

STUURSYSTEEM VOOR OPLEGGERS

IN ZWAAR EN SPECIAAL TRANSPORT



VERTROUWELIJK

FACULTY OF ENGINEERING TECHNOLOGY
PROFESSIONAL DOCTORATE IN ENGINEERING - MAINTENANCE
IR. H.K. SPOELHOF



STUURSYSTEEM VOOR OPLEGGERS

IN ZWAAR EN SPECIAAL TRANSPORT

Hendrik Kornelis Spoelhof

Leden van de afstudeercommissie:

**Voorzitter, Programmadirecteur PDEng Maintenance
en Begeleider:**

Prof. dr. ir. D.J. Schipper

Thesis begeleider:

dr. ir. M.B. de Rooij

Leden:

dr. ir. M.E. Toxopeus

dr. ir. I.J.M. Besselink

ing. W. Arends

Het werk beschreven in deze thesis is uitgevoerd bij en met de financiële steun van Broshuis B.V.,
Kampen, Nederland.

Hendrik Kornelis Spoelhof
Stuursysteem voor opleggers in zwaar en speciaal transport
PDEng Thesis, Universiteit Twente, Enschede, Nederland
April 2018

Copyright © Spoelhof, Hendrik Kornelis, Zwolle, Nederland, 2018
Omslagontwerp door Ronald Regelink
Gedrukt door Gildeprint, Enschede, Nederland

STUURSYSTEEM VOOR OPLEGGERS IN ZWAAR EN SPECIAAL TRANSPORT

PDEng Thesis

to obtain the degree of
Professional Doctorate in Engineering (PDEng) at the University of Twente,
on the authority of the rector magnificus,
prof. dr. T.T.M. Palstra,
on account of the decision of the graduation committee,
to be defended
on Thursday the 26th of April 2018 at 14.30 hours

by

Hendrik Kornelis Spoelhof

born on the 24th of August 1990
in Het Bildt, the Netherlands

This PDEng Thesis has been approved by:

Thesis supervisor:

Prof. dr. ir. D.J. Schipper

Co-supervisor:

dr. ir. M.B. de Rooij

Samenvatting

Broshuis B.V. is een gerenommeerd producent van opleggers voor zwaar en speciaal transport. De geproduceerde voertuigen hebben als doel binnen de wettelijke kaders zoveel mogelijk lading te vervoeren, zowel in volume als in massa. Ze zijn hiervoor veelal uitgerust met een in lengte uitschuifbaar chassis en meerdere assen. Ook bij deze voertuigen wordt tegenwoordig meer gelet op de efficiëntie: onderhoud moet worden geminimaliseerd. Het wisselen van banden levert een grote contributie aan de hoeveelheid tijd voor onderhoud die aan een voertuig wordt besteed. Daarom is een project gestart om deze vorm van onderhoud te verlagen, zoals wordt beschreven in hoofdstuk 1. Vervolgens wordt in hoofdstuk 2 de theoretische achtergrond gegeven. Zo wordt de achtergrond van het probleem geanalyseerd en het kader geschetst waarin wordt gezocht naar een oplossing. Het doel wordt hierbij gedefinieerd als een herontwerp van het huidige stuursysteem om de nauwkeurigheid van de sturing van de oplegger te verhogen.

Voordat daadwerkelijk kan worden begonnen met het ontwerpen van het vernieuwde stuursysteem, wordt in hoofdstuk 3 stilgestaan bij de eisen die gesteld worden aan het systeem. Hierbij wordt niet uitgegaan van alleen de technische achtergrond, maar van de sociotechnische achtergrond, omdat ook vanuit andere lagen belangen in het systeem kunnen worden geïdentificeerd. Daarnaast wordt voor een brede basis in hoofdstuk 4 een literatuurstudie beschreven welke ingaat op stuursystemen in het algemeen.

Bij het opstellen van het hoofddoel voor het project zijn eveneens subdoelen gesteld. Hierbij gaat het om het vergaren van kennis over enerzijds de relatie tussen het stuursysteem en de wielophanging en anderzijds de invloeden van de gereden snelheid en het uitschuiven van het chassis op de sturing. Voor dit laatste kennisdoel is eveneens een ondersteunend ontwerpdoel gesteld. In hoofdstuk 5 wordt beschreven hoe het proces voor het oplossen van het hoofddoel wordt vormgegeven en worden de stappen gezet tot het behalen van de subdoelen. De relatie tussen de sturende beweging en de verende beweging van de wielophanging wordt gevonden door met wiskunde de beide bewegingen te bepalen en onderlinge afstemming te kwantificeren. Voor het bepalen van de invloed van snelheid en het uitschuiven van het chassis wordt een parametrisch analysemiddel ontworpen waarmee aan de hand van een voorbeeldcombinatie analyses zijn uitgevoerd. Met de verkregen informatie kan in het vervolg van dit werk het ontwerpproces worden uitgevoerd.

In hoofdstuk 6 wordt het ontwerpproces uitgevoerd. Hiervoor wordt een keuze

gemaakt welke aanpassing in het stuursysteem zal worden aangebracht om de verschillende effecten op te vangen. De invloed van de vering bestaat bij twee door Broshuis toegepaste wielophangingen en kan alleen worden weggenomen voor de onafhankelijke double-wishbone wielophanging. De sturing aan de achterzijde wordt hiervoor opgedeeld voor de linker en de rechter kant. Het natuurkundige effect van snelheid kan alleen maar zo goed mogelijk worden verdeeld door de stuurhoeken optimaal te laten zijn ten opzichte van het gevolgde traject. Het effect van het uitschuiven wordt opgevangen aan de voorzijde. Hier wordt de stuursnelheid instelbaar gemaakt, afhankelijk van de lengte van het voertuig.

Bij het opdelen van het stuursysteem voor beide zijden wordt gebruikt gemaakt van de basis van het huidige stuursysteem. Dit maakt het ontwerpproces voor dit deel eenvoudig. Voor het instellen van de stuursnelheid, zal echter een geheel nieuw systeem worden ontworpen: het traploos instelbare stuursnelheid (TISS) systeem. Voor dit systeem wordt daarom het gehele proces beschreven, van deeloplossingen tot een voorlopig ontwerp met bijbehorende evaluatie. Uiteindelijk leidt dit tot een eindontwerp. Dit eindontwerp wordt besproken in hoofdstuk 7, waarbij de prestaties worden beschreven ten opzichte van de gestelde eisen. Het TISS systeem wordt gevormd door een stangenmechanisme met kunststof lagering bij de scharnierpunten. Het mechanisme wordt op een centraal scharnierpunt aangestuurd. Het hoofddeel van het mechanisme wordt symmetrisch geconstrueerd, het deel naar het centrale punt niet vanwege de beperkte ruimte. Het centrale aanstuurpunt wordt in een schuivend frame geplaatst. Dit frame wordt met een spindel verplaatst door het handmatig verdraaien van een moer.

De sturing aan de achterzijde is inmiddels in gebruik in de praktijk en de eerste ervaringen zijn positief. Voor TISS zal nog een prototype moeten worden gemaakt om het systeem te testen. In hoofdstuk 8 worden de conclusies beschreven en worden nog verdere aanbevelingen gegeven voor vervolgonderzoek, met name aangaande het verder uitbreiden van de dynamische analyses.

Symbolen en Begrippen

A	Oppervlakte
B	Breedte als afstand in y-richting
b	Breedte als afmeting
d	Diameter als afmeting
E	Elasticiteitsmodulus
F	Kracht
H	Hardheid
h	Uiterste vezelafstand
I	Oppervlaktetraagheidsmoment
k	Stijfheid
L	Lengte als afstand in x-richting
l	Lengte als afmeting
M	Moment
P	Druk
Q	Vermogenverlies
R	Radius als afstand in de ruimte
r	Radius als afmeting van een onderdeel
S	Slippunt
s	Glijweg
V	Volume
v	Snelheid
x	Coördinatenstelsel: lengterichting van het voertuig
y	Coördinatenstelsel: breedterichting van het voertuig
z	Coördinatenstelsel: hoogterichting van het voertuig
α	Sliphoek
γ	Camber
ε	Abrasieve slijtage per eenheid energiedissipatie
κ	Slijtageconstante
μ	Wrijvingscoëfficiënt
ν	Dwarscontractiecoëfficiënt
σ	Spanning
Ψ	Rotatiesnelheid rond x-as
Ω	Rotatiesnelheid rond y-as

Aanstuurdraaistuk	Draaistuk waar de cilinders aan zijn bevestigd
Articulatiehoek	Hoekverdraaiing tussen trekker en oplegger
Camber	Hoek tussen wielstand en de normaal op het wegdek
Detectie	Opmerken relatieve rotatie trekker t.o.v. oplegger
Distributie	Opdelen stuursignaal naar gestuurde componenten
Draaistuk	Roterend element per as voor sturing achterzijde
Dwarsstang	Buis, verbindt draaistuk met hefboom aan de wielen
Excitatie	Manier van beweging van gestuurde componenten
Fuseepenhouders	Deel van de wielophanging waar de gestuurde wielen aan zijn bevestigd
Kogelkop	Uiteinde en draaipunt van dwars- en langsstang
Langsstang	Buis, verbindt draaistukken
Meesturen	Sturen volgens de gevolgde baan: oplegger naar buiten sturen
Sliphoek	Hoek tussen bewegingsrichting band en lengterichting band
Sporing	Hoek tussen wielstand en de lengte as
Stuuras inclinatie	Hoek tussen as waar de wielen voor sturing omheen roteren en de normaal op het wegdek
Stuurlijn	Loodlijn vanuit een wiel
Stuursnelheid	Verhouding tussen articulatiehoek en stuurhoeken oplegger
Taats	Gedraaide tap of pen waar een element omheen kan roteren
Tegensturen	De andere kant op sturen ten opzichte van de andere assen
Transformatie	Gedetecteerde sturing omzetten in stuursignaal voor distributie
Uitschuifbaar chassis	Chassis dat in lengte kan worden verlengd doordat het is uitgevoerd met in elkaar schuivende chassisdelen
TISS	Traploos Instelbare StuurSnelheid

Inhoudsopgave

Samenvatting	i
Symbolen en Begrippen	iii
Inhoudsopgave	vi
1 Introductie	1
1.1 Broshuis	1
1.2 Achtergrond	2
1.3 Motivatie	3
1.4 Opdrachtschrijving	3
2 Theoretisch kader	5
2.1 Achtergrond	5
2.2 Probleemanalyse	6
2.3 Ontwerpdoelen	15
3 Programma van eisen	19
3.1 Sociotechnische achtergrond	19
3.2 Eisen aan het nieuwe ontwerp	20
4 Literatuuronderzoek	25
4.1 Sturing in het algemeen	25
4.2 Sturing van opleggers	25
4.3 Conclusie	27
5 Ontwerpmethodologie en kennisopbouw	29
5.1 Kennisopbouw en ontwerp instrumenten	29
5.2 Herontwerp stuursysteem	30
5.3 Relatie stuursysteem met wielophanging	31
5.4 Dynamische analyse van sturing	36
6 Ontwikkelingsproces	41
6.1 Ontwikkelingsplan voor vernieuwde stuursysteem	41
6.2 Eisen aan het vernieuwde stuursysteem	42
6.3 Deeloplossingen voor TISS	44
6.4 Concepten voor TISS	47
6.5 Conceptkeuze	48
6.6 Conceptontwerp	49
6.7 Voorlopig ontwerp	53
6.8 Evaluatie van het ontwerp	57
6.9 Ontwikkeling van sturing achterzijde	57

7 Eindontwerp	61
7.1 De werking van TISS	61
7.2 Sturing van wielen	61
7.3 Herontwerp in productie	62
7.4 Prestaties van vernieuwde stuursysteem	63
7.5 Sturing achterzijde in praktijk	66
8 Conclusie en aanbevelingen	67
Referenties	69
A Tribologie	71
A.1 Tire-road contact	71
A.2 Abrasive wear of a tire	74
A.3 Suspension system	75
B Literatuurstudie samenvatting	77
B.1 Steering in general	77
B.2 Steering subsystems	78
B.3 Multiple-Axle Steering	79
B.4 Conclusions	84
C Opbouw besturing achterzijde	85
D Dynamische analyse	91
D.1 Opbouw analysemiddel	91
D.2 Voorbeeldcombinatie in analyses	92
D.3 Invloed van uitschuiven	94
D.4 Invloed van gereden snelheid	96
D.5 Aanpassingen aan sturing	98
D.6 Conclusie	106
D.7 Toekomst van analysemiddel	109
E Berekeningen TISS	111
E.1 Berekeningen lagering	111
E.2 Eindige elementen model	114
E.3 Eindige elementen resultaten	117
E.4 Krachten van en voor aandrijving	120
F Kostenanalyse	123
G Elastisch scharnier	125
Dankwoord	ix

1 Introductie

In dit boekwerk komt een opdracht voor de PDEng Maintenance aan bod, uitgevoerd in een samenwerking tussen de Universiteit Twente en Broshuis B.V. In de afgelopen twee jaar is er bij dit bedrijf gewerkt aan een probleem op het gebied van onderhoud. In het vervolg wordt uitgelegd wat het probleem is en hoe een ontwerp tot stand is gekomen dat een oplossing moet bieden voor dit probleem.

1.1 Broshuis

In het jaar 1885 werd in Muiden het familiebedrijf Broshuis opgericht. De eerste jaren legde men zich toe tot het produceren van paardenwagens, om vervolgens uit te breiden naar het ombouwen van de T-Ford tot een vrachtwagen. In de jaren 30 van de 20^e eeuw begon de productie van opleggers en aanhangwagens aan de hand van klantspecifieke eisen. Eind jaren 50 kwamen hier de opleggers voor zwaar en speciaal transport bij, met de introductie van de eerste diepladers en de eerste uitschuifbare opleggers. Deze laatste waren speciaal bedoeld voor het transport van heipalen voor het Hilton Hotel in Amsterdam. Het assortiment uitschuifbare opleggers werd in 1965 uitgebreid met de eerste uitschuifbare semi dieplader en een aantal jaar later met het uitschuifbare containerchassis.



(a) Dieplader.



(b) Uitschuifbaar chassis.

Figuur 1: Eerste opleggers voor exceptioneel transport.

Hiermee zijn de huidige specialisaties van het bedrijf bereikt: opleggers voor zwaar en speciaal transport en voor containervervoer. Binnen de eerste specialisatie worden voertuigen geproduceerd voor het transport van bijvoorbeeld (land)bouwmachines, windturbine onderdelen en defensie materiaal. De bijbehorende voertuigen zijn

vlakke platformopleggers, semi diepladers en diepladers. Recente ontwikkelingen op dit gebied zijn onafhankelijke wielophanging, viermaal uitschuifbare opleggers tot 65 meter met speciale heftafel, en een brandstofbesparende oprijklep. Voor de tweede specialisatie is een oplegger ontwikkeld welke multifunctioneel inzetbaar is voor de verschillende container afmetingen en een oplegger die deelbaar is, waarbij zowel gecombineerd als met beide delen apart kan worden gereden. De focus van beide specialisaties ligt dus op materieel dat door de klant voor uiteenlopende doeleinden binnen het vakgebied kan worden gebruikt: maximale inzetbaarheid.



