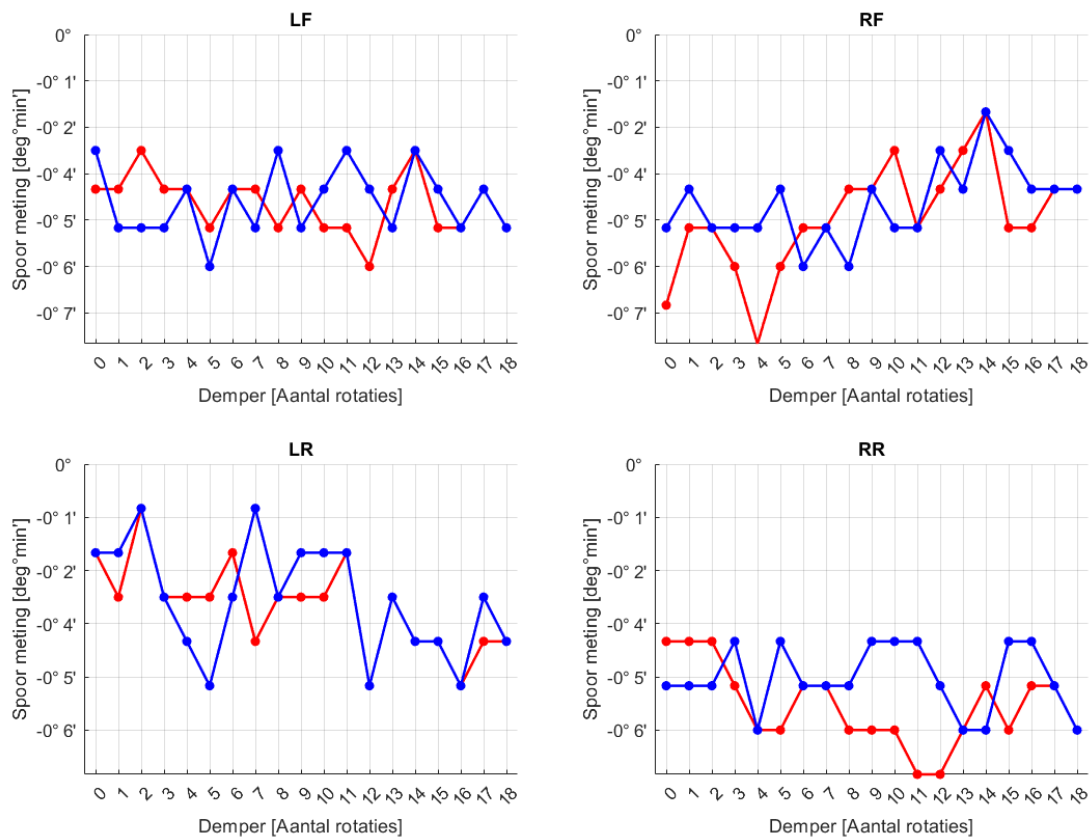
Figuur 5.14: Legende wijziging demper

Effect op de spoorhoek

Bij het vergelijken van figuur 5.15 met de figuren die de impact illustreren van aanpassingen aan de lengte van de onderste wishbone of de spoorstang op de spoorhoek, wordt duidelijk dat een wijziging in de demperlengte slechts een minimaal en willekeurig effect heeft op de spoorhoek. De maximale afwijking tussen de hoogste en laagste spoorwaarde die tijdens deze test is waargenomen, bedraagt ongeveer 5 minuten, wat overeenkomt met de precisie van de gebruikte testapparatuur. Daarnaast vertoont geen van de vier wielen een duidelijke trendlijn. Op basis hiervan kan geconcludeerd worden dat een verandering in de demper geen aantoonbare invloed heeft op de spoorhoek. De zichtbare afwijkingen kunnen mogelijk worden verklaard door de beperkte precisie van de apparatuur.

Effect op de camberhoek

Uit de resultaten in figuur 5.16 blijkt dat de camberhoek op de voorwielen wel degelijk een merkbare verandering van in totaal ongeveer 1° ondergaan wanneer de lengte van de demper



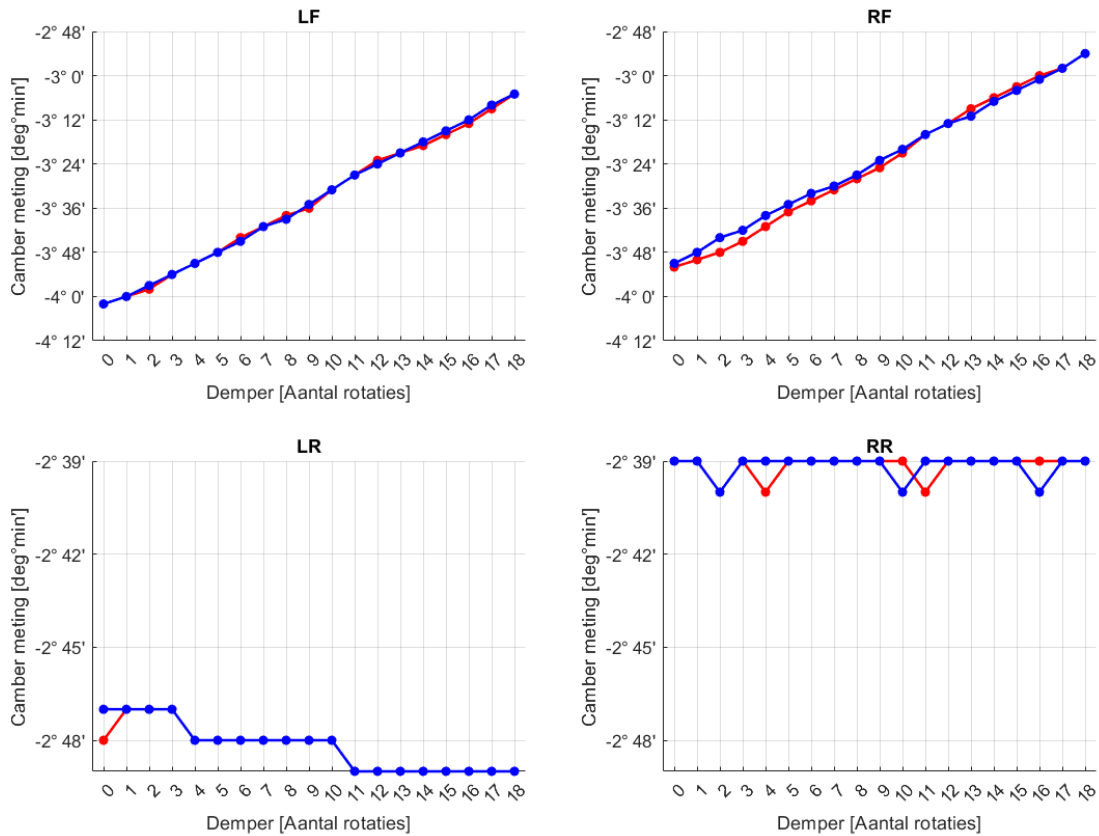
Figuur 5.15: Effect verandering van de demper op de spoorhoek

gewijzigd wordt. Wanneer de lengte van de demper vergroot wordt, zal de camberhoek minder negatief worden wat absoluut dus voor een kleinere hoek zorgt. Bovendien vertoont dit verband een duidelijk lineair patroon, wat gunstig is voor toekomstige aannames en berekeningen. Dit effect is zowel links als rechts duidelijk waarneembaar. Eén van de discrepanties tussen links en rechts betreft de omkeerbaarheid. Aan de linkerzijde is de rode grafiek vrijwel perfect geplaatst onder de blauwe, waardoor de reversibiliteit hier visueel zeer evident is. Aan de rechterzijde lijkt, bij een geringe demperlengte, de omkeerbaarheid van de demper minder prominent aanwezig te zijn, gezien de licht afwijkende rode lijn ten opzichte van de blauwe lijn. Toch volgen beide lijnen nog steeds hetzelfde lineaire patroon met minimale afwijkingen, wat suggereert dat deze afwijking wellicht te wijten is aan de nauwkeurigheid van de meetapparatuur.

Op de achteras blijft de camberhoek nagenoeg gelijk wanneer de demperlengte op de vooras wordt aangepast. Er zijn enkele kleine verschuivingen te zien in de grafiek, maar deze kunnen waarschijnlijk opnieuw worden toegeschreven aan meetonauwkeurigheden. Wat duidelijk zichtbaar is op de achteras, is de reversibiliteit. Aangezien de rode lijn slechts enkele kleine afwijkingen vertoont en op andere punten volledig achter de blauwe lijn ligt, geconcludeerd kan worden dat deze aanpassing zowel op de voor- als op de achteras een reversibel effect heeft op de camberhoek.