(a) Uitschuifbare semi dieplader.



(b) Uitschuifbaar container chassis.

Figuur 2: Voorbeelden uit de twee specialisaties.

Binnen de organisatie staan veiligheid, kwaliteit en innovatie hoog in het vaandel. Het bedrijf is zowel VCA als ISO gecertificeerd. Door de grote flexibiliteit en de persoonlijke aanpak is men in staat samen met de klant te zoeken naar kwalitatief hoogstaande en innovatieve oplossingen voor specifieke transportproblemen [1].

1.2 Achtergrond

De door Broshuis geproduceerde opleggers zijn veelal voorzien van een stuursysteem waarmee de wielen of assen van de oplegger gestuurd kunnen worden. Hier is voor gekozen om de opleggers beter manoeuvreerbaar te maken op de weg en op laad- en losplaatsen, en om ook bandenslijtage te verlagen ten opzichte van opleggers welke zijn uitgevoerd met starre assen. Bovendien is sturing noodzakelijk wanneer een oplegger is uitgeschoven, omdat het anders niet mogelijk is om met het voertuig van A naar B te komen. Voor de sturing van de oplegger is het van belang dat het voorspelbaar gedrag oplevert, dat het voertuig veilig mee kan komen in het dagelijks verkeer en dat de benodigde ruimte voor het voertuig, bijvoorbeeld in bochten, binnen

de perken blijft. Ook voor de wetgeving zijn dit belangrijke punten, waardoor regels zijn opgesteld met betrekking tot stabiliteit, bochtgedrag en veiligheid. Dit heeft geleid tot een stuursysteem dat onafhankelijk van de lengte van het voertuig een bepaalde sturing genereert bij een bepaalde verdraaiing van het trekkende voertuig ten opzichte van het getrokken voertuig.

1.3 Motivatie

Eisen voor de efficiëntie van de voertuigen zijn de afgelopen jaren steeds meer toegenomen en ook de aandacht voor milieu en onderhoud is groter geworden. Binnen de branche spelen vooral het onderhoud aan de banden en de wielophanging hierbij een grote rol. Hierin zit het belang van een goede sturing, het onderhoud aan deze onderdelen kan verlaagd worden door te zorgen voor een nauwkeurige sturing. Bovenop de eerder genoemde eisen van de sturing komt dus de nauwkeurigheid van de besturing. Deze nauwkeurigheid is waar de uitdaging uit voortkomt bij uitschuifbare opleggers. De randvoorwaarden die de wetgever geeft aan besturing, de beschikbare ruimte in de voertuigen, snelheid en totale lengte van de combinatie hebben allemaal een invloed op de te bereiken nauwkeurigheid van een stuursysteem. Door de keuzes die gemaakt zijn voor het huidige stuursysteem is het niet mogelijk altijd de juiste nauwkeurigheid te verkrijgen, daarbij resulterend in meer stilstand voor onderhoudswerkzaamheden. Voor het verlagen van het onderhoud aan de oplegger is er daarom gekozen voor het herontwerpen van het stuursysteem.

1.4 Opdrachtomschrijving

De opdracht wordt hiermee als volgt: maak een herontwerp van het huidige stuursysteem waarmee het onderhoud aan banden en wielophanging worden verlaagd door de stuur nauwkeurigheid te verhogen. Kennis van de effecten van snelheid zijn hierbij van belang. Aangezien hierover momenteel weinig bekend is, vallen ook benodigde analyse methodes voor het dynamisch gedrag binnen deze opdracht.

In dit verslag wordt eerst het theoretisch kader van de opdracht bepaald met daarin de probleemanalyse en de ontwerpdoelen. Vervolgens wordt het programma van eisen opgesteld. In het daarop volgende hoofdstuk wordt een samenvatting gegeven van een literatuurstudie naar stuursystemen in het algemeen, alsmede een conclusie hoe

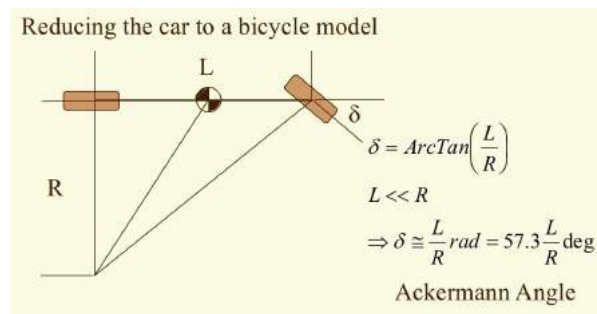
de uitkomsten van de literatuurstudie kunnen worden toegepast binnen het probleem van de huidige ontwerpopdracht. Hierna wordt begonnen met het ontwerpplan, gevolgd door een beschrijving van het ontwikkelingsproces. Aansluitend komt het eindontwerp aan de orde, waarna enkele conclusies en aanbevelingen worden gegeven voor een eventueel vervolgtraject.

2 Theoretisch kader

De eerste stap in het proces is het bepalen van het theoretisch kader: wat is het probleem, welke factoren spelen hierbij een rol en wat zijn de uiteindelijke doelen? Daarom wordt in dit hoofdstuk dieper ingegaan op de problematiek. Om te beginnen wordt kort achtergrondinformatie over sturing en het band-wegdek contact gegeven.

2.1 Achtergrond

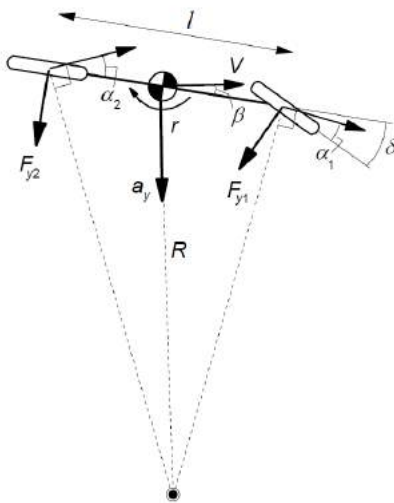
Om een wegvoertuig bochten te laten maken is deze voorzien van sturing. Een veel gebruikte methode voor het bepalen van een voor het voertuig benodigde stuurhoek bij een bepaalde bocht vindt zijn oorsprong in het Ackermann principe. Vanuit elk wiel wordt een loodlijn getrokken: de stuurlijnen. Het doel van het principe is om met de sturing al deze stuurlijnen naar het middelpunt van de gewenste te rijden cirkel, de draaicirkel, te brengen, zoals aangegeven in figuur 3 [2]. Dit wordt ook wel kinematische sturing genoemd. Op lage snelheid, waarbij de centrifugaaleffecten, gewichtsverplaatsing en effecten van de constructie van het voertuig zelf verwaarloosbaar zijn, zullen de wielen in theorie niet wringen tijdens het rijden wanneer ze volgens dit systeem zijn gestuurd.



Figuur 3: Ackermann sturing [2].

Bij hogere snelheid gaat het centrifugaaleffect in de vorm van laterale acceleratie een rol spelen. De laterale krachten die horen bij deze laterale acceleratie, centripetale krachten, moeten worden gegenereerd om een dynamisch evenwicht te krijgen. Deze krachten komen voort uit het band-wegdek contact. Een band wekt laterale krachten op wanneer deze een bepaalde hoek heeft tussen de bewegingsrichting en de langsrichting van de band zelf, in figuur 4 weergegeven met α [3]. Dit wordt

de sliphoeck genoemd. De kracht wordt vervolgens gevonden na vermenigvuldiging van deze hoek met de bochtstijfheid k , zie vergelijking 2.1 [4]. Vanuit de tribologie is bekend dat slijtage van banden eveneens gerelateerd is aan deze sliphoecken. Hiervoor is een onderzoek uitgevoerd, waarvan de resultaten in een afzonderlijk verslag zijn opgenomen [5]. In bijlage A is hiervan een samenvatting opgenomen. De krachten uit het band-wegdek contact worden doorgegeven aan het voertuig via de wielophanging, waardoor belasting van de wielophanging, en daarmee slijtage van de lageringen, eveneens afhankelijk wordt van de sliphoeck.



Figuur 4: Dynamisch evenwicht [3].

$$F_y = k \cdot \alpha \tag{2.1}$$

2.2 Probleemanalyse

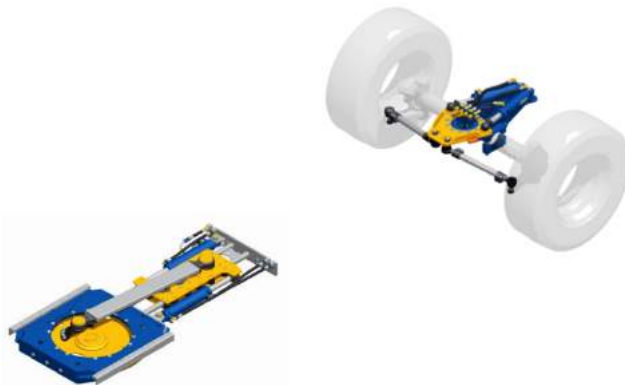
Met deze achtergrond kan worden begonnen met het analyseren van het probleem. In de analyse wordt om te beginnen de ontwikkeling van sturing in opleggers beschreven en hoe hier in de wetgeving mee is omgegaan. In het licht van deze ontwikkelingen kan de keuze voor en de opbouw van het huidige stuursysteem worden uitgelegd. Het huidige systeem heeft echter zo zijn beperkingen, welke duidelijker worden als er wordt gekeken naar de koppeling van het systeem met nieuw ontworpen onafhankelijke wielophangingen.

2.2.1 Ontwikkeling sturing opleggers

Met de komst van uitschuifbare opleggers en het toenemende aantal assen onder een oplegger, ontstond de noodzaak sturing toe te passen op de opleggers. Het doel was de voertuigen betere mogelijkheden te geven om op moeilijk bereikbare plekken te kunnen komen, alsmede het bochtgedrag van de combinatie te verbeteren. Bijkomend voordeel is de verlaging van de bandenslijtage ten opzichte van star geplaatste assen. Sindsdien worden twee verschillende principes toegepast voor de sturing: gedwongen gestuurde assen en naloop gestuurde assen. Bij deze laatste is de vergelijking te maken met een winkelwagen. Doordat de as van sturing vóór de rotatieas van het wiel is geplaatst, en daarmee ook het snijpunt van deze stuuras met het wegdek vóór het contactvlak van het wiel uit komt, zorgt een dwarskracht op het wiel voor de sturing van het wiel. Door toepassing van een veer-demper constructie op de rotatie rondom de stuuras wordt de instabiliteit, bekend van bijvoorbeeld de winkelwagen, weggenomen. In het herontwerpproces wordt dit principe niet meegenomen. Het tweede principe, gedwongen besturing, maakt daarentegen gebruik van de hoekverdraaiing tussen trekkend voertuig en getrokken voertuig om actief de assen of wielen te verdraaien. De gebruikte systemen zijn veelal volledig mechanisch: stangen en kabels worden ingezet voor de verbinding van de voorzijde met de achterzijde en voor eventuele verbindingen van assen onderling. Aangezien kabels en stangen ingewikkelde overbrengingen vereisen voor het mogelijk maken van het uitschuiven van een chassis, is het gebruikelijk de overbrenging van de voorzijde naar de achterzijde bij dergelijke chassis te vervangen door hydraulische verbindingen. Bij niet-uitschuifbare opleggers geeft de hydraulische verbinding bovendien de mogelijkheid ruimte langs het chassis vrij te maken voor eventuele opbouw van een oplegger. Hiermee is een stuursysteem gerealiseerd dat daarom veelvuldig wordt toegepast, weergegeven in figuur 5.

2.2.2 Wetgeving

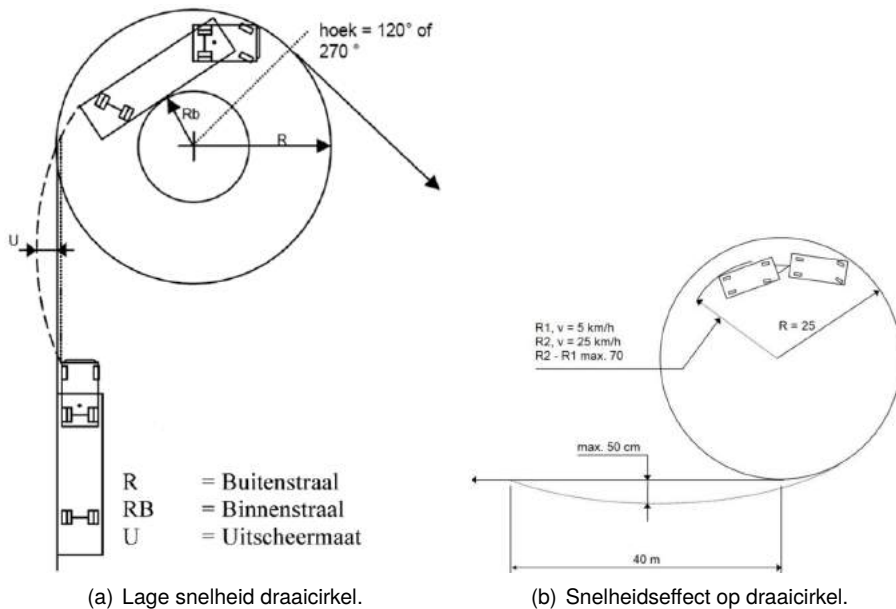
Bij de ontwikkeling van opleggers met sturing moest ook de wetgeving hiervoor worden ingericht. In 1958 begon een aantal landen samen te werken aan het opstellen van reglementen voor motorvoertuigen. In de loop der jaren is dit aangepast om de wetgeving beter passend te maken voor moderne voertuigen. Het resultaat is het huidige UN/ECE Reglement No 79 [7]. In het reglement staat een aantal belangrijke punten voor de besturing van opleggers met gedwongen of naloop gestuurde opleggers. Voor deze laatste is het belangrijkste punt dat onder



Figuur 5: Basis hydraulisch-mechanisch stuursysteem [6].

normale omstandigheden maximaal de helft van het totaal gedragen gewicht op de assen door naloop gestuurde assen mag worden gedragen. Dit om de stabiliteit te waarborgen. Het betekent dat bij een oplegger met vier assen met allemaal hetzelfde draagvermogen maximaal twee assen naloop gestuurd mogen zijn. Voor gedwongen gestuurde opleggers zijn de eisen meer divers. Hierbij is ingegaan op vijf dingen. Als eerste op draaicirkels met lage snelheid, waarbij gekeken wordt naar de benodigde ruimte binnen deze cirkel en de extra ruimte aan de buitenkant die wordt gebruikt tijdens het insturen. Ten tweede zijn er dynamische testen voor rechthoek-stabiliteit en het steady-state verschil in beschreven baan binnen een grote cirkel door snelheidseffect. Bij deze laatste wordt met het trekkende voertuig tweemaal dezelfde cirkelbaan gevolgd, eenmaal met lage snelheid en eenmaal met verhoogde snelheid, waarna wordt gekeken hoeveel de baan die het getrokken voertuig met de achterkant volgt naar buiten is verplaatst door de snelheidsverhoging. Als derde wordt gekeken naar het effect van een fout, bijvoorbeeld een hydraulische lekkage of elektrische storing, op een lage snelheid draaicirkel: verandert de beschreven baan en valt deze eventuele afwijking binnen de grenzen? Het vierde gaat in op energievoorziening van het systeem en benodigde krachten. Als laatste worden enkele constructievoorschriften gegeven. De lage snelheid draaicirkel en de dynamische cirkelproef zijn weergegeven in figuur 6.

Recente toevoegingen aan het reglement betreffen met name elektronische besturing, al dan niet uitgevoerd met een complex regelsysteem. Deze recente toevoegingen zijn dusdanig recent, dat het geen rol heeft gespeeld in de ontwikkeling van de sturing van opleggers zoals eerder beschreven in dit hoofdstuk. Opleggers voor zwaar en speciaal transport bevinden zich binnen het segment van het exceptioneel transport.



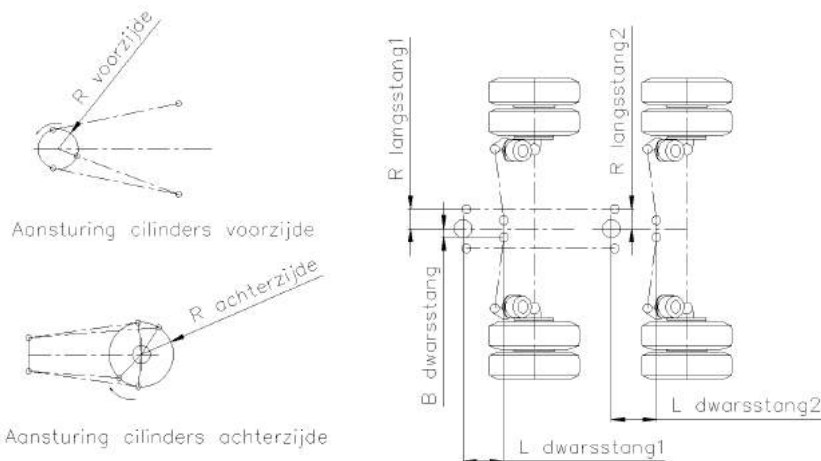
Figuur 6: Draaicirkeleisen vanuit de wetgever.

Het aandeel van dit segment op het totale wegvervoer is zeer klein. Binnen de wetgeving is dit terug te zien. De eerder genoemde draaicirkels op lage snelheid zijn ook uitgegeven voor lange voertuigen, maar voor de eisen van de dynamische effecten op de steady-state cirkel is geen rekening gehouden met de invloed van voertuiglengte. Daarnaast moet voor iedere besturing een goedkeuring worden verleend. Als er voor wordt gekozen het systeem mechanisch of hydraulisch aan te passen aan de voertuiglengte, moet voor elke instelling een afzonderlijke goedkeuring worden verkregen met de daarbij behorende praktijktesten. Daarom wordt veelvuldig gekozen het hydraulisch-mechanisch systeem een vaste configuratie te geven per voertuig.

2.2.3 Ontwerp huidig stuursysteem

Bij Broshuis wordt voor gedwongen besturing gebruik gemaakt van het hydraulisch-mechanisch systeem. Omdat het stuursysteem bestand moet zijn tegen lekkage, is het hydraulische gedeelte dubbel uitgevoerd. Het systeem werkt in de basis als volgt. Het trekkende voertuig en het getrokken voertuig worden gekoppeld met een zogenaamde kingpin, een vormgesloten scharnierpen, en een koppelschotel,

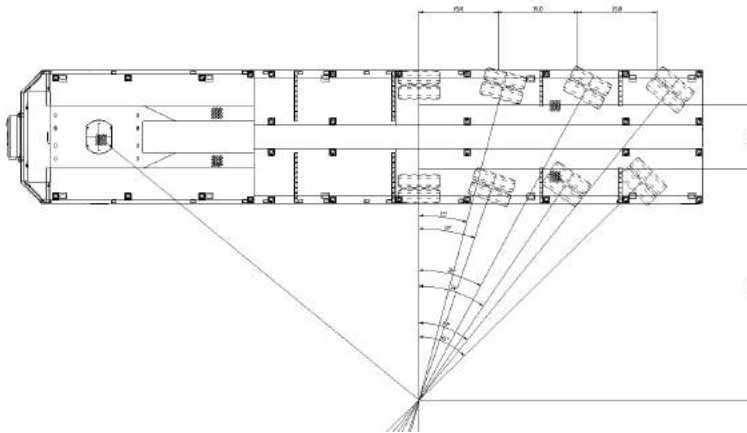
waarmee uitsluitend rotatie tussen de twee voertuigdelen mogelijk wordt toegestaan. Bij de gedwongen besturing is de kingpin aan het getrokken voertuig bevestigd met een plaat welke via een draaikrans kan roteren ten opzichte van het chassis van het getrokken voertuig. Tegelijkertijd is een wig aan deze plaat bevestigd welke zich afzet tegen de koppelschotel op het trekkende voertuig, waardoor rotatie van dit voertuig ten opzicht van het getrokken voertuig nu zal resulteren in het draaien van de draaikrans ten opzichte van de lengte-as van het chassis van het getrokken voertuig in plaats van om de kingpin. Door op het draaiende deel één kant van een hydraulische cilinder te bevestigen, kan de rotatie worden omgezet in een schuivende beweging van de cilinder. Hiermee is het roteren van de trekker ten opzichte van de oplegger omgezet in een vloeistofstroom. Aan de achterzijde van het getrokken voertuig wordt deze vloeistofstroom omgezet in de rotatie van een stangenmechanisme. De cilinders zijn hiervoor bevestigd aan een zogenaamd draaistuk, waarmee de translatie in rotatie wordt omgezet. Vanuit dit draaistuk lopen twee sets stangen. Twee stangen lopen in langsrichting naar een volgend draaistuk, terwijl de andere twee naar de wielzijdes gaan. Deze stangen worden de langsstangen en dwarsstangen genoemd. Het doorkoppelen van draaistukken doormiddel van de langsstangen gebeurt voor iedere as opnieuw. Wanneer in plaats van de wielen een gehele as wordt gestuurd, vervallen de dwarsstangen en wordt het aslichaam direct verbonden met het draaistuk. Het systeem is inclusief dwarsstangen schematisch weergegeven in figuur 7.



Figuur 7: Schematische weergave stuursysteem.

Voor de opzet van het stangenmechanisme is gekeken naar het Ackermann principe, zie figuur 8. De lijnen van het trekkende voertuig worden samengevat door de lijn

vanuit de draaikrans met een hoek gelijk aan de hoek tussen trekker en oplegger: de articulatiehoek. In het geval van individuele wielsturing, is er verschil in stuurhoek tussen het wiel aan de binnenkant van het voertuig ten opzichte van het draaipunt en het wiel aan de buitenkant. Dit verschil in stuurhoek tussen de wielen kan door het stangenmechanisme worden verkregen door de verbinding van de dwarsstang niet in de hartlijn van het draaistuk te plaatsen, maar iets naar buiten, in figuur 7 aangegeven met $B_{\text{dwarsstang}}$. Ook de hoek van de hefboom aan het wiel heeft hier invloed op. Het verschil dat nodig is tussen de assen kan worden verkregen door dezelfde verbinding op verschillende afstanden in lengterichting van de draaipunten van de draaistukken te plaatsen, aangegeven met $L_{\text{dwarsstang1}}$ en $L_{\text{dwarsstang2}}$. Een andere methode is een ratio aan te brengen tussen de radii van de langsstangen, $R_{\text{langsstang1}}$ en $R_{\text{langsstang2}}$. De snelheid waarmee de wielen sturen ten opzichte van de verdraaiing tussen trekker en oplegger, de stuursnelheid, kan worden bepaald door de ratio in radius van de cilinders aan de voorzijde en de radius van de cilinders aan de achterzijde, weergegeven in figuur 7 met $R_{\text{voorzijde}}$ en $R_{\text{achterzijde}}$.



Figuur 8: Stuurlijnen voor een oplegger.

2.2.4 Beperkingen van het systeem

Door de verschillende eisen en gemaakte keuzes zijn er een aantal beperkingen aan de huidige manier van sturen. Deze kunnen worden opgedeeld in theoretische beperkingen en praktische beperkingen. Bij de theoretische aspecten gaat het om effecten die de benodigde stuurhoeken beïnvloeden, terwijl praktische problemen voortkomen uit bijvoorbeeld de geometrie en de wielophanging.

Theoretische beperkingen

Er zijn twee belangrijke factoren die de benodigde hoeken sterk beïnvloeden. Ten eerste, in figuur 8 is een ingeschoven oplegger te zien. Wanneer deze wordt uitgeschoven, verandert het draaipunt van de combinatie. In de figuur verandert het volgende: de afstand tussen het beginpunt van de lijn vanaf de voorzijde en de rechte lijn van de ongestuurde as van de oplegger neemt toe, waardoor bij dezelfde articulatiehoek het snijpunt verder naar beneden komt te liggen. Om de lijnen van de gestuurde wielen van de oplegger naar dit nieuwe punt te brengen, moeten de stuurhoeken afnemen ten opzichte van de ingeschoven situatie. Ten tweede is er de invloed van snelheid. Voor het bijbehorende benodigde dynamische evenwicht zijn, zoals eerder aangegeven in dit hoofdstuk, centripetale krachten en dus sliphoeken nodig bij de banden. Om het evenwicht zo te plaatsen dat dezelfde cirkel wordt gevolgd als met lage snelheid en dat alle banden een gelijke bijdrage leveren aan dwarskrachten, zullen de stuurhoeken zeer waarschijnlijk anders moeten zijn.

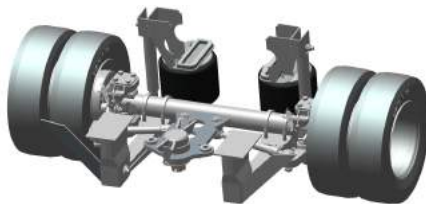
Bij het ontwerp van het huidige stuursysteem is dit laatste effect niet meegenomen, er is gebruik gemaakt van de statische situatie. Omdat er gekozen is voor een vaste relatie tussen de articulatiehoek en de stuurhoeken, is de stuursnelheid constant, en daarmee een constante verhouding in radius van de cilinders voor en achter. Vanwege de invloed van het uitschuiven, is bepaald dat de stuurlijnen van de oplegger volgens Ackermann uit te zetten zodanig dat het draaipunt van de trekker met die van de oplegger samenvalt voor een oplegger die voor de helft van zijn schuifbare lengte is uitgeschoven. Als een oplegger bijvoorbeeld in totaal 12 meter uit kan schuiven, is de sturing uitgezet op 6 meter uitgeschoven. Daarna kan gecontroleerd worden hoe de voertuigcombinatie voldoet aan de wettelijk vastgestelde statische draaicirkeleisen. Zo nodig volgt een iteratief proces waarbij concessies worden gedaan aan het samenvallen van de stuurlijnen van de oplegger en de stuursnelheid om beter door de draaicirkelproeven te komen.

Praktische beperkingen

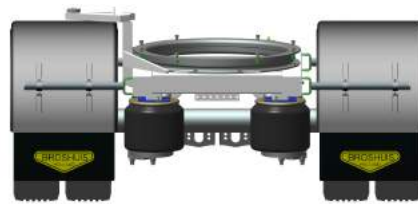
Voordat wordt gekeken naar de daadwerkelijke praktische beperkingen, wordt eerst achtergrondinformatie gegeven over verschillende wielophangsystemen die gebruikt worden voor de opleggers.

Opleggers met onafhankelijke wielophanging worden steeds vaker aangeschaft voor de hogere toegestane aslasten en de grotere veerslag die dit type wielophanging met zich meebrengt. Verschillende producenten hebben verschillende types wielophanging toegepast om dit te bereiken. Enkele voorbeelden zijn pendelassen, double-wishbone of MacPherson systemen. Bij een pendelas en bij de klassieke

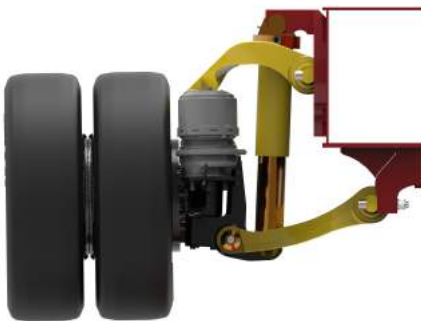
doorlopende as met een hoog chassis is de sturing geplaatst tussen het chassis en de wielophanging, waardoor er hier geen koppeling is tussen de veerbeweging en stuurbeweging. Bij de doorlopende as met laag chassis, de double-wishbone en MacPherson onafhankelijke ophangingen is dit anders, hier zitten zowel de dwarsstangen als de wielophanging tussen het chassis en de wielen. Bij deze laatste groep bestaat daarom een koppeling tussen sturing en vering. De verschillende wielophangingen zijn weergegeven in figuur 9.



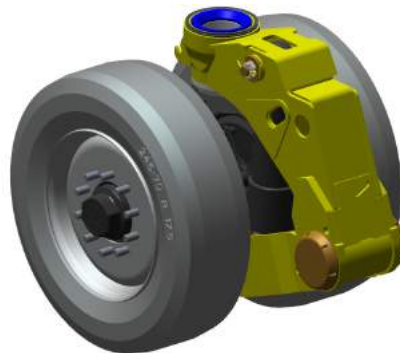
(a) Doorgestoken as, laag chassis.



(b) Doorgestoken as, hoog chassis.



(c) Onafhankelijk, double-wishbone.



(d) Onafhankelijk, pendelas.



(e) Onafhankelijk, MacPherson [8].

Figuur 9: Verschillende wielophangingen.

De praktische beperkingen van het systeem komen ten eerste voort uit de bewegingen van de cilinders en het stangenmechanisme en de beschikbare ruimte binnen het voertuig. De beschikbare ruimte zorgt voor een beperkingen in de maximale hoeken van de wielen en ook voor de dimensies van het stangenmechanisme. De verschillende combinaties van translaterende en cirkelbewegingen van cilinders en stangen zorgen ervoor dat de trend in sturing van de assen niet gelijk is aan de trend van verdraaiing tussen trekker en oplegger. Voor kleine articulatiehoeken kan de oplegger bijvoorbeeld te grote stuurhoeken geven, terwijl vervolgens voor de grote hoeken de stuurhoeken te klein zijn. Bij het ontwikkelen van een type voertuig, worden keuzes gemaakt voor de manier waarop hoekverschil tussen de assen wordt gerealiseerd. Vervolgens worden enkele draaistukken vooraf vastgesteld welke voor de verschillende opleggers kunnen worden gecombineerd. Dit is gedaan omdat een beperkte variatie in onderdelen voor de productie en besturingsgoedkeuring van de voertuigtoelating grote voordelen biedt.

Daarnaast kan ook de wielophanging een invloed hebben op de stuurgeometrie. Wanneer het voertuig in- en uitveert, maken de wielen een beweging ten opzichte van het chassis en, voor de wielophanging met een koppeling tussen sturing en vering, ook ten opzichte van het stuursysteem. Hierdoor bestaat de mogelijkheid dat er ongewenste sturing ontstaat tijdens de verende beweging: sporing verandert over de veerweg.