Effect op de massa

Om het effect van de aanpassingen van de lengte van de demper op de massa te visualiseren wordt figuur 5.17 gebruikt. Bij het analyseren van deze figuur valt op dat in vergelijking met voorgaande figuren over de effecten op de massa, de grafiek in dit geval relatief stabiel blijft. Op het linker voorwiel vertoont zich een licht opwaartse tendens, doch deze trend kan mogelijk willekeurig van



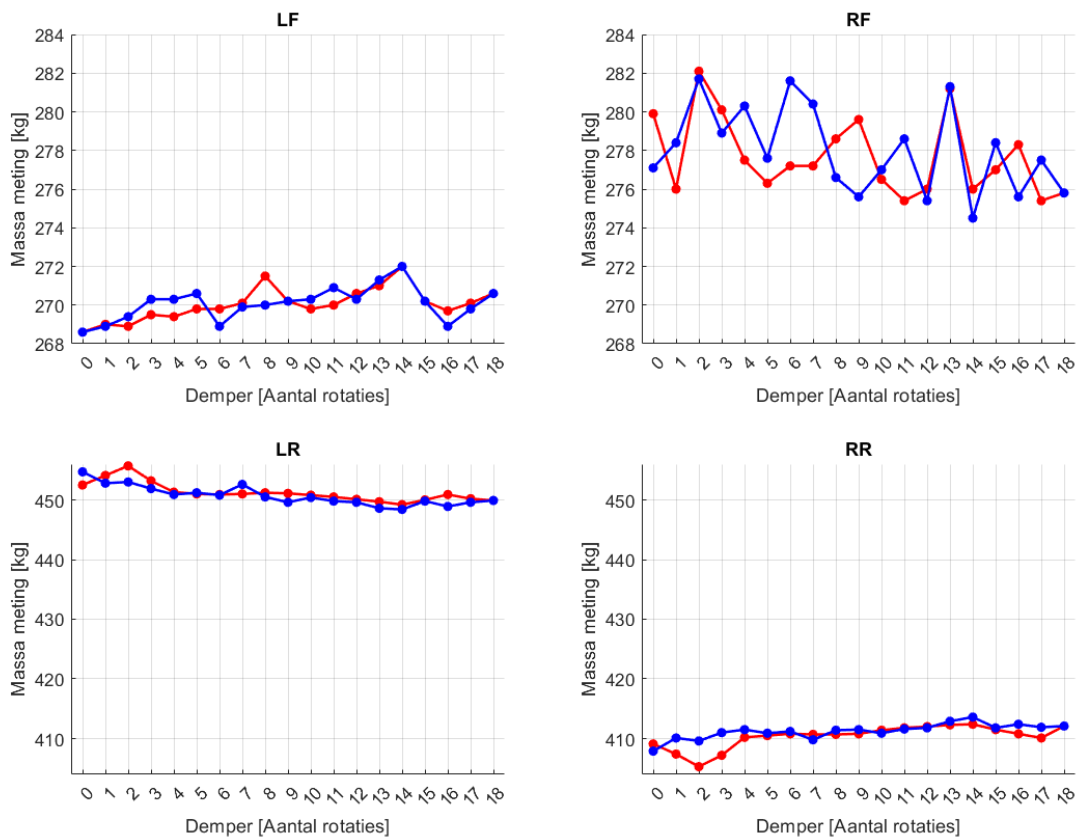
Figuur 5.16: Effect verandering van de demper op de camberhoek

aard zijn. Op beide achterwielen blijft de massa eveneens relatief constant, waarbij de massa op het linker achterwiel doorgaans ongeveer 40 kg hoger is dan op het rechter achterwiel. Bovendien valt op dat er tussen het linker- en rechterwiel een omgekeerd verband bestaat. Wanneer de massa op het linker achterwiel stijgt, zal de massa op het rechter achterwiel dalen en vice versa.

Een afwijking van dit over het algemeen stabiele gedrag wordt waargenomen op het rechter voorwiel. Op dit betreffend wiel blijkt de massa een grotere afwijking van maximaal 6 kg, oftewel ongeveer 2,15%, te hebben. Hoewel dit nog steeds een geringe afwijking is in vergelijking met eerdere effecten op de massa, overstijgt het enigszins de andere hoeken tijdens deze specifieke tests. Toch zou deze afwijking mogelijks verklaard kunnen worden met de nauwkeurigheid van de specifieke scale waarop de rechter voorhoek zich bevond tijdens het meten. Of deze afwijking een invloed heeft op het kruisgewicht wordt in volgende paragraaf besproken.

Effect op het kruisgewicht

Het effect van een aanpassing van de lengte van de demper op het kruisgewicht wordt gevisualiseerd in figuur 5.18. Uit deze figuur blijkt dat beide kruisgewichten ongeveer gelijk blijven. Het verschil tussen de maximale en minimale waarde van het kruisgewicht is bij beiden ongeveer 0.5%, wat een geringe variatie is. Tussen de rode en blauwe plot van eenzelfde kruisgewicht is vaak een kleine afwijking. Op basis hiervan zou in eerste instantie beredeneerd kunnen worden dat er geen reversibiliteit aanwezig is, maar aangezien de afwijking zo klein is kan hier toch gesproken worden over omkeerbaarheid. Bovendien is er opnieuw een verband tussen de gestreepte en volle lijnen. Wanneer bijvoorbeeld de blauwe gestreepte lijn stijgt, zal de blauwe volle lijn dalen en vice versa. Ditzelfde gedrag doet zich voor bij de rode lijn. Dit betekent dus dat wanneer het



Figuur 5.17: Effect verandering van de demper op de massa

kruisgewicht LF/RR toeneemt, zal het kruisgewicht RF/LR afnemen en andersom.

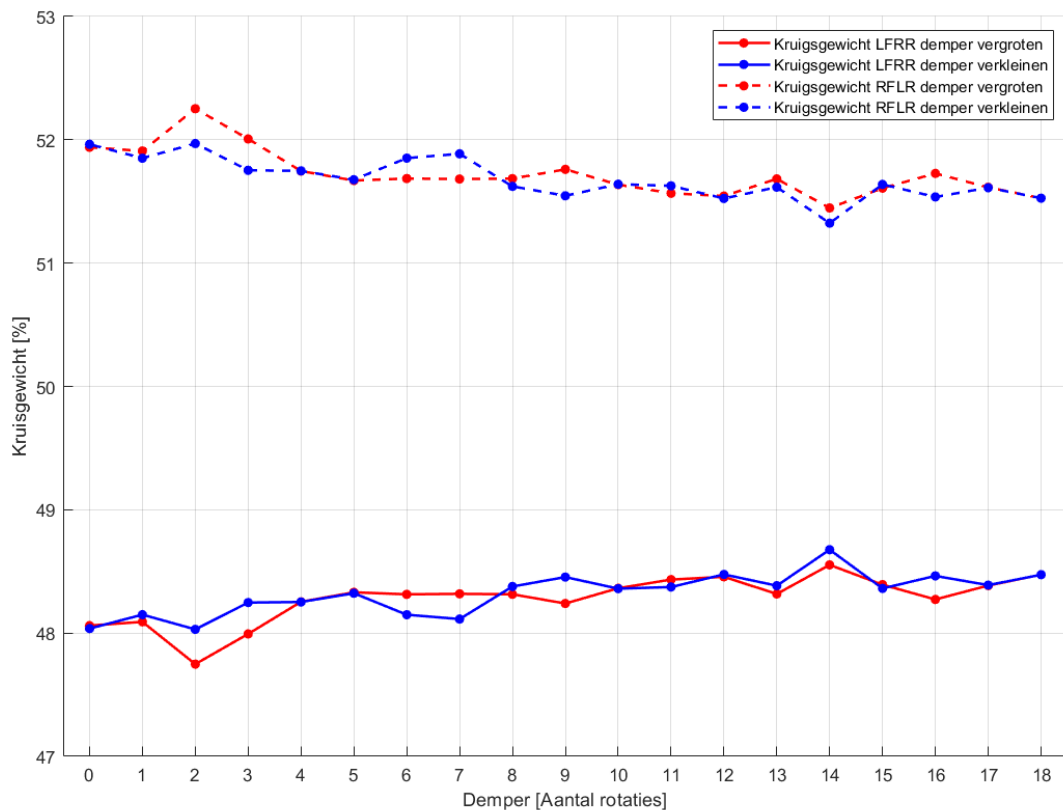
Wat opvallend is bij deze resultaten, is het grote verschil tussen beide kruisgewichten. Normaal gesproken zouden beide kruisgewichten slechts $\pm 1\%$ van 50% afwijken, maar dit is hier duidelijk niet het geval. Het kruisgewicht tussen linksvoor en rechtsachter begint rond 48% en eindigt ook rond dit percentage. Het kruisgewicht tussen rechtsvoor en linksachter start ongeveer bij 52% en eindigt eveneens op ditzelfde percentage. Ondanks dit opmerkelijke gedrag, is het niet zorgwekkend aangezien de kruisgewichten relatief stabiel blijven op deze waarden. Dit betekent dat wanneer beide kruisgewichten exact op 50% zouden liggen, de waarden niet buiten de acceptabele marge zouden afwijken.

Effect op de kashoogte

Om de kashoogte aan te passen wordt door de mechaniekers van NGT Racing tot op heden vooral gebruik gemaakt van een aanpassing van de lengte van de demper. De bevestiging hiervan kan afgeleid worden uit figuur 5.19.