2.2.5 Het probleem

Voor het verhogen van de inzetbaarheid van het voertuig en het verlagen van de operationele kosten is het van belang de slijtage aan de banden en wielophanging te verlagen. Door de keuze voor een statische uitzet van de sturing, niet aanpasbaar aan voertuiglengte en met een vooraf bepaalde serie van stuurhoek bepalende mechanismen, is het niet mogelijk het Ackermann principe te volgen: er kan alleen een benadering worden gemaakt. Dit betekent dat er een verschil is tussen de ideale stuurhoeken en de werkelijke stuurhoeken: er bestaan fouten in de stuurhoeken. Bovendien hebben deze fouten een invloed op het evenwicht dat nodig is voor centrifugaaleffect.

Daar bovenop komt dat er bij veranderende sporing over de veerweg ook stuurfouten ontstaan tijdens het rechttuit rijden. Voor opleggers binnen het zwaartransport bestaat de mogelijkheid verschillende rijhoogtes in te stellen, bijvoorbeeld een hoge stand voor extra bodemvrijheid en een stand voor normaal gebruik, bereikt door

de luchtvering of hydropneumatische vering anders in te stellen. Wanneer sporing verandert over de veerslag, is de wielstand dus verschillend tussen deze twee rijhoogtes. Dit betekent dat er voor één of beide rijhoogtes een scheefstand is in het contactvlak tijdens het rechthoek rijden op doorgaande wegen en met hoge snelheid, resulterend in een continu proces van verhoogde slijtage. De situatie wordt daarbij beïnvloed door dynamisch veergedrag.

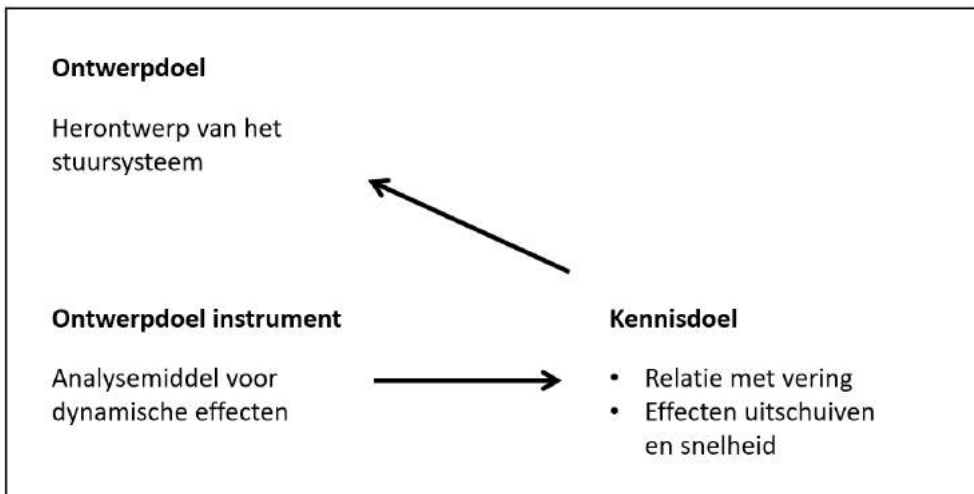
Deze stuurfouten en stuurhoeken tijdens rechthoekrijden zorgen ervoor dat de voertuigen verhoogde belastingen op de banden en wielophanging hebben, resulterend in de verhoogde slijtage. Het probleem dat daarom moet worden aangepakt voor de gewenste verbetering op het gebied van onderhoud is het ontstaan van fouten in de stuurhoeken.

2.3 Ontwerpdoelen

Zoals blijkt uit dit hoofdstuk zijn er meerdere factoren die hebben geleid tot het probleem. Enerzijds is er de invloed van de wielophanging op de sturing door de sporingveranderingen die optreden over de veerweg. Anderzijds is er de statische uitzet van de stuurhoeken met behulp van de beschikbare draaistukken, waardoor de verhoudingen tussen de assen mogelijk niet correct zijn en waarbij de dynamische effecten worden verwaarloosd. Voor de analyse van dit laatste is bovendien geen geschikt middel voor handen. Dit betekent dat er naast ontwerpdoelen ook kennisdoelen kunnen worden gesteld. Bovendien ontstaat er een koppeling tussen één van de kennisdoelen en één van de ontwerpdoelen, namelijk het ontwerp van een instrument voor het opdoen van kennis. Dit is schematisch weer te geven in een ontwerpdoelendiagram [9], zie figuur 10.

2.3.1 Kennisdoelen

Het eerste kennisdoel omvat het ontstaan van fouten in de stuurhoeken door de veerslag van de wielophanging. Voor het ontwerp van het stuursysteem is het belangrijk te onderzoeken in welke mate de sturing en vering voor de wielophangingen invloed hebben op elkaar. Ten tweede is er momenteel weinig bekend van de exacte invloed van snelheid op de sturing van uitschuifbare opleggers. Bij nieuwe besturingen worden met een ingeschoven oplegger testen uitgevoerd in een cirkel op lage en hoge snelheid, maar de verzamelde data blijft beperkt tot het verschil in



Figuur 10: Ontwerpdoelendiagram voor het vernieuwde stuursysteem.

beschreven cirkel door een punt achterop de oplegger tussen de twee snelheden. Met deze data kan geen uitspraak worden gedaan over de sturing en stuurfouten tijdens deze testen. Bovendien is er geen informatie buiten deze twee snelheden en zelfs niets voor een uitgeschoven oplegger.

2.3.2 Ontwerpdoelen instrumenten

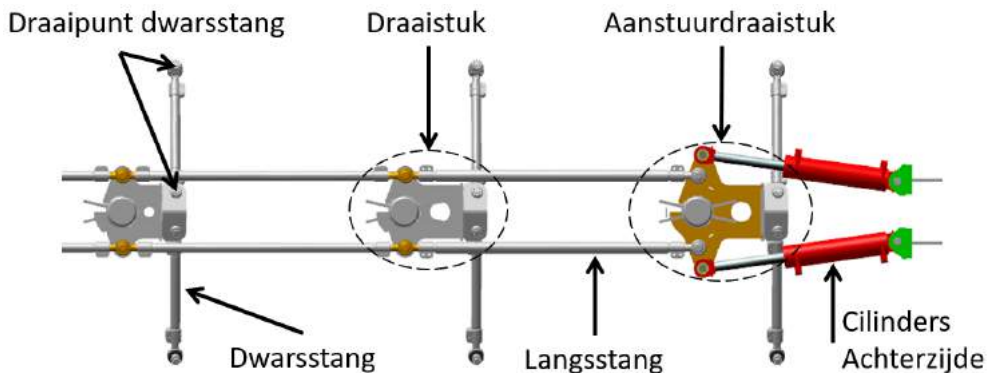
Voor het voldoen aan de kennisdoelen kan gebruik worden gemaakt van aanwezige informatie of van nieuw te ontwerpen instrumenten. De sporing kan met behulp van wiskunde en volledige 3D modellen worden onderzocht. Voor de dynamische invloeden is de beschikbare kennis echter te gering. Daarom is het van belang een analysemethode te ontwerpen voor het dynamische gedrag waar wel informatie over het stuurgedrag mee kan worden gewonnen, onder andere afhankelijk van lengte en snelheid van het voertuig. Het doel van het te ontwerpen analysemiddel is het kwantitatief inzichtelijk maken van de effecten van uitschuiven en snelheid verhogen op fouten in stuurhoeken van de oplegger.

2.3.3 Ontwerpdoelen herontwerp stuursysteem

Stuurnauwkeuringheid is variabel voor de uitgeschoven lengte en voor de variërende snelheden van de voertuigcombinatie. Zoals aangegeven wordt momenteel gebruik gemaakt van een statische uitzet en resultaten voor statische draaicirkels om tot een stuurconfiguratie te komen. Het doel is om met een analyse van de stuur nauwkeurigheid een herontwerp te maken van het huidige systeem, waarmee het systeem een hogere nauwkeurigheid kan bereiken zonder in te boeten aan de prestaties in de draaicirkelproeven. Bovendien is het hierbij van belang dat de sporing zo constant mogelijk worden gehouden over de veerweg, zodat het mogelijk wordt op verschillende rijhoogtes te rijden zonder slijtage te introduceren en wordt ook de invloed van dynamisch veergedrag geminimaliseerd.

Er is dus gekozen voor een herontwerp van het huidige systeem. De wetgeving voor gestuurde wielvoertuigen geeft op dit moment en in de nabije toekomst niet de ruimte om zonder grote concessies aan prestaties op het gebied van laadvermogen over te gaan op een volledig nieuw stuursysteem.

Ter referentie is een afbeelding van het huidige stuursysteem weergegeven met enkele belangrijke termen die nog veelvuldig zullen worden gebruikt, zie figuur 11.



Figuur 11: Belangrijke termen bij het stuursysteem.

3 Programma van eisen

De achtergrond van het probleem is in het voorgaande hoofdstuk beschreven. Voordat in het vervolg een oplossing voor dit probleem kan worden gezocht, wordt in dit hoofdstuk het programma van eisen vastgesteld. Vanuit de technische en sociale omgeving worden verscheidene dingen verwacht van een nieuwe systeem. Bij het verzamelen van de verwachtingen worden deze omgezet in een pakket van eisen. De eisen vormen de ruggengraat voor het ontwerptraject en zullen worden gebruikt voor het bepalen van specifieke eisen voor en de evaluatie van in het vervolg gegenereerde conceptoplossingen. Een deel van de eisen slaat op het vernieuwende aspect van het systeem, een ander deel is voor het behoud van prestaties van het huidige stuursysteem.

3.1 Sociotechnische achtergrond

Een technisch systeem staat bijna nooit op zichzelf, het is verbonden met andere systemen en heeft een relatie met een sociale omgeving. Het nieuw te ontwerpen systeem zal een invloed uitoefenen op de omgeving, maar de omgeving heeft ook een invloed op het nieuwe systeem. Wensen vanuit de technische omgeving zijn relatief eenvoudig vast te stellen. De sociale context vraagt een uitgebreidere studie, invloeden kunnen namelijk vanuit diepere lagen komen. Zo worden bijvoorbeeld langere voertuigcombinaties ontwikkeld die kunnen zorgen voor een reductie van de CO_2 uitstoot van het wegtransport. Voor het totale wegvervoer heeft dit belangrijke voordelen, zoals de afname van het totaal aantal vrachtwagens. De spoorwegbedrijven zijn echter bang dat het wegvervoer hierdoor dusdanig aantrekkelijk wordt, dat het goederenvervoer over het spoor zal verplaatsen naar de weg. Dit betekent dat verschillende vervoerscategorieën beïnvloed kunnen worden door ontwikkelingen in een van de categorieën.

Voor het herontwerp van het stuursysteem van een oplegger voor zwaar en speciaal transport zijn de verbindingen met andere vervoersstromen minder groot. De transportmiddelen zijn hierbij vooraf bepaald en het herontwerp heeft als doel één van deze middelen zo optimaal mogelijk te laten presteren, de behaalde verbeteringen zullen te klein zijn om te zorgen voor een verschuiving binnen het logistieke proces.

Een partij die wel duidelijk voordeel kan behalen uit een verbeterde sturing van zwaar beladen voertuigen is de groep van wegbeheerders. Door de lagere belasting van

het wegdek zal dit langer meegaan. Voor de wegenwerkers kan dit daarentegen negatief uitpakken door afname van werkzaamheden. Minder wegwerkzaamheden is vervolgens weer gunstig voor het totale wegvervoer, aangezien er minder vertragingen op zullen treden. Voor de andere verkeersdeelnemers is het bovendien van belang te zorgen voor veilig en voorspelbaar weggedrag en het vermijden van uitstekende delen tijdens het nemen van bochten.

De wetgevende instanties zijn ook onderdeel van de sociale omgeving. Voorlopig is de wetgeving erg strikt en laat weinig ruimte voor grondige vernieuwingen, maar vernieuwingen binnen het huidige kader kunnen een discussie op gang brengen om in de toekomst nieuwe wegen te openen.

Als laatste worden de concurrerende trailerfabrikanten aangekaart. Nieuwe ontwikkelingen kunnen klanten doen besluiten te kiezen voor een bepaalde fabrikant, maar kan ook aanleiding geven bij de concurrentie tot het verbeteren van de producten om competitief te blijven.

3.2 Eisen aan het nieuwe ontwerp

Het in het voorgaande hoofdstuk beschreven probleem komt voort uit een behoefte tot verbetering: iemand die ergens in de keten betrokken is bij het systeem wenst een bepaalde verhoging van de prestaties van het systeem. In dit geval gaat het om de gebruiker die tijdens de gebruiksfase de onderhoudskosten wil verlagen. In de voorgaande paragraaf is de sociotechnische omgeving aangehaald om aan te geven dat er vanuit meerdere niveaus invloeden zijn op een systeem waarmee rekening moet worden gehouden tijdens het ontwerpproces. Op deze andere niveaus, als ook de niveaus van de keten en levensfasen van het systeem zelf kunnen dus wensen en behoeften worden geïdentificeerd. Het is van belang ook deze wensen (opnieuw) mee te nemen bij het vaststellen van het pakket van eisen om de kans van slagen van het nieuwe systeem te vergroten.

- Missie
 - 25% reductie bandenslijtage
 - Gedrag in en tijdens elke bocht voorspelbaar

- Prestatie parameters
 - Type voertuig: semi-dieplader of dieplader
 - Type besturing: wielen of as
 - Wielophanging: double-wishbone, pendelas, doorgestoken as
 - Aantal assen: 1 tot 10
 - Aslast: maximaal 12 ton
 - Snelheid: 0 tot 80 km/u
 - Toepasbaar in uitschuifbaar chassis en verschillende breedtes van chassis (bv.: 2530 mm, 2730 mm)
 - Gebruik maken van huidig aanbod banden
 - Kostprijs maximaal €5000,- verhoging voor klant
 - Eigengewicht oplegger gelijk aan voorganger, marge 500 kg.
- Operationele inzet en distributie
 - Beschikbare ruimte binnen huidige hoofdafmetingen
- Operationele leven
 - 15 jaar meegaan
- Gebruik
 - Voertuig binnen 15 minuten rijklaar
 - Voertuig door één persoon met twee handen te bedienen, zonder onder het voertuig te hoeven komen
 - Sturing automatisch, maar ook met hand beïnvloedbaar
- Veiligheid
 - Geen uitstekende (scherpe) delen (gebruikers en medeweggebruikers)
 - Dubbel uitvoeren hydraulische verbinding
 - Foutindicatie (bijvoorbeeld door een oplichtende lamp)

- Effectiviteit
 - Availability van oplegger 95%
 - Sturing: te allen tijde
 - MTBM: 1 jaar (mean time between maintenance)
 - MDT: 1 dag (maintenance down time)
 - MCt: 30 minuten (corrective maintenance time)
 - Productie in eigen beheer

- Omgevingsfactoren
 - Toepasbaar bij huidige voertuigen
 - Wetgeving voor draaicirkels en ECE R79
 - -40 tot 50 graden Celsius
 - Demonteerbaar voor scheiden afvalstromen bij afdanken systeem

Een aantal eisen verdient enige uitleg. Het voorspelbaar stuurgedrag betekent dat een chauffeur geen onverwacht gedrag ervaart. Met dit gedrag wordt bijvoorbeeld bedoeld dat bij een bepaalde snelheid of bochtstraal de sturing ineens significant verandert. De volgende is het gebruik van het huidige aanbod banden. Dit betekent dat de oplossing van het probleem wordt gezocht in de trailer en niet dat er een speciaal type band kan worden ontwikkeld dat slijtvaster is. Het operationele leven geeft vervolgens aan dat er in deze periode alleen slijtdelen mogen worden vervangen. Bij het gebruik van de sturing is het van belang dat het systeem automatisch werkt en de wielen stuurt zonder dat de gebruiker extra handelingen hoeft uit te voeren. Echter, bij krap manoeuvreren is het gewenst de sturing, op lage snelheid, over te nemen met een afstandsbediening of met een andere bediening op het voertuig. Bij het huidige systeem is het hydraulische circuit dusdanig opgezet dat dit mogelijk is. Op het gebied van veiligheid is niet alleen de gebruiker zelf belangrijk, maar ook de omstanders, zoals medeweggebruikers. Uitstekende delen moeten worden voorkomen en ook scherpe hoeken moeten worden vermeden om verwondingen te voorkomen. Daarnaast moet een hydraulisch deel dubbel worden uitgevoerd om in het geval van lekkage nog steeds hetzelfde gedrag te verkrijgen. Hierbij moet een indicatie worden gegeven van de lekkage. Ook andere fouten, anders dan mechanisch falen, moeten van een indicatie zijn voorzien, om te voorkomen dat deze onopgemerkt blijven en tijdig kunnen worden hersteld. Bij de effectiviteit wordt verder gekeken naar het onderhoud en de betrouwbaarheid.

Onderhoud aan het stuursysteem moet beperkt blijven en het voertuig mag maximaal een dag stilstaan. Een andere belangrijke factor is het productieproces. Om flexibiliteit in het productgamma te waarborgen en om efficiënt te kunnen werken is het van belang dat de productie in eigen beheer wordt uitgevoerd. Uiteraard mogen onderdelen worden ingekocht, maar de samenstelling en montage zullen in de eigen fabriek plaatsvinden. Uiteindelijk is het de bedoeling de systemen te kunnen gebruiken zonder een herontwerp van de voertuigen. Een eenvoudig door te voeren wijziging blijft mogelijk, maar moet duidelijk een voordeel opleveren ten opzichte van het huidige ontwerp, alvorens deze wordt toegepast.

Een groot deel van deze eisen is ook van toepassing op andere stuursystemen. Om inspiratie op te doen en te leren van andere vakgebieden wordt, voordat wordt begonnen met het ontwerpen, een literatuuronderzoek gestart naar oplossingen op het gebied van voertuigbesturing. In het komende hoofdstuk wordt ingegaan op dit literatuuronderzoek.

4 Literatuuronderzoek

Sturing vormt een belangrijk onderdeel van alle vormen van transport; het is niet mogelijk op de bestemming te komen door alleen maar rechtdoor te gaan. De oplossingen die zijn gevonden voor het veranderen van richting, zijn zeer divers. Om een breed beeld te schetsen van de oplossingen, is een onderzoek gedaan naar de verschillende oplossingen, zowel binnen het wegtransport als daarbuiten [10]. Een uitgebreide samenvatting van dit onderzoek is te vinden bijlage B. In dit hoofdstuk wordt een korte samenvatting gegeven, waarbij rekening wordt gehouden met de toepasbaarheid op het gebied van opleggers. Zo is bijvoorbeeld het gebruik maken van overhellen om te sturen niet toepasbaar, vanwege de stabiliteit met een hoge lading en het manoeuvreren op een krappe bouwlocatie.

4.1 Sturing in het algemeen

In het onderzoek is eerst gekeken naar de basis van de verschillende stuursystemen: basis mechanisme, vorm van input, overbrenging en uitvoering van de beweging. Bij de eerste kan gedacht worden aan scharnieren in het hoofdlichaam of aan component-beweging. Input kan voortkomen uit een bestuurder, een ander deel van het voertuig of de ondergrond. Deze input kan vervolgens worden overgebracht door een mechanisch, hydraulisch of elektronisch systeem, of eventueel een combinatie van deze systemen. De overbrenging kan rechtstreeks worden verbonden om de te sturen onderdelen te bewegen, maar er kan ook een hefboom tussen worden geplaatst, of een extra bewegend frame. Als voorbeeld van een compleet systeem kan gedacht worden aan een kleine boot. De input verloopt via een stuur waar een elektrisch systeem deze input omzet in een signaal voor een motor die via een spindel op een roer is bevestigd. De basis is hierbij dus een component: het roer. De input komt van de bestuurder, de overbrenging is een elektrisch systeem van een sensor tot aan de motor die een spindel laat roteren en de uitvoering van de beweging komt tot stand door een vertanding op de rotatieas van het roer.

4.2 Sturing van opleggers

Bij een oplegger wordt altijd uitgegaan van input vanuit het trekkende voertuig en het basis mechanisme is het bewegen van de wielen, een wielstel of een as. Grote

verschillen zitten er echter in de overbrenging. Deze is daarom opgesplitst om de verschillen duidelijker naar voren te laten komen. Allereerst wordt gekeken hoe de beweging van het trekkende voertuig ten opzichte van het getrokken voertuig wordt opgevangen: detectie. Vervolgens moet dit worden omgezet in een bruikbaar signaal: transformatie. Zodra dit signaal bij de te bewegen componenten aankomt, kan het nodig zijn opnieuw een transformatie te laten plaatsvinden, bijvoorbeeld om het signaal op te delen naar meerdere componenten: distributie. Als laatste gaat het om de manier van beweging van de componenten: excitatie. In het eerder gegeven voorbeeld met het roer valt de overbrenging op te delen in een sensor voor de detectie, een processor welke zowel de transformatie als de distributie op zich neemt om het bijpassende vermogen te bepalen voor de elektromotor welke zorgt voor de excitatie.

Hieruit valt op te maken dat de overbrenging enkele functies kan hebben: signalen doorgeven, signalen van medium laten wisselen en signalen opdelen. Bij huidige opleggers wordt vooral gekozen voor mechanische systemen of een combinatie van een mechanisme en hydraulica als medium. Keuze voor deze systemen komt voort uit eenvoud, betrouwbaarheid en wetgeving. Er wordt veelal gebruik gemaakt van mechanische detectie met een draaikrans en, in het volledig mechanisch geval, wordt deze rotatie via een stang of kabels naar de gestuurde assen of wielen overgebracht. In het hydraulisch-mechanisch geval wordt de rotatie van de draaikrans omgezet in translatie van cilinders, waarna leidingen de vloeistofstroom naar cilinders bij de gestuurde assen of wielen overbrengen. Hier wordt de translatie via een mechanisch systeem weer omgezet voor de excitatie. Elektriciteit doet echter langzaam zijn intrede in de voertuigindustrie, vergelijkbaar met systemen waar tegenwoordig de meeste vliegtuigen gebruik van maken: fly-by-wire wordt drive-by-wire. In de opleggers blijft het echter beperkt tot de sturing, waarbij bovendien de input niet komt vanuit de bestuurder, maar vanuit een sensor welke de verdraaiing tussen trekkende voertuig en getrokken voertuig meet. De systemen zijn vaak gecombineerde systemen met hydraulica: voor de excitatie wordt gebruik gemaakt van hydraulische cilinders en een bijbehorende pomp.

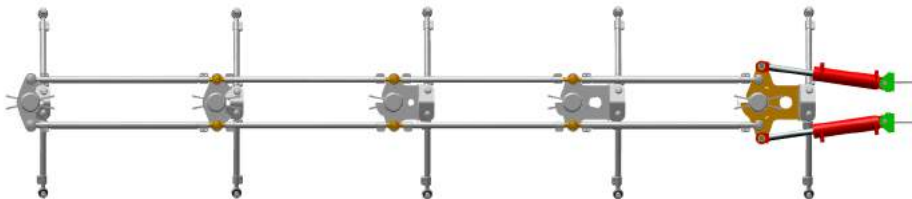
Vervolgens kan verder worden ingezoomd op de distributie, excitatie en actuatie. Bij opleggers wordt gekozen tussen het sturen per wiel of per gehele as. Voor sommige doeleinden worden opleggers ingezet met meerdere gestuurde assen. De drie subsystemen moeten hiervoor zijn ingericht. Voor de mechanische stuursystemen wordt dit opgelost door het stangenmechanisme uit te breiden of extra kabels toe te voegen. Bij de hydraulisch-mechanische systemen wordt de vloeistofstroom gebruikt om een mechanisch systeem aan te sturen. In een buitencategorie zijn voertuigen

beschikbaar die elektronisch via een bedieningspaneel aangestuurd kunnen worden, waarna verschillende pompen zorgen voor de juiste verdeling van beweging van de verschillende wielen. Voertuigen binnen deze categorie worden niet zonder begeleiding en vergunning toegelaten op de openbare weg.

4.3 Conclusie

Het besturen van de wielen is veruit het meest toegepast in wielvoertuigen en deze methode heeft na het onderzoek ook de voorkeur. Het volledig mechanisch uitvoeren van de overige subsystemen neemt veel ruimte in beslag, heeft een negatieve invloed op het eigengewicht van het voertuig en geeft beperkingen in uitschuifbaarheid van een chassis. Door gebruik te maken van hydraulica zijn deze nadelen weg te nemen, maar elektronica kan hier nog verder in gaan en meer vrijheid bieden in het toepassen van regeltechniek voor nauwkeurig sturen onder uiteenlopende omstandigheden. Voorlopig is de wetgeving niet ingericht voor drive-by-wire in getrokken voertuigen. Dit is echter zeer waarschijnlijk een kwestie van tijd. De mogelijkheden van elektrisch-hydraulische systemen moeten daarom voor de toekomst ook niet worden afgeschreven.

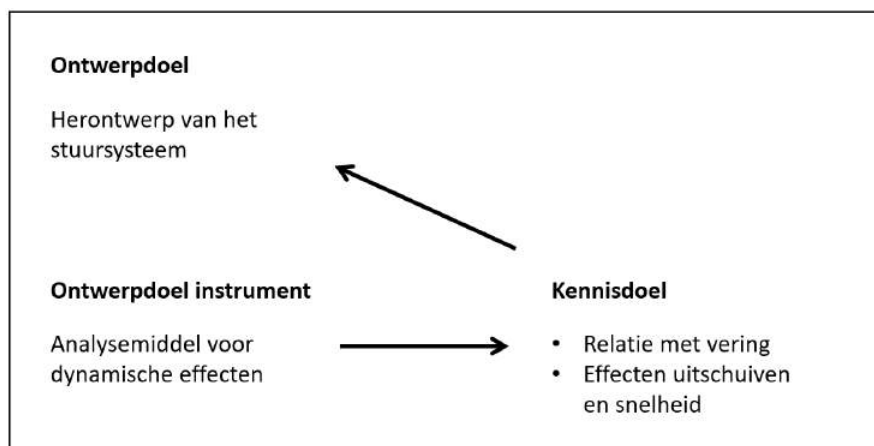
Voor nu lijkt de keuze van een hydraulisch-mechanisch systeem de beste, waarbij voor meerdere gestuurde assen een stangenmechanisme wordt gebruikt om de wielen aan te sturen, zoals weergegeven in figuur 12. Er zijn verschillende mogelijkheden voor het opbouwen van een dergelijk mechanisme en de juiste keuze zal afhangen van specifieke eisen voor het specifieke opleggertype.



Figuur 12: Hydraulisch-mechanisch stuursysteem voor meer-assige oplegger.

5 Ontwerpmethodologie en kennisopbouw

Zoals in het theoretisch kader is aangegeven, is een belangrijk deel van het herontwerp het rekening houden met het dynamische gedrag en met de relatie met de verende bewegingen van de ophanging. De hierbij gestelde doelen kunnen worden weergegeven in het ontwerpdoelen diagram, nogmaals weergegeven in figuur 13. In dit hoofdstuk wordt ingegaan met welke stappen de doelen in dit diagram kunnen worden bereikt. Het eerste onderdeel van het ontwerpproces bevindt zich op het onderste niveau van het ontwerpdoelendiagram, het ontwerpen van de instrumenten. Met deze instrumenten wordt de rechterkant van het diagram voorzien van de benodigde informatie.



Figuur 13: Ontwerpdoelendiagram voor het vernieuwde stuursysteem.

5.1 Kennisopbouw en ontwerp instrumenten

Binnen het huidige project gaat het om de dynamische effecten en de invloed van de vering. Voor deze laatste kan eenvoudig gebruik worden gemaakt van wiskunde over roterende en translerende bewegingen en van aanwezige 3D modellen van de ophangingen. Door de wiskunde te gebruiken naast de 3D modellen, kan worden gecontroleerd hoe goed de wiskunde de werkelijkheid benadert en wat de invloed van het aanpassen van een parameter is. In de beschrijving zal daarom vooral worden ingegaan op de aannames die worden gedaan om de afleidingen te vereenvoudigen, maar toch kan worden voldaan aan het kennistoel. Voor de dynamica zijn de mogelijkheden breder. Hier kan worden gekozen voor het ontwerpen van een

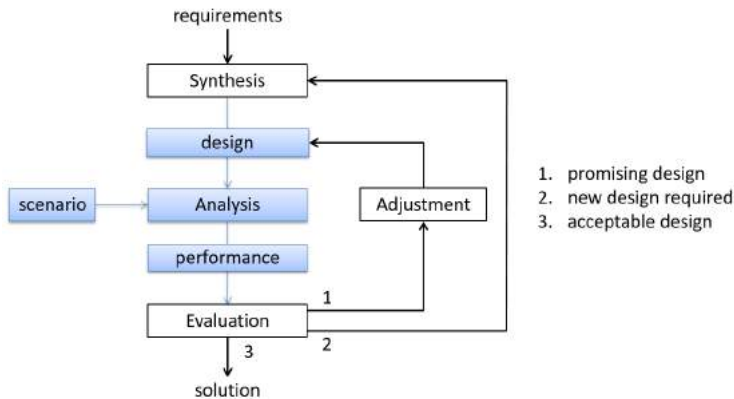
simulatiemodel of een meetinstrument voor toepassing in de praktijk. Voor dit deel zal dan ook een eigen ontwerpcyclus worden afgelegd. De context wordt bepaald binnen het hoofdproces, waardoor specifiek kan worden ontworpen en getest voor de validatie fase. Tegelijkertijd is het voor de kennisopbouw van belang rekening te houden met te verwachten veranderingen in de context.

5.2 Herontwerp stuursysteem

Zodra er voldoende informatie beschikbaar is op het kennisniveau, kan het proces op het volgende niveau worden voortgezet. De voorgaande paragraaf is hiermee een onderdeel van de ontwerpcyclus van het herontwerp, aangezien de resultaten worden gebruikt voor het vaststellen van een deel van de randvoorwaarden in de probleemanalyse van de hoofdcyclus.