In de analyse van de vooras is het inderdaad opvallend dat de kashoogte aanzienlijk toeneemt bij het verlengen van de demper. Een belangrijke observatie is het feit dat het effect duidelijk volledig reversibel is, zowel aan de linker- als rechterkant. De rode lijn ligt over de volledige lijn exact achter de blauwe lijn. Bij gebruik van de maximale lengte van de demper kan de kashoogte op de vooras variëren tussen 58 mm en 92 mm, zowel aan de linker- als rechterkant. Een andere opmerkelijke constatering is het lineaire verband tussen de demperlengte en de kashoogte.

Op de achteras is er eveneens een duidelijk reversibel gedrag waar te nemen, waarbij de rode



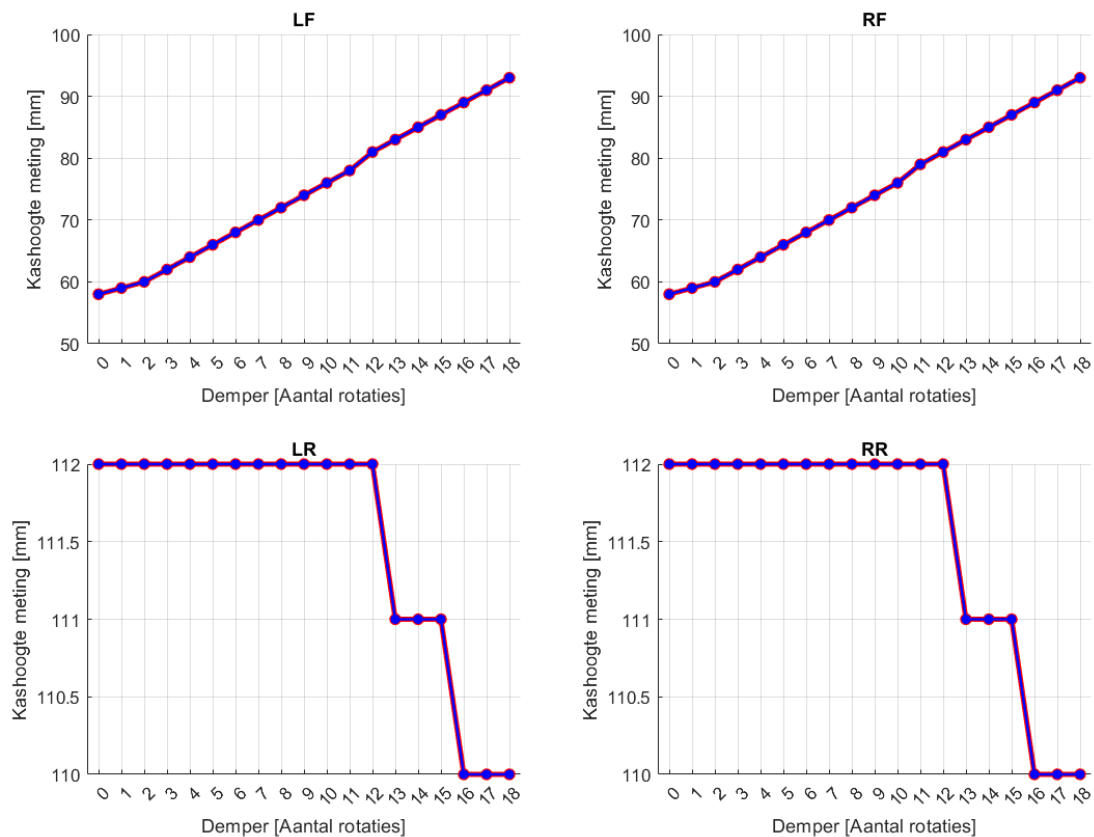
Figuur 5.18: Effect verandering van de demper op het kruisgewicht

lijn ligt opnieuw op elk punt exact samenvalt met de blauwe lijn. Net als op de vooras is het gedrag op de achteras tussen het linker- en het rechterwiel identiek. Echter, wanneer de demper op de vooras verlengd wordt, zal de kashoogte op de achteras niet verhogen, maar verlagen. Dit verschil is echter minimaal, slechts 2 mm. De resultaten tonen dus aan dat de verlenging van de demper een volledig reversibel effect heeft op de kashoogte.

Effect op de lengte van de veer

In hoofdstuk 4 werd aangetoond dat het model onjuiste resultaten weergeeft vanwege de verkeerde uitgangspunten. Eén van deze aannames betrof de aanpassing van de lengte van de veer bij het verlengen van de demper. Het idee achter deze aanname was dat een toename in massa op de veer zou leiden tot een grotere veercompressie. Om deze aanname verder te onderzoeken, wordt bij het aanpassen van de lengte van de demper telkens de lengte van de veer gemeten met behulp van een meetlat. Hoewel de nauwkeurigheid van de metingen beperkt is tot 1 mm, bieden de resultaten toch inzicht in mogelijke invloeden van de massa of variaties in de demperlengte op de veerlengte.

Deze bevindingen worden visueel weergegeven in figuur 5.20. Hieruit kan direct worden geconcludeerd dat de veerlengte op alle hoeken constant blijft. Op beide voorwielen blijkt de lengte van de veer 142 mm te zijn, zowel bij verlenging als verkorting van de demper. Op het rechter voorwiel is één uitschieter met een Z-score van afgerond -5.7 zichtbaar, die waarschijnlijk kan worden toegewezen aan een meetfout als gevolg van de beperkte precisie van de meetmethode. Op de achteras blijft de lengte van de veer eveneens constant. De veer op het linker achterwiel behoudt de lengte van 165 mm gedurende de gehele test, terwijl de veer op het rechter achterwiel



Figuur 5.19: Effect verandering van de demper op de kashoogte

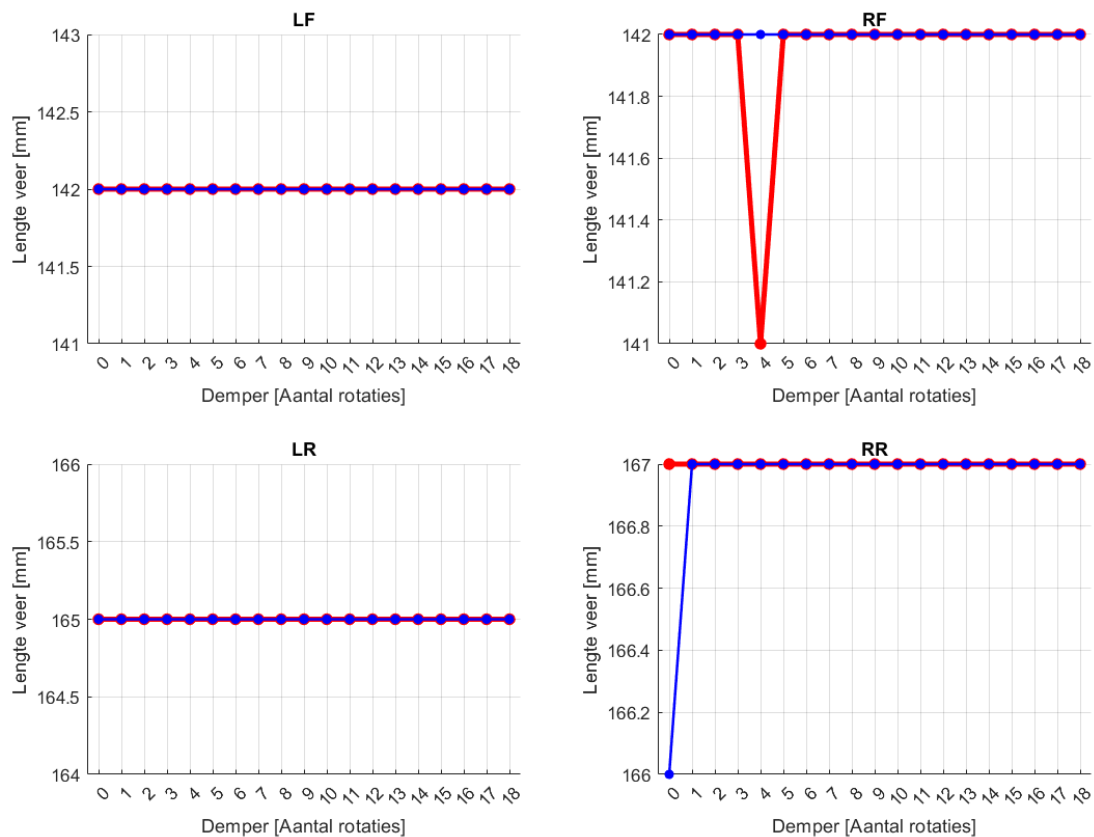
de lengte van 167 mm behoudt. Op het rechter achterwiel is er eveneens een uitschieter van 1 mm verschil met de constante waarde, waarbij deze opnieuw verklaard kan worden door een foutieve aflezing van de meetlat. Deze afwijkende waarde kan statistisch gezien worden als uitschieter dankzij de Z-score van afgerond -5.7.