In het vervolg worden de randvoorwaarden aangevuld en wordt iteratief gezocht naar het juiste ontwerp. Voor een deel wordt dit gedaan met enkele iteraties op een ontwerp, aangezien het een herontwerp omvat. Hierdoor kan gebruik worden gemaakt van keuzes voor de huidige opbouw en onderdelen, maar dan opnieuw geconfigureerd en ingedeeld. Om in te kunnen spelen op wijzigende context door snelheid of uitschuiven, dient er echter iets toegevoegd te worden aan het basisontwerp, waardoor voor dit deel een uitgebreide cyclus wordt gebruikt met verschillende concepten met mogelijke oplossingen voor de deelproblemen. Na de keuze wordt met behulp van de Design Process Unit methode de verbinding tussen de deelproblemen onderzocht om het concept gestructureerd stap voor stap verder worden uit te werken [11]. Bij deze methode worden per onderdeel de ontwerp-, scenario- en prestatieparameters aangegeven, gekoppeld door manier waarop wordt geanalyseerd wat de prestatie is als het onderdeel, volgens de ontwerpparameters, in aanraking komt met het scenario. Dit is schematisch weergegeven in figuur 14 [12]. In dit schema komt duidelijk naar voren hoe deze methode zich verhoudt tot de ontwerpproces. Het deel van het schema wordt voor de methode echter niet gebruikt voor het gehele concept, maar per onderdeel. De prestaties van de ene kunnen bijvoorbeeld gerelateerd zijn aan het scenario van een ander onderdeel. Door de schema's op te stellen voor de verschillende onderdelen, kunnen deze verbindingen zichtbaar worden gemaakt en kan de oplosroute worden bepaald. Met gebruik van 3D CAD en FEM modellen kan het ontwerp verder worden getoetst op functionering in de gewenste context: past het ontwerp binnen het chassis en kunnen de onderdelen de optredende externe krachten weerstaan? Zodra het ontwerp is afgerond, kan

het gereed worden gemaakt voor productie, waarna een prototype kan worden gerealiseerd waarmee testen in praktijk kunnen worden uitgevoerd. De bouw van het prototype en de testen vallen echter in de fases van de engineeringcyclus buiten de ontwerpcyclus en worden daarom niet meegenomen in het huidige project.

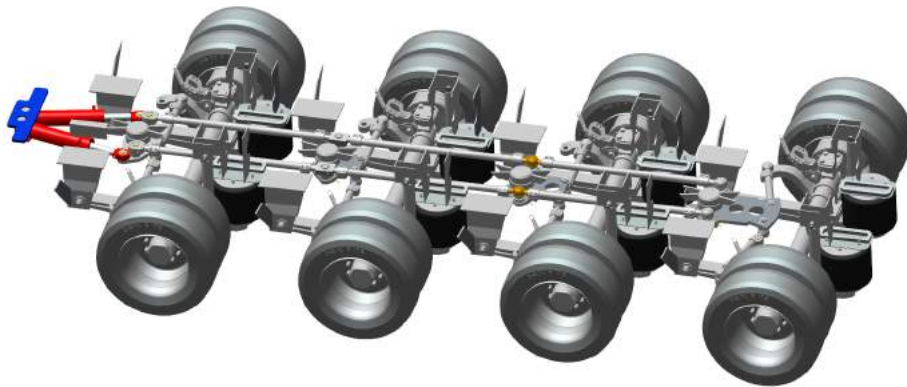


Figuur 14: Design Process Unit gekleurd binnen het ontwerpproces [12].

Om in het komende hoofdstuk de focus op het herontwerpen van het stuursysteem te kunnen houden, wordt in het huidige hoofdstuk het ontwerp van de instrumenten beschreven. Hierin worden kort de stappen en uitkomsten opgenomen, voor een gedetailleerde beschrijving van deze stappen wordt verwezen naar bijlage C en bijlage D voor respectievelijk de invloed van de vering en de dynamische effecten.

5.3 Relatie stuursysteem met wielophanging

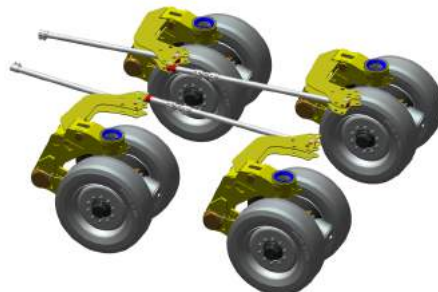
Voor bepaalde types van wielophanging is er om ruimte te besparen voor gekozen om het sturingsmechanisme direct aan de wielen te verbinden in plaats van aan de ophanging. Dit gebeurt bij doorgestoken assen op een laag chassis als ook bij onafhankelijke wielophanging, voor deze eerste weergegeven in figuur 15(a). Bij andere wielophangingen als doorgestoken assen met een hoog chassis en pendelassen zit de besturing tussen het chassis en de wielophanging. Hierdoor heeft de vering geen invloed op de stuurhoek van de wielen. Dit is weergegeven in figuren 15(b) en 15(c). Binnen Broshuis worden doorgestoken assen, pendelassen en double-wishbone ophangingen gebruikt. Dit hoofdstuk zal daarom ingaan op wat gedaan kan worden aan de invloed van de vering van een doorgestoken as en de double-wishbone onafhankelijke wielophanging.



(a) Doorgestoken as met laag chassis.



(b) Doorgestoken as met hoog chassis.



(c) Pendelasstel.

Figuur 15: Sturing bij verschillende type asstellen.

5.3.1 Analyse van de bewegingen

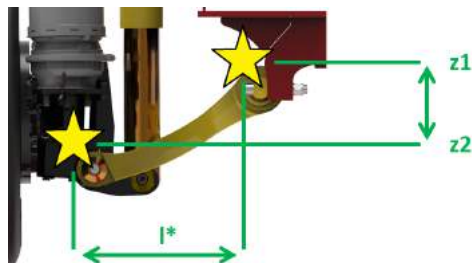
In hoofdstuk 2 is uitgelegd hoe in het huidige stuursysteem de verbinding van de wielen met het stuursysteem tot stand wordt gebracht: door het gebruik van een dwarsstang. Het stuurmechanisme aan de chassiszijde is een draaistuk met daarop een draaipunt voor de dwarsstang, uitgevoerd als bolscharnier. Aan de wielzijde is een hefboom bevestigd met eveneens een als bolscharnier uitgevoerd draaipunt voor de dwarsstang. De dwarsstang is op zichzelf een star element dat alleen kan scharnieren op deze twee draaipunten.

Voor nu wordt de verbinding van de dwarsstang als flexibel genomen, wordt het stuursysteem niet geactiveerd en worden de wielen recht gehouden. Door een verende beweging verplaatst de wielzijde ten opzichte van het chassis: het

draaipunt van de dwarsstang aan de wielzijde verplaatst terwijl het draaipunt aan het draaistuk niet beweegt, weergegeven in figuur 16(a). Door deze beweging kan het gebeuren dat de afstand tussen de draaipunten van de dwarsstang varieert: de theoretische afstand tussen de draaipunten van de dwarsstang. In werkelijkheid kan de dwarsstang echter niet van lengte veranderen. Aangezien de sturing niet wordt geactiveerd, zal het wiel toch gaan sturen wanneer de dwarsstang een constante afstand tussen de draaipunten forceert. Er ontstaat dus sturing tijdens de verende beweging door het verschil tussen de lengte van de dwarsstang en de theoretische afstand tussen de twee draaipunten van deze stang. Om de gemaakte stuurhoeken te bepalen, worden de verschillende bewegingen geanalyseerd. Als voorbeeld wordt de double-wishbone genomen.



(a) Verplaatsing van het draaipunt van de dwarsstang.



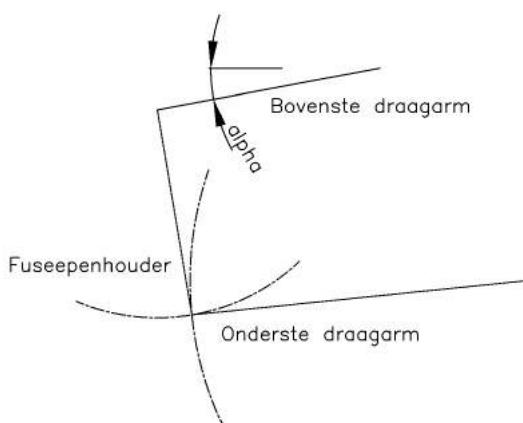
(b) Geprojecteerde lengte dwarsstang.

Figuur 16: Draaipunten van de dwarsstang.

Eerst wordt de verende beweging bepaald. De bovenste draagarm wordt hierbij bewogen over de volledige veerslag van de ophanging. Vervolgens wordt met behulp van de snijpunten van twee cirkels de stand van de fuseepenhoder bepaald, weergegeven in figuur 17. Het draaipunt van de dwarsstang is hiermee ook bepaald, aangezien deze verbonden is met de fuseepenhoder. Het draaipunt aan de

chassiszijde is reeds bekend vanuit de sturing. De volgende stap is om de lengte van de dwarsstang te projecteren op het platte vlak, zodat wederom met behulp van de snijpunten van twee cirkels de gestuurde stand kan worden bepaald. De eerste cirkel heeft hierbij de geprojecteerde lengte van de dwarsstang, de andere de lengte van de hefboom van de wielzijde. De geprojecteerde lengte wordt gevonden door het hoogteverschil tussen de punten af te trekken van de lengte, vergelijking 5.1 en figuur 16(b).

$$l^* = \sqrt{(l^2 - (z_1 - z_2)^2)} \quad (5.1)$$

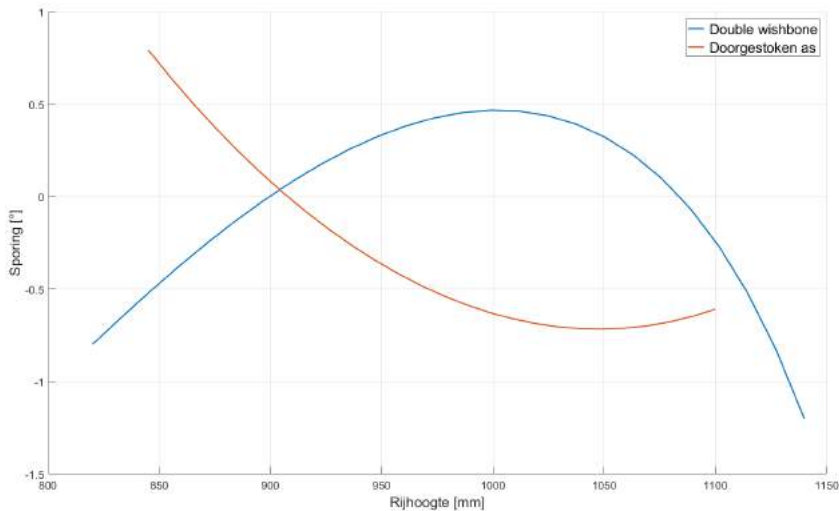


Figuur 17: Bepalen van de stand van de wielophanging.

Wanneer het snijpunt is bepaald, kan ook de hoek worden bepaald tussen het draaipunt van de wielen en het draaipunt van de dwarsstang. Wanneer deze hoek wordt gecompenseerd met de initiële hoek, is de stuurhoek tijdens het veren bekend. In figuur 18 is dit weergegeven voor beide wielophangingen. Er is in deze berekening geen rekening gehouden met de stuuras inclinatie, maar de afwijking hiervan is verwaarloosbaar voor deze relatief kleine stuurhoeken.

5.3.2 Compensatie ongewenste sturing

In theorie kan op verschillende manieren worden gecompenseerd voor de ongewenste stuurhoek. Een mogelijkheid is om actief tegen te sturen, een andere is om de dwarsstang actief van lengte te laten wijzigen, of als derde het afstemmen van de draaipunten. In het huidige project is echter gekozen voor een herontwerp en ook



Figuur 18: Sporing van doorgestoken as en double-wishbone ophanging.

vanuit de wetgeving is actief bijsturen nog geen reële optie, waardoor wordt gekozen voor het afstemmen van de draaipunten. Voor de doorgestoken as komt hier een nadeel naar voren. De beweging van het draaipunt aan de wielzijde is in een ander vlak dan de rotatie van de dwarsstang: het draaipunt maakt een draaiende beweging in het zijaanzicht en een rechte beweging in het achteraanzicht, terwijl de dwarsstang een draaiende beweging maakt in het achteraanzicht en een rechte beweging in het zijaanzicht. De enige manier om sturing hier te minimaliseren zonder gebruik te maken van actieve verplaatsing van één van de punten is een zo lang mogelijke dwarsstang, als $l \gg (z_1 - z_2)$ dan $l^* \approx l$, verg. 5.1. Wanneer dit geldt over de veerweg zal het verschil tussen de theoretische en daadwerkelijke lengte van de dwarsstang ook minimaal zijn. Voor de double-wishbone vallen de bewegingen echter samen, waardoor het mogelijk is bijna volledig te compenseren voor de ongewenste sturing.

5.3.3 Resultaten voor het vervolgotwerp

Bij het afstemmen van de draaipunten van de dwarsstang bij de onafhankelijke wielophanging komt een optimale onderlinge afstand naar voren, startend vanaf de wielzijde. Bij een breder chassis, waarbij dezelfde ophanging wordt toegepast, betekent dit dat het draaipunt aan de chassiszijde verder naar buiten wordt geplaatst ten opzichte van het hart van de oplegger. Dit kan in de sturing worden meegenomen door de sturing op te delen in een linker en een rechter deel. Deze kunnen naar gelang

de breedte van het voertuig verder uit elkaar of dichter bij elkaar worden geplaatst. Het aantal draaipunten in de constructie en het aantal onderdelen neemt hierdoor wel toe ten opzichte van het huidige centraal gelegen stuursysteem. Daarnaast betekent het opdelen van het stuursysteem dat de lengte van de dwarsstang niet meer maximaal is, waardoor wordt gekozen deze opdeling alleen toe te passen voor de onafhankelijke wielophanging. Voor de doorgestoken as zal het huidige ontwerp van de sturing in tact blijven.

5.4 Dynamische analyse van sturing

De tweede vraag kan niet met beschikbare kennis worden beantwoord. Daarom dient een instrument te worden ontworpen dat de invloed van snelheid en uitschuiven op het stuurgedrag in beeld kan brengen. In het eerste deel van dit hoofdstuk is aangegeven dat voor dit deel kan worden gekozen voor simulatiemodellen of een meetinstrument voor in de praktijk. Het nadeel van de tweede is met name het opbouwen van zeer specifieke kennis, terwijl modellen rekening kunnen houden met veranderende context. Parametrisch ontworpen modellen kunnen breed worden ingezet, alsmede voor het simuleren van nog niet geproduceerde middelen. Daarom wordt gekozen voor het ontwerpen van een simulatiemiddel. Als basis wordt een tool gebruikt die afkomstig is van de Technische Universiteit Eindhoven, welke is gebruikt voor gevalideerde simulaties van vrachtwagencombinaties met opleggers zonder gestuurde assen [13]. De tool is een multi-body dynamisch analysemiddel, opgebouwd in de SimScape omgeving van Matlab Simulink [14].

5.4.1 Deelpakket van eisen voor de analyse

Voor het huidige project is de keuze gemaakt alleen resultaten van steady-state gedrag te gebruiken. Bovendien wordt gekozen voor een specifieke oplegger met een specifieke trekker voor het uitvoeren van de simulaties, omdat het doel van het project te maken heeft met de invloed van uitschuiven en snelheid op sliphoecken en niet met het verschil tussen verschillende voertuigen. Als trekkend voertuig is gekozen voor de trekker die bij Broshuis wordt gebruikt voor praktijktesten. De oplegger is een zes assige semi dieplader. In figuur 19 is de voorbeeldcombinatie weergegeven. De tool wordt wel dusdanig opgezet dat uitbreiding van de resultaten eenvoudig bereikt kan worden en ook nieuw ontworpen blokken worden parametrisch opgezet om verandering van voertuigcombinatie te vergemakkelijken.



(a) Trekker.

(b) Oplegger.

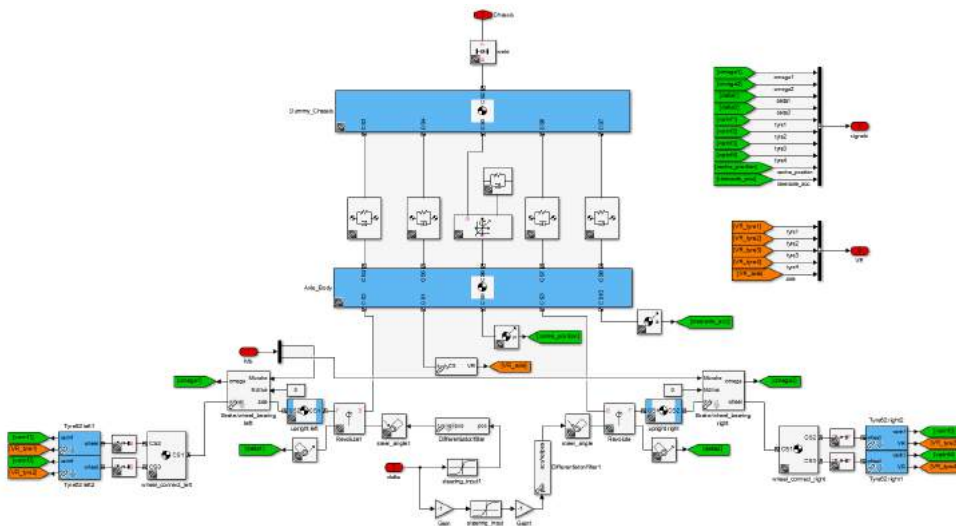
Figuur 19: Voorbeeldvoertuig voor de analyses.

5.4.2 Ontwerpkeuzes analysemiddel

Het chassis van de oplegger is opgedeeld in twee stukken, een deel aan de voorzijde en een deel aan de achterzijde. Het deel aan de voorzijde kan worden verlengd om het uitschuiven van het chassis te simuleren. De deling is hiermee gelijk aan de deling zoals deze ook in de praktijk in het voertuig is uitgevoerd. Tussen de twee delen van het chassis is een scharnier gemaakt om buiging en torsie van het chassis te simuleren. Met name in uitgeschoven stand speelt dit een belangrijke rol. De massa van het chassis is dusdanig verdeeld over beide delen dat de gewichtsverdeling voor een leeg voertuig overeenkomt met de verdeling zoals gemeten op een weegbrug.

Boven op beide chassis delen wordt lading geplaatst tot de maximale aslasten van de combinatie zijn bereikt. Dit betekent 12 ton voor elke as van de oplegger, 7 ton voor de eerste as, 8 ton voor tweede as en 11.5 ton voor de derde en vierde as van de trekker. In de tool worden deze waarden ook als initiële waarden ingegeven om een systeem te verkrijgen voor aanvang van de simulatie dat statisch in evenwicht is. Wanneer dit niet zo wordt ingevoerd, zal er binnen de simulatie gezocht worden naar een evenwichtssituatie welke zeer waarschijnlijk niet overeenkomt met de werking van de veersystemen van de voertuigen.

De assen bestaan uit twee boven elkaar geplaatste balkelementen, waarvan de onderste in hoogte kan bewegen en kan roteren om de lengte as van het voertuig ten opzichte van de bovenste. Dit geeft de as de vrijheid voor vering en rollen om de lengte as van het voertuig. Tussen de elementen zijn links en rechts van het midden een veer en demper geplaatst en tegen het roteren is een extra rotatiestijfheid toegevoegd. Deze elementen simuleren verende, dempende en anti-rol karakteristieken van de wielophanging. Het bovenste balkelement is vastgemaakt aan het chassis. In figuur 20 is het schema van een as weergegeven.



Figuur 20: Schematische weergave van een as.

Het onderste balkelement is het eigenlijke aslichaam, hieraan worden de wielen gemonteerd. Voor het toevoegen van de sturing op deze assen worden de wielen gemonteerd via een scharnierpunt met een enkele rotatievrijheid. Hier is voor gekozen omdat de rotatie voor de rijdende beweging van de wielen reeds is opgevangen in een eigen verbinding waar ook de rem- en aandrijfmogelijkheden in zijn verwerkt. Bovendien kan met een los mechanisme de positie vrij worden gekozen en input overzichtelijk worden toegevoegd. Voor de optredende stuurhoek wordt gebruik gemaakt van de articulatiehoek. Vanuit het hydraulisch-mechanisch stuursysteem is bekend welke hoek een wiel maakt bij de verscheidene articulatiehoeken. Deze informatie is in een look-up tabel toegevoegd waarin lineair geïnterpoleerd wordt. In tabel 1 is een voorbeeld van een stuurtabel weergegeven voor twee assen. Handbesturing is de maximale hoek die kan worden behaald. Het binnenwiel zit aan de binnenkant van de bocht en het buitenwiel aan de buitenkant, de eerste zou dus in theorie een grotere hoek moeten maken. De vertraging binnen het hydraulisch en mechanisch systeem wordt hiermee verwaarloosd. Een praktijktest toont aan dat deze aanname voldoet. Door deze keuze van opbouw van de tool kan de mechanica van de stuuronderdelen buiten beschouwing worden gelaten, waardoor de rekentijd wordt beperkt. Voor een wrijvingsgestuurde as zou in de toekomst een veer-demper kunnen worden toegevoegd aan het scharnierpunt van de sturing.

Een zeer belangrijk onderdeel voor de analyse is natuurlijk de band. Binnen het bestaande model zijn reeds banden opgenomen voor een trekker. Voor de opleggers

Articulatiehoek [°]	Draaistuk 1		Draaistuk 2	
	Binnen [°]	Buiten [°]	Binnen [°]	Buiten [°]
0	0	0	0	0
10	3.41	3.36	7.34	7.58
20	6.78	6.54	14.32	15.10
30	9.97	9.40	20.87	22.07
40	12.88	11.81	26.95	27.97
50	15.42	13.72	32.55	32.47
60	17.49	15.10	37.54	35.52
70	19.01	16.00	41.62	37.33
80	19.91	16.47	44.30	38.21
90	20.16	16.59	45.08	38.43
Handbesturing	21.76	17.31	50.95	39.55

Tabel 1: Tabel met stuurhoeken.

zijn de banden echter nog niet beschikbaar, omdat semi diepladers zijn uitgevoerd met een afwijkende bandenmaat. Banden worden gerepresenteerd door een in de industrie gangbaar model, de Magic Formula [15]. Banden worden in dit model ingegeven met verschillende coëfficiënten voor de afmetingen, eigenschappen voor slip in langsrichting, eigenschappen voor slip in dwarsrichting en eigenschappen voor de roeieigenschappen. Deze waarden worden vastgesteld door het uitvoeren van praktijktesten. Via een bandenfabrikant zijn coëfficiënten verkregen voor de banden onder de voertuigen die voor het huidige project van belang zijn. Uit kostenoverwegingen zijn alleen de eigenschappen in dwarsrichting bepaald. Voor steady-state bochten met gelimiteerde sliphoecken zijn deze gegevens voldoende. Het uitgebreider vaststellen van de bandeigenschappen valt buiten het huidige ontwerpproces, maar is voor vervolgonderzoek zeker aan te raden.

5.4.3 Resultaten voor het vervolgonwerp

Omdat het hoofddoel van het project een herontwerp van het sturingsstelsel omvat, is het van belang dat de sturing gemakkelijk kan worden omgezet voor een simulatie. Het ontwerp is daarom dusdanig opgezet dat het overweg kan met de parameters van de sturing, inclusief de look-up tabellen, ingegeven in een script. Hierdoor staat de input op zichzelf en kan de invloed van een vernieuwd ontwerp voor het stuursysteem relatief snel worden geanalyseerd, waarmee het eerder genoemde voordeel van een simulatiemiddel wordt benut.

Het uiteindelijke analysemiddel is gebruikt voor het vergelijken van de besturing in een gelijke cirkel met verscheidene snelheden en met verscheidene uitschuiflengtes. Daarnaast zijn cirkels gemaakt waarbij voor verscheidene snelheden en lengtes de articulatiehoek gelijk is gekozen. De eerste set geeft een beeld van de verandering van sliphoecken door dezelfde bocht met een andere configuratie te nemen, terwijl de tweede set het effect op de sliphoecken weergeeft bij gelijkblijvende stuurhoek.

Vanuit de analyse blijkt dat het gunstig is dat alle assen volgens het Ackermann principe sturen. Als het draaipunt van de combinatie niet samenvalt met het draaipunt van de assen van de oplegger, geeft het overzicht van de sliphoecken een evenredig verdeeld beeld. Wanneer de assen niet tot een gezamenlijk draaipunt komen, ontstaat een grilligere verdeling. Ook bij het uitschuiven en veranderen van snelheid blijft dit beeld bestaan. Een afgestemde besturing van de oplegger geeft hiermee een beter te voorspellen slijtage. Als tweede blijkt dat de totale slijtage kan worden verlaagd door de stuursnelheid afhankelijk te maken van de lengte van het voertuig. De invloed door rijsnelheid is lastiger weg te nemen, aangezien een hogere snelheid betekent dat er een grotere centrifugale kracht moet worden opgevangen door de banden.

In bijlage D zijn de opbouw en resultaten van het analysemiddel beschreven.

6 Ontwikkelingsproces

In het vorige hoofdstuk zijn de middelen beschreven die gebruikt zullen worden voor het herontwerp van het stuursysteem. In dit hoofdstuk zal de totstandkoming van het herontwerp worden beschreven. Hiervoor zal het ontwikkelingsplan worden omschreven, waarna het gedetailleerde pakket van eisen wordt vastgesteld. Vervolgens worden deeloplossingen beschreven. Na een kritische beschouwing en afweging van deze oplossingen en mogelijke samenstellingen, wordt een concept gekozen en uitgewerkt tot een werkend principe dat gereed is voor implementatie.

6.1 Ontwikkelingsplan voor vernieuwde stuursysteem

Met het dynamisch analysemodel is onderzocht wat de invloed van bepaalde aanpassingen in het stuursysteem is op de sliphoecken van het testvoertuig. Dit is gedaan voor verscheiden uitgeschoven lengtes, snelheden en bochten. De aanpassingen die zijn beschreven zijn het veranderen van de stuursnelheid, het veranderen van de verhouding tussen de assen en het veranderen van de sturing van de eerste as. Bij deze laatste wordt de eerste as niet sturend gemaakt, meesturend met de overige assen, of juist tegensturend ten opzichte van de overige assen. In bijlage D zijn de resultaten van de analyses beschreven. Uit deze resultaten komt naar voren dat het veranderen van de sturing van de eerste as en het aanpassen van de stuursnelheid beide goede papieren hebben. Het pakket van eisen geeft aan dat het herontwerp geschikt dient te zijn voor de verschillende typen wielophanging. Het aanpassen van de sturing van de eerste as zal verschillend zijn per wielophanging, aangezien de sturing soms tussen de wielophanging en het chassis plaatsvindt, terwijl het voor andere direct bij het wiel plaatsvindt. Hierdoor is het lastig een enkel ontwerp te definiëren dat geschikt is voor alle ophangingen. Bovendien geeft het aanpassen van de stuursnelheid de mogelijkheid dit in de toekomst actief aan te sturen, zodat ook tijdens een bocht kan worden gevarieerd in deze snelheid. Hierdoor kan bij het ingaan van de bocht de uitscheer worden verkleind en naarmate de bocht vordert de bestreken baan eveneens worden verkleind. Vanwege deze voordelen wordt gekozen voor het instelbaar maken van de stuursnelheid als onderwerp van het herontwerpproces.

De invloed van de vering verschilt eveneens per wielophanging. Alleen bij de double-wishbone onafhankelijke wielophanging kan dit probleem worden aangepakt door het herontwerp, namelijk door de sturing net als de vering onafhankelijk te

maken voor links en rechts, waardoor bij verschillende voertuigbreedtes dezelfde optimale geometrie toegepast kan worden.

Vanwege het bovenstaande wordt de opdeling gemaakt in de voorzijde en achterzijde van de sturing. De achterzijde zal rekening houden met de vering en zal het uitzetten van de sturing van de wielen zodanig plaatsvinden dat zo goed mogelijk volgens Ackermann wordt gestuurd. Dit betekent dat, net als in het huidige ontwerp, hier de verschillende hoeken tussen het linker en rechter wiel worden gemaakt, alsmede het verschil tussen de hoeken van de verschillende assen, toenemend naarmate de as verder naar achteren is geplaatst. De koppeling tussen voor- en achterzijde is hydraulisch. De cilinders aan de voor- en achterzijde hebben dezelfde verhouding tussen de diameter van de stang en diameter van de huiszijde, vanwege de cruciale gelijke volumestromen. Uitgaande van volledig gelijke afmetingen, als de radius waarop de cilinders zijn bevestigd wordt aangepast, moet de maximale slag aan de voorzijde altijd korter of gelijk zijn aan de slag aan de achterzijde. Wanneer dit niet het geval zou zijn, kan schade ontstaan, aangezien de voorzijde de input is. De radius aan de voorzijde mag dus afnemen ten opzichte van de maximale verhouding, terwijl de radius aan de achterzijde alleen mag toenemen. Dit laatste heeft als nadeel dat de ruimte beperkt is, de maximale stuurhoek bij handbesturing wordt verkleind en de bereikbaarheid voor bediening en onderhoud slechter is dan aan de voorzijde. Daarom wordt gekozen het aanpassen van de stuursnelheid aan de voorzijde te laten plaatsvinden. Hiermee kan tevens worden voldaan aan de eis dat het herontwerp toegepast kan worden bij alle wielophangingen.

De verlaging van ongewenste stuurhoeken voortkomend uit de verende beweging vindt dus plaats aan de achterzijde, het verlagen van deze hoeken tijdens het sturen aan de voorzijde. Aan de hand van de gestelde eisen in hoofdstuk 3, kunnen deze eisen worden uitgedetailleerd voor dit plan.