5.4 Uitvoeren aanpassingen voor monteurs

5.4.1 Belangrijkste invloeden

Hieronder worden enkele van de voornaamste invloeden verder toegelicht. Zoals reeds bekend bij de monteurs van NGT Racing, oefent een verdraaiing van de demper de grootste invloed uit op de kashoogte. Op dezelfde wijze heeft een verdraaiing van de spoorstang de grootste impact op de verandering van de spoorhoek. Niettemin heeft het verdraaien van de spoorstang nog een andere aanzienlijke invloed, namelijk op de camberhoek. Het aanpassen van de lengte van de onderste wishbone blijkt namelijk dezelfde invloed op de camberhoek te hebben als een aanpassing van de lengte van de spoorstang. Een aanpassing van de lengte van de onderste wishbone blijkt bovendien niet enkel een invloed uit te oefenen op de camberhoek, maar kan de spoorhoek eveneens veranderen met ongeveer gemiddeld 20 minuten per millimeter shim.

Verder blijkt dat een aanpassing van de lengte van de demper weinig tot geen invloed heeft op uitlijningsparameters zoals de camberhoek of spoorhoek, noch op de verplaatsing van de massa van het voertuig. Het enige duidelijke effect van een aanpassing van de lengte van de demper



Figuur 5.20: Effect verandering van de demper op de lengte van de veer

blijkt de wijziging van de kashoogte. Wanneer gewichten moeten worden aangepast, zal er op een andere manier te werk gegaan worden, namelijk volgens de methode beschreven in hoofdstuk 4. Door de lengte van de demper op slechts één hoek aan te passen zal het gewicht zich wel degelijk verplaatsen.

5.4.2 Voorbeeldsituaties

Om de link te maken tussen de gevonden verbanden en de werkelijkheid worden er enkele mogelijke situaties opgesteld op basis van de verworven kennis en ervaring tijdens de raceweekends. Hierbij worden mogelijke aanpassingen voorgesteld welke voor een meer optimale afstelling zullen zorgen. Over het algemeen geldt telkens dat het grootste probleem als eerste wordt opgelost. Wanneer bijvoorbeeld de camberhoek het meest afwijkt van de gewenste waarde zal deze als eerste op de juiste waarde gezet worden door middel van de voorgestelde aanpassingen. Wanneer daarna de spoorhoek de grootste afwijking geeft zal vervolgens dit probleem aangepakt worden. Op deze manier wordt uiteindelijk elk probleem iteratief opgelost en kan de set-up zo nauwkeurig mogelijk afgesteld worden. Het is essentieel om in gedachten te houden dat de beschikbare meetgegevens geen mogelijkheid bieden voor exacte kwantitatieve aanpassingen. In plaats daarvan kunnen richtlijnen worden geformuleerd op basis van deze gegevens. Deze richtlijnen dienen als leidraad bij het nemen van beslissingen en het implementeren van veranderingen, maar ze moeten worden geïnterpreteerd en aangepast aan de specifieke context.

Een eerste voorbeeldsituatie is de situatie waarbij de camberhoek op het linker voorwiel meer

negatief moet worden, terwijl alle andere parameters zo weinig mogelijk mogen wijzigen. Voor deze situatie worden volgende aanpassingen voorgesteld:

- maak de onderste wishbone langer: dit maakt de absolute camberhoek groter maar helaas ook de spoorhoek,
- maak de spoorstang groter: dit verkleint de spoorhoek drastisch, maar schroeft de camberhoek ook lichtelijk terug,
- indien nog steeds te weinig camber of teveel spoor: voeg voldoende lengte toe aan de onderste wishbone, zodat de spoorstang voldoende kan verlengd worden zonder de camberhoek te groot te laten worden.

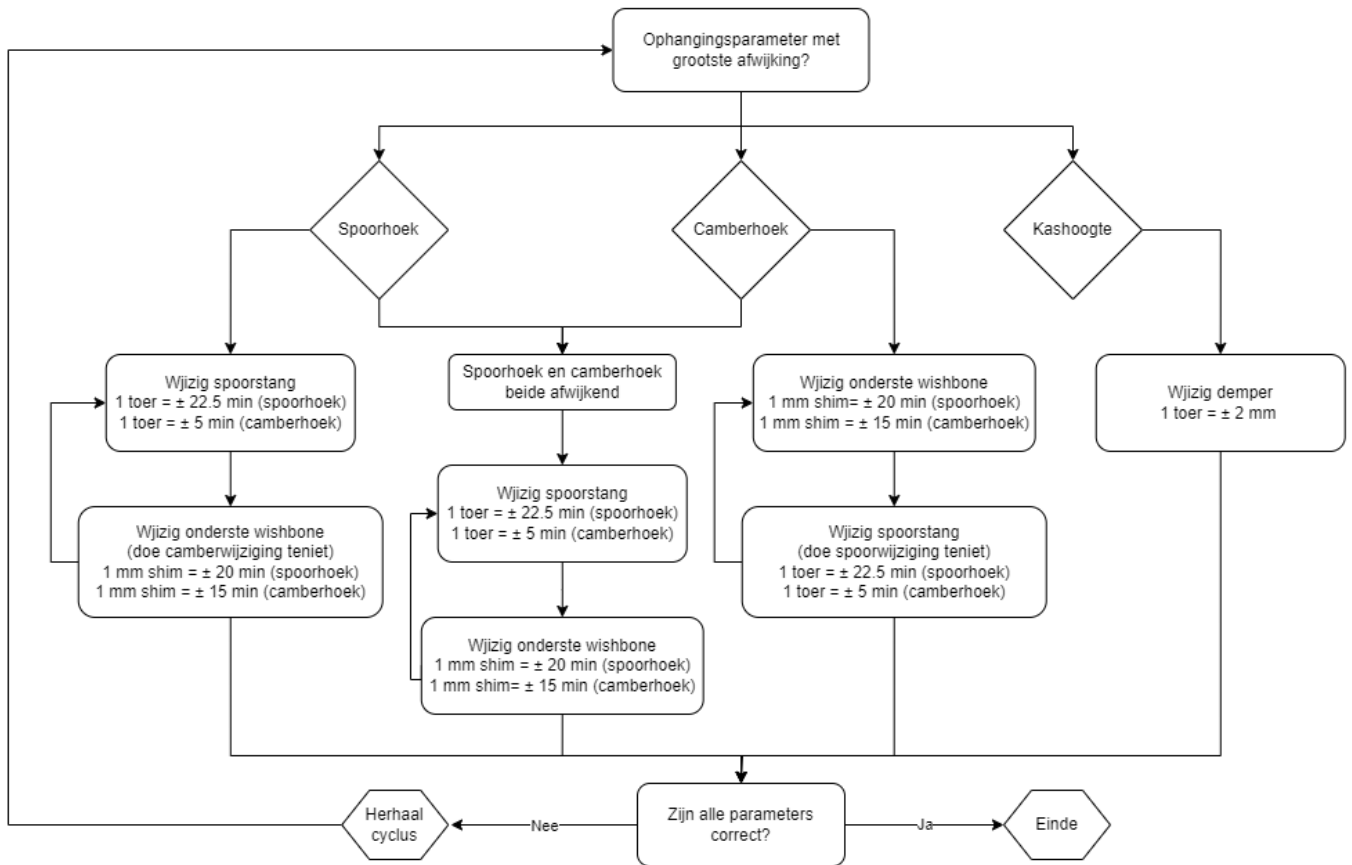
Een tweede voorbeeldsituatie is de situatie waarbij de kashoogte aan de voorkant 2 mm moet stijgen en de spoorhoek eveneens vergroot moet worden, maar de camberhoek mag niet aangepast worden. Voor deze situatie kunnen best volgende aanpassingen worden uitgevoerd:

- maak de dempers zowel links- als rechtsvoor langer: dit verhoogt de kashoogte zonder andere parameters veel te beïnvloeden,
- maak de spoorstang korter: dit vergroot de spoorhoek, maar vergroot ook de absolute camberhoek,
- maak de onderste wishbone korter: dit verkleint de absolute camberhoek, maar verkleint eveneens de spoorhoek lichtelijk,
- blijf de 2 laatste stappen herhalen tot het juiste evenwicht is gevonden.

Een derde voorbeeldsituatie bestaat uit een fout kruisgewicht. De linkervoorhoek zou een grotere massa moeten dragen, terwijl de kashoogte niet mag wijzigen. Daar bovenop moet de camberhoek een beetje groter worden, terwijl de spoorhoek veel groter moet worden. Om deze situatie op te lossen worden volgende handelingen voorgesteld:

- maak de demper linksvoor langer: dit zorgt voor een grotere massa op de linker voorhoek zonder de kashoogte sterk te beïnvloeden,
- maak de spoorstang korter: dit maakt de spoorhoek veel groter en de absolute camberhoek een beetje groter,
- indien de camberhoek niet groot genoeg is en de spoorhoek wel bijna: maak de onderste wishbone langer, dit maakt zowel de camberhoek als de spoorhoek een beetje groter.

Natuurlijk zijn er nog vele andere situaties waarvoor mogelijk een alternatieve reeks van aanpassingen vereist is. Omdat het ontwikkelen van een daadwerkelijk softwareprogramma ter ondersteuning van het afstellen onsuccesvol bleek, maar we desalniettemin de behoefte hadden om enige vorm van richtlijnen aan de mechaniekers te verstrekken, werd er een flowchart opgesteld. Deze flowchart geeft voor meerdere situaties richtlijnen aan de mechaniekers en wordt weergegeven in figuur 5.21. In essentie kan worden geconcludeerd dat een aanpassing van de spoorhoek het meest effectief wordt bereikt door de lengte van de spoorstang te modifieren, wat een logische benadering is. Met deze aanpassing volgt er ook een aanpassing van de camberhoek. Indien dit neveneffect gewenst is, is dat geen probleem. Indien dit neveneffect niet gewenst is kan dit opgeheven worden door middel van een aanpassing van de lengte van de onderste wishbone. Wanneer daarentegen de camberhoek moet aangepast worden, maar niet de spoorhoek, zal deze



Figuur 5.21: Flowchart aanpassingsrichtlijnen

aanpassing best gebeuren door middel van een aanpassing van de lengte van de onderste wishbone, wat opnieuw een logische benadering is. Hierbij verandert eveneens de spoorhoek licht, maar deze invloed kan teniet gedaan worden door middel van een aanpassing van de lengte van de spoorstang. Om de kashoogte te wijzigen kan in alle gevallen best gebruik gemaakt worden van een aanpassing van de lengte van de demper. Bij een gevraagde wijziging van het kruisgewicht (oftewel de massaverdeling) kan er best een aanpassing gebeuren aan de lengte van de demper op één hoek. Toch zijn dit uiteindelijk slechts richtlijnen en zal de mechaniker eveneens op zijn ervaring moeten vertrouwen en een afweging maken van welke aanpassingen het meest toepasbaar zijn.

5.5 Conclusie

Het experiment waarbij aanpassingen werden uitgevoerd aan zowel de linker- als rechterkant van de vooras blijkt een waardevol experiment te zijn en een zinvolle uitbreiding op het experiment van hoofdstuk 4. Uit de resultaten blijkt onder meer dat de verstrekte informatie van NGT Racing correct is. Enkele belangrijke bevindingen die deze verstrekte informatie staven, zijn als volgt:

- de grootste verbetering wat betreft de spoorhoek, wordt bereikt door aanpassingen aan de spoorstang
- een verandering in de lengte van de onderste wishbone leidt tot aanzienlijke verschillen in de camberhoek

- de kashoogte kan het gemakkelijkst worden aangepast door de lengte van de demper aan te passen

Het is dan ook logisch dat de stangen die worden gewijzigd voornamelijk bedoeld zijn om de gelijknamige parameters te wijzigen.

Naast deze voor de hand liggende effecten vallen nog enkele andere resultaten op. Zo blijkt dat zowel de spoorstang als de onderste wishbone een vergelijkbare invloed hebben op de camberhoek. Beide stangen hebben namelijk een aanpasbare wijziging van ongeveer 2° over de gehele lengte. Dit terwijl de spoorstang ook een aanzienlijk effect op de spoorhoek heeft, en een variatie van de lengte van de onderste wishbone een veel kleinere invloed heeft op de spoorhoek van ongeveer $2^\circ 30'$, terwijl de spoorhoek bij aanpassing van de lengte van de spoorstang wel 6° (tussen 3° en -3°) kan wijzigen.

Het aanpassen van de demper heeft enkele interessante inzichten opgeleverd. Zowel de spoorhoek als de camberhoek veranderen zeer minimaal of zelfs helemaal niet. De gemeten spoorhoek varieert op alle vier de wielen ongeveer 5 minuten tussen de maximale en minimale waarde, terwijl de camberhoek op de vooras slechts met 1 minuut verandert en op de achteras zelfs constant blijft. De invloed op de massaverdeling is eveneens beperkt, met een verschil van slechts 6 kg tussen de maximale en minimale waarden. Dit staat in contrast met de resultaten in hoofdstuk 4, waar de massa aanzienlijk verandert wanneer alleen de lengte van de demper op één hoek werd aangepast. Een ander voorbeeld van een verschil tussen resultaten van beide experimenten is te vinden bij de kashoogte. Tijdens het experiment in hoofdstuk 4 wijzigt de kashoogte nauwelijks in vergelijking met het aantal toeren dat op de demper gedraaid wordt, terwijl bij het nieuwe experiment de kashoogte aanzienlijk stijgt, tot wel 45 mm. Op de achteras daalt de kashoogte tijdens het laatste experiment met 2 mm.

Hoofdstuk 4 toont aan dat er enkele onjuiste aannames gemaakt werden in het model. Eén daarvan was de vergelijking voor het bepalen van de lengte van de demper. De verandering van deze lengte werd berekend op basis van de veercompressie bij blootstelling aan krachten. Tijdens de experimentele validatie bleek deze aanname onjuist te zijn, waardoor de lengte van de demper foutief werd berekend. Een nieuwe benadering suggereert dat de lengte van de veer onveranderd blijft en alleen de lengte van de demper verandert. Om deze hypothese te controleren wordt tijdens het aanpassen van de lengte van de demper telkens de lengte van de veer gemeten en genoteerd. Deze lengte blijkt tijdens het aanpassen van de lengte van de demper constant te blijven, wat de hypothese bevestigt.

Dit experiment draagt eveneens bij aan controle op reproduceerbaarheid bij identieke aanpassingen. De monteurs van NGT Racing gaven aan dat aanpassingen terugdraaien niet altijd dezelfde resultaten oplevert als voor de aanpassing. Om deze hypothese te testen werden alle stangen zowel verlengd als verkort, waarbij werd gecontroleerd of deze herhaalde aanpassing dezelfde parameters opleverde als eindresultaat. Uit de resultaten van dit experiment blijkt dat zowel bij aanpassing van de lengte van de spoorstang als de demper alle resultaten volledig reversibel zijn. Er zijn enkele kleine afwijkingen, maar deze zijn klein genoeg om toe te schrijven aan de onnauwkeurigheid van de meetmethode. Bij het aanpassen van de lengte van de onderste wishbone blijken alle hoeken eveneens een reversibel resultaat te hebben, enkel de massa geeft een afwijkend resultaat. Vanwege de grote variabiliteit van de massa en de willekeurige aard ervan kan hierover geen definitief besluit genomen worden. Om het verband tussen een aanpassing van de lengte van de onderste wishbone en de massa aan te tonen is verder onderzoek nodig.

Tijdens andere testen bleef het kruisgewicht altijd relatief constant of binnen de 1% foutmarge, waardoor schommelingen in de massa geen probleem vormen. Dit betekent dat de afwijkingen in de massa geen beduidende invloed hebben. Alle andere parameters kunnen eveneens als reversibel beschouwd worden, wat positief is voor een eventueel data-driven model in een toekomstig onderzoek.

Hoofdstuk 6

Conclusie

6.1 Algemene conclusie

De hoofddoelstelling van deze masterproef was het ontwikkelen van een methode om de ophanging van een Porsche 911 GT3 Cup af te stellen, waarbij afgeweken wordt van de eerdere trial-and-errorbenadering. Het gebruik van een open-source platform werd hierbij beoogd, maar dit heeft uiteindelijk voor problemen gezorgd. Het ontwikkelen van een zelf opgebouwd geometrisch kinematisch model bracht vele uitdagingen met zich mee, die aanzienlijke tijd vergden om te overwinnen. Na het uitwerken van dit model bleek door middel van de experimentele validatie dat het model foutieve berekeningen maakt. Deze onjuiste berekeningen zijn gebaseerd op incorrecte aannames, zoals bijvoorbeeld de veronderstelling dat de lengte van de demper afhangt van de massa, terwijl dat niet het geval blijkt te zijn. De verdere vereiste van de hoofddoelstelling, namelijk het bereiken van een nauwkeurige afstelling van alle ophangingsparameters met een maximale afwijking van 1% van 50% van het kruisgewicht, is dus niet behaald vanwege de aanzienlijke tijd en iteraties nodig voor het opbouwen van het model, uiteindelijk zonder succes.

Verder werd deze masterthesis gebaseerd op drie deeldoelstellingen. De eerste deeldoelstelling had tot doel informatie te verkrijgen over het ophangingsmechanisme dat wordt gebruikt in de Porsche 911 GT3 Cup, om zo inzicht te krijgen in de verschillende parameters voor de uitlijning van het voertuig. Dankzij de mogelijkheid tot het bijwonen van enkele raceweekends van NGT Racing en een uitgebreid bronnenonderzoek werd deze deeldoelstelling succesvol behaald.

Om de tweede deeldoelstelling te bereiken, moest een geometrisch model van het chassis en de ophanging van de Porsche 911 GT3 Cup worden gemodelleerd, waarbij de invloed van veranderingen in de wielstand op de gewichtsverdeling in kaart moest worden gebracht. Deze deeldoelstelling werd gedeeltelijk behaald. Zoals eerder besproken, is het opbouwen van een model niet succesvol gebleken. Om op een andere manier de interconnecties tussen aanpassing aan de geometrie van de ophanging en de ophangingsparameters in kaart te brengen, werd een nieuw experiment opgezet. Op basis van dit experiment is duidelijk geworden wat de invloeden zijn van aanpassingen in de geometrie van de ophanging op de vooras. Hoewel de beoogde correlaties op een andere manier zijn gevonden dan oorspronkelijk bedacht, zijn ze uiteindelijk wel geïdentificeerd.

Ten slotte werd er een derde deeldoelstelling gedefinieerd. Hierbij was het doel dat de gevonden verbanden, het kinematisch model en de gewenste afstelling van de ophanging gekoppeld zouden worden in een zelf ontwikkeld softwareprogramma. Dit programma zou op basis van deze gege-

vens, samen met enkele extra variabelen, in staat moeten zijn om aan te geven welke aanpassingen de mechaniekers precies moeten doorvoeren om de beoogde afstelling met correcte gewichtsverdeling te realiseren. Doordat het model niet correct bleek, werd ook deze deeldoelstelling niet meer mogelijk om te behalen. Gezien de resterende tijdsbeperking, is er tot op heden geen alternatieve aanpak ontwikkeld voor dit vraagstuk. Niettemin worden in de volgende paragraaf enkele potentiële onderzoeksrichtingen geformuleerd die naar verwachting kunnen bijdragen aan het bereiken van het beoogde eindresultaat.

6.2 Vervolgonderzoek

Aangezien uit hoofdstuk 4 blijkt dat het originele opgebouwde model niet klopt en uit hoofdstuk 5 dat de meeste verbanden tussen aanpassingen en ophangingsparameters reversibel zijn, kunnen bij toekomstig onderzoek verschillende benaderingen worden geprobeerd. Enkele mogelijke oplossingen zijn een multi-body simulatie in een commerciële solver zoals MSC ADAMS of NX-motion, een K&C-model of een data-driven model.

Bij het gebruik van een NX-model kunnen alle hardpoints worden ingevoerd in de bestaande software, waarna de verbindingen hiertussen kunnen worden opgebouwd en geparametriseerd. Vervolgens kunnen verschillende aanpassingen aan de ophanging worden gesimuleerd, zoals bijvoorbeeld het verlengen van de spoorstang of demper. Het nadeel van deze methode is echter de vereiste nauwkeurigheid van de hardpoints. Aangezien de gebruikte hardpoints in deze scriptie niet nauwkeurig zijn bepaald, is het onmogelijk om precieze resultaten te verkrijgen uit een NX-model. Het nauwkeurig bepalen van de hardpoints zou dus, net zoals bij het gebruik van andere oplossingen, een eerste stap zijn bij het ontwikkelen van een NX-model van de ophanging van de Porsche 911 GT3 Cup. Om de verschillende wielen met elkaar te verbinden, moet ook het chassis worden gemodelleerd. Idealiter zou het volledige chassis nauwkeurig worden gemeten en geparametriseerd, inclusief parameters zoals stijfheid. Als dit niet mogelijk is, kan het chassis worden vereenvoudigd tot een vierkant waarop de ophangingspunten vast gemonteerd zijn.

Een model in een commercieel software pakket zoals MSC ADAMS kan op dezelfde manier opgesteld worden. Net als NX is dit echter geen open-source platform, waardoor deze oplossingen niet ideaal zijn voor NGT Racing. De combinatie van de onnauwkeurige hardpoints en het closed-source platform maakte dat deze opties geen mogelijkheid waren voor deze masterscriptie. Desalniettemin kunnen deze opties mogelijk wel in overweging worden genomen voor toekomstig onderzoek.

Een derde mogelijkheid is het opbouwen van een K&C-model. Een K&C-model, ook wel bekend als Kinematics and Compliance-model, wordt gebruikt in de auto-industrie bij de ontwikkeling en analyse van voertuigophangingsystemen. Het K&C-model heeft betrekking op de beweging en flexibiliteit van een voertuig en wordt gebruikt om de dynamica en prestaties van de ophanging van een voertuig te kunnen analyseren. Machines die gebruikt worden om een dergelijk model op te stellen worden rondom de wagen gemonteerd, waarna er op verschillende manieren en plaatsen verschillende krachten op de wagen worden uitgeoefend. De reactie van de wagen op deze krachten wordt hierna gemeten. Zowel de statische als dynamische effecten van de krachten worden opgenomen [36]. In de scriptie van Manu Kranzen en Pieter Eelen [37] wordt gebruik gemaakt van een K&C-model om het gedrag van de ophanging van de Formula Electric Belgium racewagen in kaart te brengen. Op dezelfde manier kan het gedrag van de Porsche 911 GT3 Cup

in kaart gebracht worden. Het enige nadeel van de opbouw van een K&C-model is de zeer hoge kosten die gepaard gaan met het uitvoeren van de nodige K&C-test.

De laatste voorgestelde optie geniet onze persoonlijke voorkeur. Aanvankelijk werd gesteld dat een aanpassing aan de geometrie van de ophanging van deze specifieke wagen niet reversibel is. Met andere woorden, het herhalen van exact dezelfde aanpassing zou twee verschillende resultaten opleveren. Als er geen consistente relatie zou bestaan tussen aanpassingen en hun effecten, zou het niet mogelijk zijn om een model te creëren op basis van testgegevens. Echter, de resultaten uit hoofdstuk 5 hebben aangetoond dat de aanpassingen die een duidelijk effect hadden, wel degelijk omkeerbaar zijn. Om een data-diven model op te kunnen bouwen is er echter een aanzienlijke hoeveelheid data vereist. De testgegevens van hoofdstuk 5 zijn dus onvoldoende, er zullen nog veel meer testen moeten plaatsvinden waarbij alle parameters en aanpassingen zorgvuldig worden genoteerd. Met behulp van deze uitgebreide testgegevens kan een machine learning algoritme getraind worden door middel van bijvoorbeeld polynomiale regressie of ondersteunde vectorregressie. Na het testen van het model, bijvoorbeeld met behulp van cross-validatie, kan het worden gebruikt om voorspellingen te doen over de benodigde aanpassingen om uiteindelijk een perfecte afstelling te bereiken. Uiteraard zijn er, net zoals bij de eerdere voorbeelden, nog vele andere aspecten waar rekening mee moet worden gehouden en andere opties, maar dat valt buiten de scope van dit onderzoek en zou een onderwerp kunnen zijn voor verder onderzoek.

Referentielijst

- [1] R. Rajamani, *Vehicle Dynamics and Control*. NY: Springer New York, 01 2006.
- [2] M. Kissai, B. Monsuez, X. Mouton, D. Martinez, and A. Tapus, “Adaptive robust vehicle motion control for future over-actuated vehicles,” *Machines*, vol. 7, p. 26, 04 2019.
- [3] T. D. Gillespie, *Fundamentals of vehicle dynamics*. Warrendale: SAE International, 1992.
- [4] “Porsche Motorsports.” <https://motorsports.porsche.com/international/en/category/mobil1supercup/pmsc-911-gt3-cup>. Accessed: November 31, 2022.
- [5] S. Bae, J. M. Lee, and C. N. Chu, “Axiomatic design of automotive suspension systems,” *CIRP Annals*, vol. 51, no. 1, pp. 115–118, 2002.
- [6] H. Moog, “Is double wishbone suspension best for your car?.” <https://www.moogparts.eu/blog/double-wishbone-suspension.html>. Accessed: November 23, 2022.
- [7] M. Kodati and S. Bandyopadhyay, “Kinematic analysis of the double wishbone suspension system,” 12 2013.
- [8] E. Rocca and R. Russo, “A feasibility study on elastokinematic parameter identification for a multilink suspension,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 216, pp. 153–160, 2002.
- [9] S.-J. Park and J.-H. Sohn, “Effects of camber angle control of front suspension on vehicle dynamic behaviors,” *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 26, pp. 307–313, Feb 2012.
- [10] R. Jazar, *Vehicle dynamics: Theory and application, second edition*. NY: Springer New York, 01 2014.
- [11] Koninklijke Nederlandse Autosport Federatie, “Technical regulations porsche carrera cup benelux.” <https://www.knaf.nl/images/2022/06/27/2022-pccb-technical-regulations.pdf>, 2022. Accessed: November 23, 2022.
- [12] B. Mommen, Toon en Vanvelk, “Interview met marc maton.” Persoonlijk interview, September 2022.
- [13] C. Kavitha, S. A. Shankar, K. Karthika, B. Ashok, and S. D. Ashok, “Active camber and toe control strategy for the double wishbone suspension system,” *Journal of King Saud University - Engineering Sciences*, vol. 31, pp. 375–384, 2019.

- [14] C. Dias and J. L. Júnior, “Review of the dual-axis steering system used by mercedes-amg in formula one,” SAE International, 2 2022.
- [15] M. Robinson, “How do anti-roll bars actually work?.” <https://www.carthrottle.com/post/how-do-anti-roll-bars-actually-work/>, Aug 2018. Accessed: November 21, 2022.
- [16] W. F. Milliken, D. L. Milliken, and L. D. Metz, *Race Car Vehicle Dynamics*. Society of Automotive Engineers, 1995.
- [17] F. Porsche, “Porsche 911 gt3 cup (2021) technical manual,” Jul 2021.
- [18] H. Attia, “Numerical kinematic analysis of the standard macpherson motor-vehicle suspension system,” *Journal of Mechanical Science and Technology - J MECH SCI TECHNOL*, vol. 17, pp. 1961–1968, 12 2003.
- [19] M. Blundell and D. Harty, *The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics*. Amsterdam: Elsevier, 2004.
- [20] X. Yang, “Suspension kinematics programme,” Master’s thesis, Chalmers University of Technology, 2019.
- [21] K. V. Reddy, M. Kodati, K. Chatra, and S. Bandyopadhyay, “A comprehensive kinematic analysis of the double wishbone and MacPherson strut suspension systems,” *Mechanism and Machine Theory*, vol. 105, pp. 441–470, Nov. 2016.
- [22] S. Hegazy, H. Rahnejat, and K. Hussain, “Multi-body dynamics in full-vehicle handling analysis under transient manoeuvre,” *Vehicle System Dynamics*, vol. 34, no. 1, pp. 1–24, 2000.
- [23] J. C. G. Orden, J. Cuadrado, and J. M. Goicolea, *Multibody Dynamics: Computational Methods and Applications*, vol. 4 of *Computational methods in applied sciences*. Dordrecht: Springer-Verlag, 1. Aufl. ed., 2007.
- [24] A. A. Shabana, “An important chapter in the history of multibody system dynamics,” *Journal of computational and nonlinear dynamics*, vol. 11, no. 6, 2016.
- [25] G. Khaled, “Symbolic multi-body dynamics in python - an introduction,” 2019.
- [26] J. J. McPhee, “On the use of linear graph theory in multibody system dynamics,” *Nonlinear dynamics*, vol. 9, no. 1-2, pp. 73–90, 1996.
- [27] K. Ghobashy, “Symbolic multi-body dynamics in python — (1) system abstraction,” 2019.
- [28] K. P. Balike, *Kineto-Dynamic Analyses of Vehicle Suspension for Optimal Synthesis*. PhD thesis.
- [29] K. Ghobashy, “Multi-body dynamics in python — uraeus.mbd,” 2020.
- [30] K. Ghobashy, “Building a multibody model of a double-wishbone suspension system in python using uraeus (1),” 2021.
- [31] J. S. Hwang, S. R. Kim, and S. Y. Han, *Kinematic Design of a Double Wishbone Type Front Suspension Mechanism Using Multi-Objective Optimisation*. Brisbane, Qld.: Engineers Australia, 2007.

- [32] L. T. Clark and I. Refuge, “Optimalisatie van afstelling van een porsche 911 gt3 cup wagen met simulatiedata,” Master’s thesis, Thomas More Hogeschool, 2022.
- [33] Bosch, “Digital laser measure plr 50 c.” <https://www.bosch-diy.com/gb/en/p/plr-50-c-0603672200>. Accessed on: April 5, 2023.
- [34] “fsolve function - documentation.” <https://nl.mathworks.com/help/optim/ug/fsolve.html>, 2021. Accessed, June 4 2023.
- [35] K. Ayinde, T. J. Adejumo, and G. S. Solomon, “A study on sensitivity and robustness of one sample test statistics to outliers,” *Global Journal of Science Frontier Research (GJSFR)*, vol. 16, no. 6, pp. 99–112, 2016.
- [36] T. E. Wei and H. R. Dorfi, “Vehicle suspension measurements: Evaluation of the benefits of dynamic over quasistatic kinematics and compliance testing,” *Tire Science and Technology*, vol. 37, pp. 32–46, Mar. 2009.
- [37] M. Kranzen and P. Eelen, “Ontwerp en optimalisatie van een multibody simulatie voor een formula electric racewagen,” Master’s thesis, KULeuven, 2023, to be submitted.

Bijlage A

Setup Sheet



Date:	Thursday, 6 October 2022
Car:	8269
Driver:	GVP
Engineer:	WV
Track:	Hockenheim
Event:	PCCB
Session :	FP

SETUP SHEET

Car Condition

Fuel:	35 L	Driver weight:	75 kg	Wing setting:	6
Brake bias:		Ballast weight:		Radiator tape:	

Weight F:
.0 kg
#DIV/0!

LF	Engineer	Mechanic
Height:	73 mm	
Weight:		
Camber:	-04°05'	
Toe:	-00°15'	
ARB:	2	
Tyre Press:	2 bar	



RF	Engineer	Mechanic
Height:	73 mm	
Weight:		
Camber:	-04°00'	
Toe:	-00°15'	
ARB:	2	
Tyre Press:	2 bar	

Weight L:
.0 kg
#DIV/0!

Weight X:
.0 kg
#DIV/0!

Weight R:
.0 kg
#DIV/0!

LR	Engineer	Mechanic
Height:	109 mm	
Weight:		
Camber:	-03°25'	
Toe:	00°10'	
ARB:	2	
Tyre Press:	2 bar	

RR	Engineer	Mechanic
Height:	109 mm	
Weight:		
Camber:	-03°25'	
Toe:	00°10'	
ARB:	2	
Tyre Press:	2 bar	

Weight R:
.0 kg
#DIV/0!
Weight Tot:
.0 kg

TECHNICAL CHECK	
tyres 2bar, empty tank, ballast	
Max camber shims F	20 mm
Max camber shims R	15 mm
(incl. red fixed shim)	
Min ride height F	72 mm
Min ride height R	106 mm

Comments

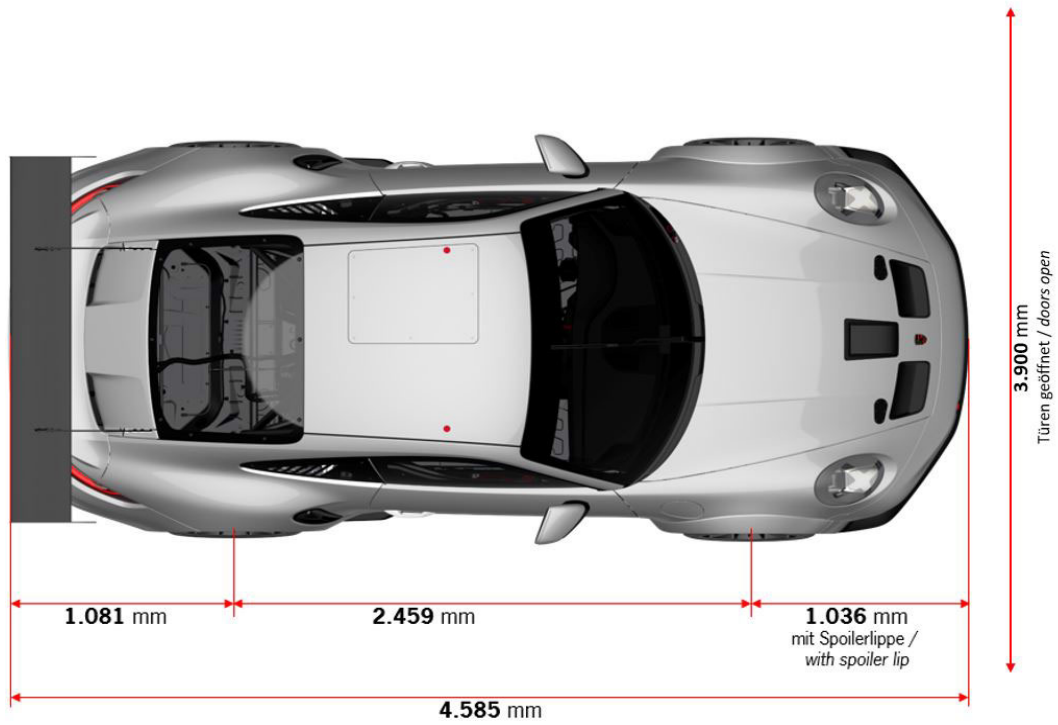
Stabi P1 = Full soft = Horizontal
Wingt P1 = Max flat = Horizontal

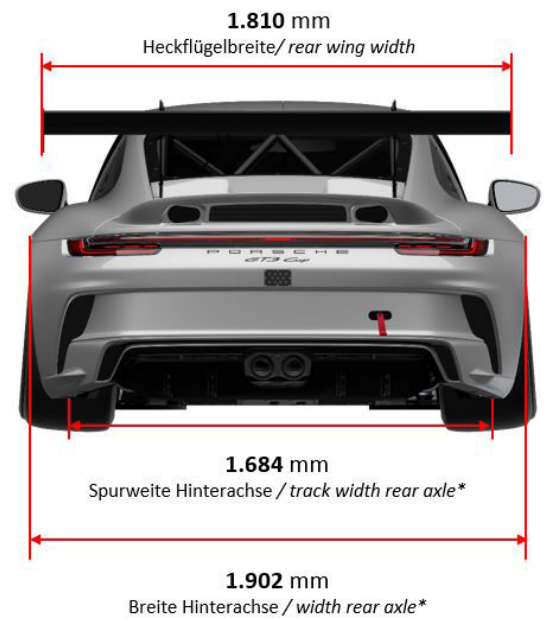
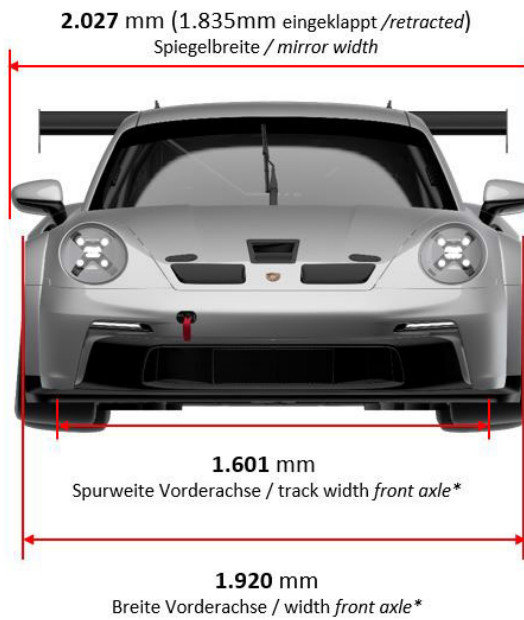
Bijlage B

Chapter 8.3 of the Technical Manual

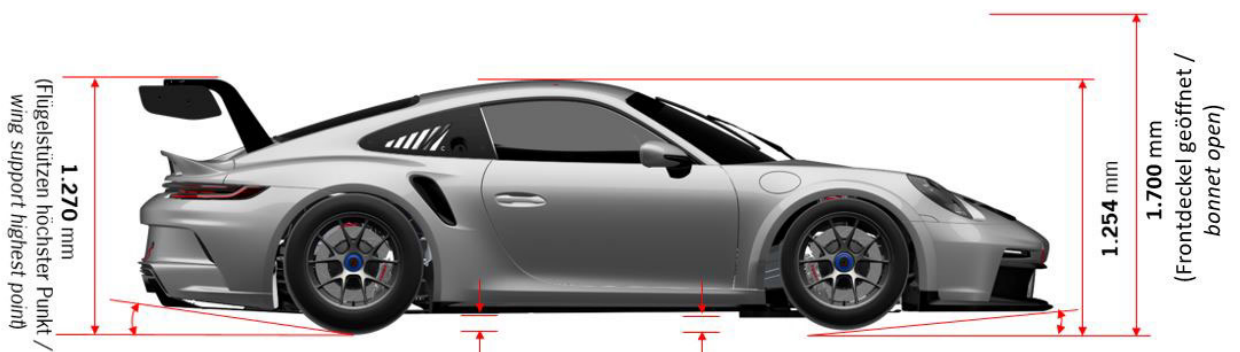
8.3 Body exterior

8.3.1 Vehicle dimensions





* gemessen an Radverbreiterung – axiale Radmitte / measured at wheel arch extension – axial wheel center

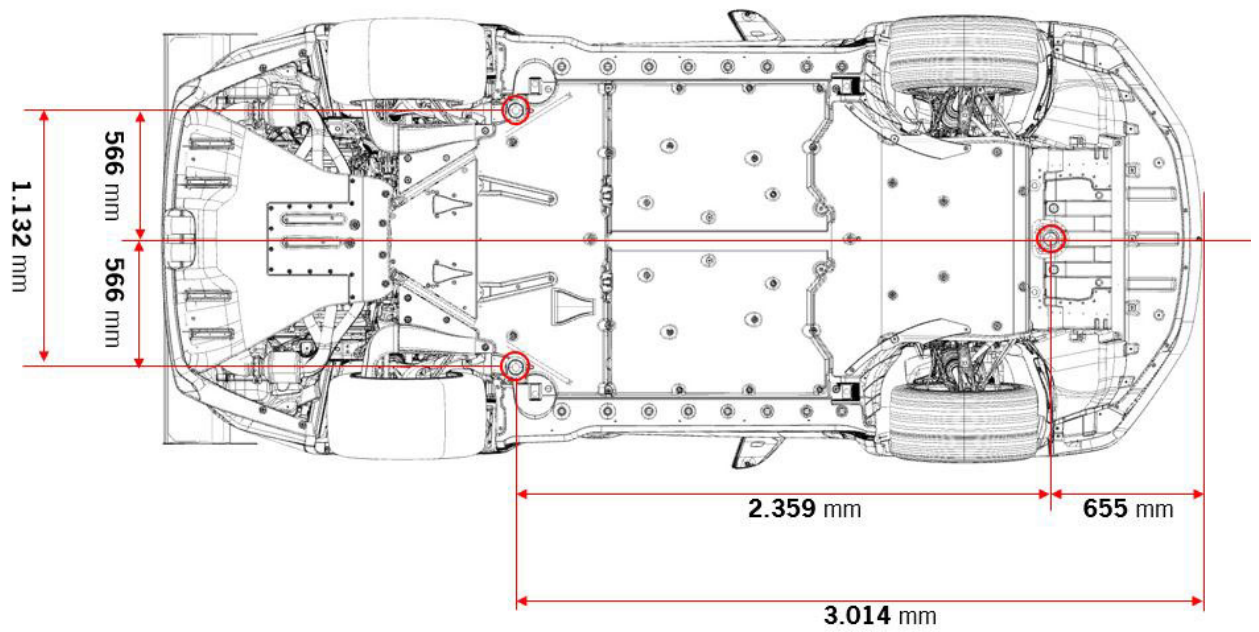


max. Böschungswinkel hinten <i>max. angle of slope rear</i>	
mit Diffusor <i>with diffuser</i>	~ 8,8°
ohne Diffusor <i>without diffuser</i>	~ 11,9°

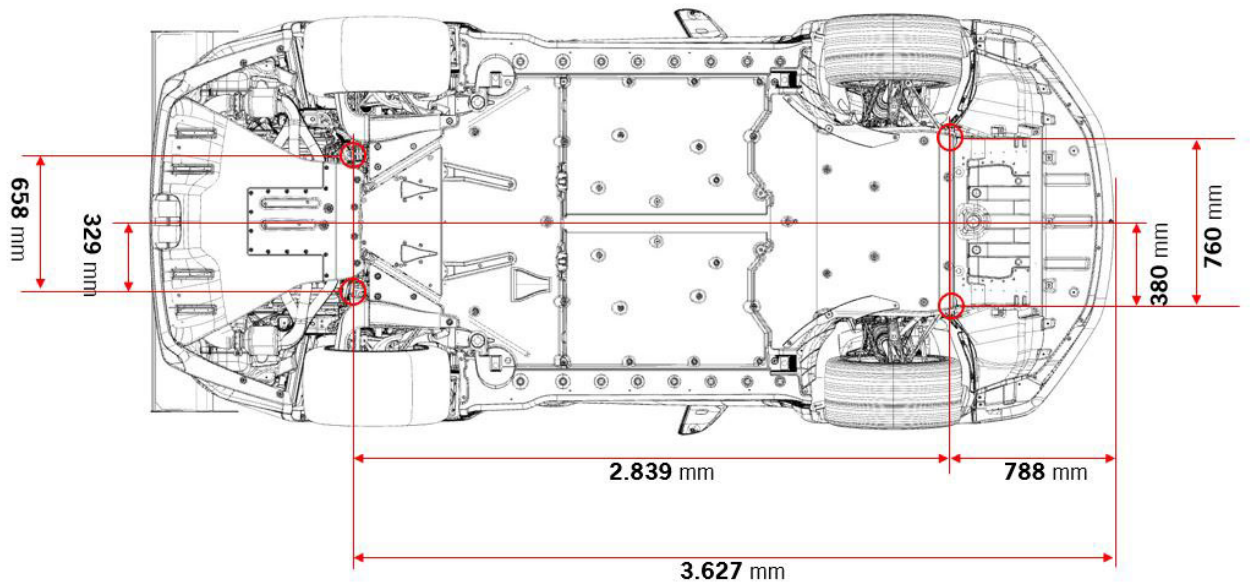
Bodenfreiheit hinten <i>Chassis clearance (rear)</i>	89 mm
Bodenfreiheit vorne <i>Chassis clearance (front)</i>	67 mm

max. Böschungswinkel vorne <i>max. angle of slope front</i>	
mit Spoilerlippe <i>with spoiler lip</i>	~ 3,7°
ohne Spoilerlippe <i>without spoiler lip</i>	~ 4,8°

Luftheber Positionen / air jack positions



Positionen Fahrhöhenmesspunkte/ ride height measuring positions



8.3.2 Aerodynamics

Change in aerodynamics as a function of vehicle height



In general, a negative value means less aero balance on the front axle.

Bal - (Front axle balance)

		RRH** (mm)			
		110	115	120	125
FRH* (mm)	75	0.0 %	2.0 %	4.1 %	5.9 %
	80	-3.3 %	-1.1 %	1.1 %	3.0 %
	85	-6.7 %	-4.4 %	-2.1 %	-0.1 %

* FRH = Vehicle height front axle

** RRH = Vehicle height rear axle

Rear wing position



With a 5 mm Gurney.

Rear wing position	Front axle balance
P14	-6.0 %
P13	-5.3 %
P12	-4.6 %
P11	-3.9 %
P10	-3.2 %
P9	-2.4 %
P8	-1.6 %
P7	-0.8 %
P6	0.0 %
P5	1.1 %
P4	2.3 %

Brake air duct



This refers to the brake air duct on the lower wishbone of the front axle.

	Front axle balance
Without brake air duct	1.9 %
With brake air duct	0.0 %