6.2 Eisen aan het vernieuwde stuursysteem

Een deel van de gestelde eisen wordt verder gespecificeerd en er worden enkele eisen toegevoegd om aan te sluiten bij het ontwikkelingsplan en om een toetsbare basis voor (deel)oplossingen te genereren. De missie is bijvoorbeeld vertaald naar tijdens het proces meetbare waardes, aangezien de totale slijtage sterk afhangt van het gebruik. Twee eisen vanuit de effectiviteit zijn een verduidelijking van het in eigen beheer houden van het productieproces. Snijdelen en zetdelen kunnen in eigen huis worden geproduceerd, wat voordelig is voor zowel het uiteindelijke product als voor

eventuele prototypes. Voormontage buiten het voertuig betekent dat het mogelijk is de systemen buiten de lijn op te bouwen en later in de lijn te brengen waar deze alleen nog maar hoeven te worden aangesloten. Het overzicht verschijnt in hetzelfde format als eerder, de eerder gestelde eisen blijven uiteraard van toepassing.

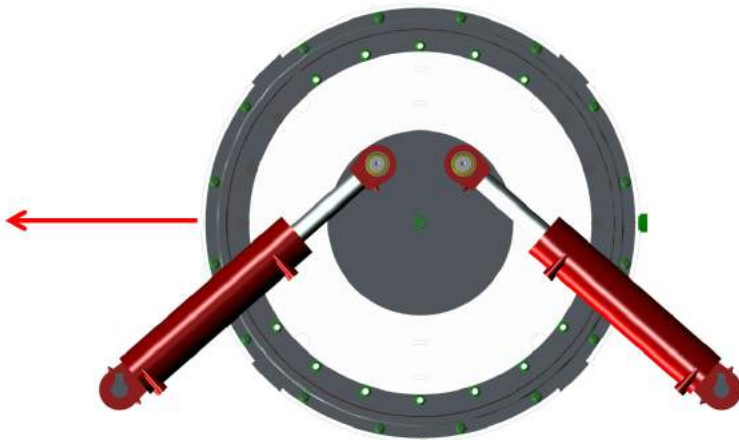
- Missie
 - Afwijking sporing over veerweg maximaal 4 mm/m (0.23 graden)
 - Radius cilinders variabel tussen 178 mm en 150 mm
- Prestatie parameters
 - Gelijke instelling stuursnelheid beide hydraulische cilinders: maximaal 3mm positieverschil
 - Traploze instelling stuursnelheid
 - Maximaal 5mm verschil tussen ingaande en uitgaande slag
 - Maximaal 5mm verplaatsing tijdens sturen
 - Massa maximaal 150 kg per as bij aszijde, maximaal 250 kg extra aan de voorzijde ten opzichte van huidig ontwerp
- Operationele inzet en distributie
 - Beschikbare ruimte:
 - * Achterzijde: min asafstand 1335 mm x breedte ligger x 230 mm, min. 150 mm bodemvrijheid wielzijde
 - * Voorzijde: t.o.v. kingpin: radius van 450 mm, boog 75 graden, hoogte maximaal 230 mm
- Gebruik
 - Constructie instellen stuursnelheid als optie
 - Geen gebruik van actieve aansturing
 - Mogelijkheid tot uitbreiding naar actieve aansturing
- Effectiviteit
 - 50% onderdelen uit eigen fabriek: plaat tot 20 mm, S690 als hoogste sterkte voor staal
 - Voormontage buiten voertuig

- Veiligheid
 - Voor spanningen worden een veiligheidsfactor van 2 aangehouden

Voor de achterzijde is gekozen voor een herontwerp dat de huidige opzet opdeelt in twee helften, gebruik makende van de bestaande elementen. De eisen zullen daarom pas worden getoetst bij het uitwerken van dit deel van het nieuwe stuursysteem. Bij de voorzijde valt het ontwerp op te delen in deelontwerpen, waar eerst deeloplossingen voor kunnen worden bedacht, vervolgens concepten voor kunnen worden samengesteld en daarna een uiteindelijk concept kan worden geselecteerd. Dit uiteindelijk concept kan in het vervolg verder worden uitgewerkt. Daarom is de volgende stap in het proces het bepalen van de deeloplossingen voor de voorzijde. Vanaf nu wordt naar de voorzijde verwezen met de benaming Traploos Instelbare StuurSnelheid: TISS. In dit hoofdstuk ligt de nadruk op TISS, aan het eind zal een paragraaf worden geweid aan de opbouw van de achterzijde.

6.3 Deeloplossingen voor TISS

In de huidige situatie zitten de hydraulische cilinders op een vaste radius bevestigd aan de draaikrans, zie figuur 21, waarin de rijrichting is aangegeven met een pijl. Om de stuursnelheid aan te passen zal deze radius variabel moeten worden.



Figuur 21: Huidige koppelingsplaat.

In de huidige stuurconfiguraties komen radii van de cilinders voor van 150 mm, 165 mm en 178 mm. De eerste wordt aangegeven met A sturing, de tweede met B

sturing en de laatste met C sturing. A sturing is de langzame sturing, C sturing de snelle. De radii staan gelijk aan de maximale slag voor cilinders met respectievelijk een slag van 320 mm, 350 mm en 380 mm. Om slagvolumeverschil te vermijden, moeten beide circuits dezelfde radius hebben. Dit betekent dus dat beide cilinders een gelijke verplaatsing moeten ondergaan. Bovendien is een gelijk verloop tussen de ingaande en uitgaande slag van belang. Tijdens een bocht de ene kant op gaat de ene cilinder in en de andere uit. Bij een bocht de andere kant op is dit omgekeerd. Door deze tegengestelde bewegingen wordt tegengesteld gestuurd voor een tegengestelde bocht, zoals bedoeld. Wanneer de ingaande slag anders is dan de uitgaande, ontstaan ongewenst hoog oplopende drukken in de systemen. Het systeem dient daarom voorzien te zijn van een gelijkloop en een rechtgeleiding om de bevestigingspunten van de cilinders tegelijk op de juiste positie te krijgen. De rechtgeleiding kan ook met cirkelbewegingen worden verkregen, aangezien het traject dusdanig klein is dat de afwijkingen zeer waarschijnlijk binnen de gestelde eisen vallen. De laatste twee deelproblemen komen voort uit het feit dat het geheel aangestuurd dient te worden, namelijk door een aandrijving en een overbrenging, waarbij de eerste ingaat op de krachtbron en de tweede op het mechaniek. Hieronder staan de deeloplossingen per onderdeel opgesomd.

- Rechtgeleiding
 - Schuifstuk (vormgesloten staal-op-staal geleiding, bv. plaat in u-vormige geleiding)
 - Gelagerde monorail
 - Asgeleiding
 - Magneetzweefbaan
 - Luchtgelagerde rail
 - Elastisch scharnier
 - Draaiend element
- Gelijkloop
 - Gelijkloopcilinder
 - Stangenmechanisme
 - Tandwieloverbrengingen
 - Draaiend element

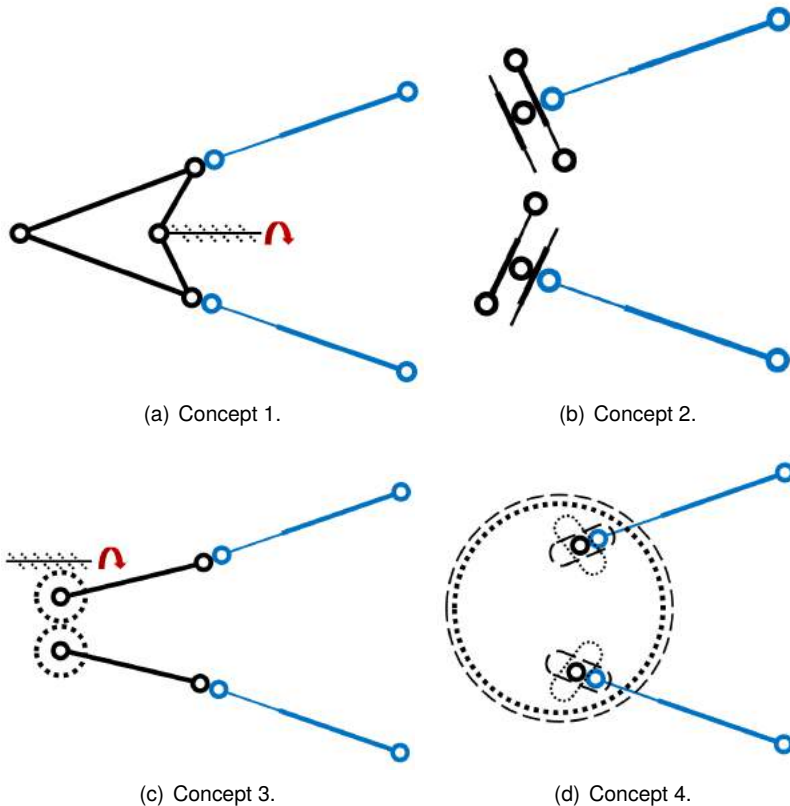
- Aandrijving
 - Elektromotor
 - Pomp
 - Fysieke kracht
 - Luchtdruk
- Overbrenging
 - Spindel
 - Hydraulische cilinder
 - Pneumatische cilinder (of membraancilinder)
 - Tandwiel/tandheugel

Sommige deeloplossingen hebben een lage toepasbaarheid binnen de opleggers, bijvoorbeeld een magneetweefbaan of luchtgelagerde rail. Andere deeloplossingen behoeven verder onderzoek. Een elastisch scharnier brengt bijvoorbeeld een hoge nauwkeurigheid en voorspelbaarheid met zich mee en is onderhoudsvrij. Vooralsnog worden deze echter vooral toegepast in klein formaat, terwijl voor de beoogde toepassing een groot formaat nodig is. In bijlage G is een korte analyse uitgevoerd of deze schaalvergroting haalbaar is. Het blijkt dat er een te groot scharnier nodig is om de krachten die voortkomen uit de hydraulische cilinders te weerstaan. Daarnaast zijn de vervormingen tijdens gebruik dermate groot dat actieve aansturing nodig is ter compensatie, waardoor deze optie vervalst.

De overbrengingen kunnen binnen een concept worden gecombineerd. Het rechtstreeks plaatsen van een hydraulische cilinder kan betekenen dat er een grote cilinder nodig is vanwege de optredende belasting, waardoor de benodigde ruimte te groot wordt. Via een getande overbrenging zou dit kunnen worden opgelost. Daarnaast kunnen ook verschillende aandrijvingen worden gebruikt. Zo is een spindel voor een eenvoudige uitvoering van een handmatige aandrijving te voorzien, terwijl als optie een motor kan worden toegevoegd die de gebruiker het werk uit handen neemt.

6.4 Concepten voor TISS

De concepten worden samengesteld aan de hand van de toepasbare deeloplossingen. De uiteindelijke aandrijving is in eerste instantie niet het belangrijkste deel van de concepten. Daarom wordt vooral ingegaan op het basismechanisme.



Figuur 22: Schematische weergaven van de vier concepten.

Het eerste concept maakt gebruik van een spindel waarmee een stangenmechanisme als een schaarlijk de beide cilinderbevestigingen naar de juiste radius brengt. Concept nummer twee maakt gebruik van een asgeleiding per cilinderbevestiging, waar direct een hydraulische cilinder op wordt geplaatst. Het derde concept gebruikt draaistukken welke via een vertanding aan elkaar gekoppeld zijn, waarbij een tandheugel via de vertanding van één van de draaistukken zorgt voor de aansturing. Als vierde en laatste concept worden twee schijven boven elkaar geplaatst. Elke schijf wordt voorzien van een sleuf per cilinderbevestiging, waarbij de sleuven dusdanig

zijn geplaatst dat verdraaiing van de ene schijf ten opzichte van de andere schijf zorgt voor de gewenste verplaatsing van de cilinderbevestiging. In figuur 22 zijn de concepten schematisch weergegeven. De cilinders zijn weergegeven in blauw, de beoogde constructie in zwart.

6.5 Conceptkeuze

Bij het toetsen van de concepten wordt gekeken naar de geschatte haalbaarheid van de eisen. In tabel 2 staan de getoetste eisen en scores per concept genoemd. Bij de score voor het produceren in huis wordt gekeken naar de hoeveelheid snijwerk. Dit kan namelijk in de eigen fabriek worden gedaan, zo lang de plaatdikte maximaal twintig millimeter is.

Eis	Concept 1	Concept 2	Concept 3	Concept 4
Radius 150-178	5	5	5	5
Positienauwkeurigheid	5	5	5	3
Traploos	5	5	5	5
Verschil in/uit	5	5	5	5
Massa	3	2	3	5
Ruimte	2	5	2	5
Bedientijd	3	5	3	3
Optie	5	5	5	5
Actief te bedienen	5	5	5	5
Productie in huis	4	2	2	4
Montage	3	5	3	3
Onderhoud	4	4	4	2
Kosten	3	1	1	3
Totaal	52	54	48	53

Tabel 2: Scoring van de concepten.

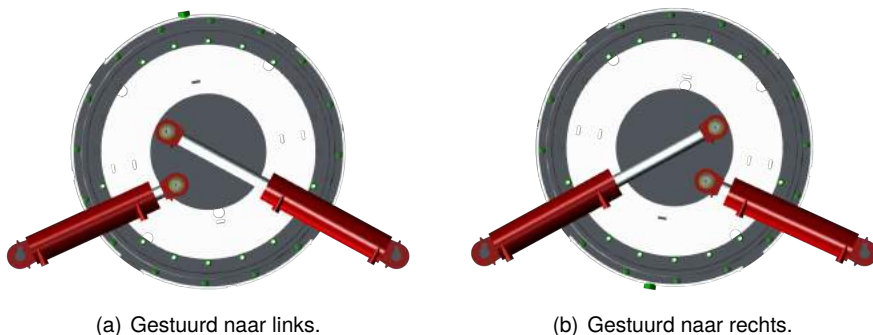
De totaalscores zitten erg dicht op elkaar. Het valt bij de score op dat de hydraulische variant, concept 2, technisch goed scoort, maar het verliest op massa en kosten. Dit komt doordat er twee cilinders met een gelijkloopcilinder nodig zijn of drie cilinders om de juiste positienauwkeurigheid te verkrijgen. Deze cilinders kunnen niet met een kleine diameter worden gekozen, omdat ze direct de krachten op moeten vangen die door de cilinders van het stuursysteem worden uitgeoefend op de bevestiging. De lengte moet wel klein worden gekozen, omdat er maar een kleine slag nodig is en de inbouwruimte beperkt is. Dit resulteert in speciale uitvoeringen die de kosten verhogen. Het concept met de draaiende schijven, concept 4, heeft ook een goede

totaalscore. Of deze score ook in praktijk wordt gebracht zal echter afhangen van de lagering van de schijven en de nauwkeurigheid en levensduur van de sleuven voor de geleiding van de cilinderbevestiging. Dit komt terug bij de score voor onderhoud. De sleuven dienen bestand te zijn tegen de krachten die voortkomen uit het stuursysteem, maar moeten wel de vrijheid geven de bevestiging naar de juiste positie te verschuiven. Concept 3 vraagt om nauwkeurig geconstrueerde vertande elementen om goede scores te verkrijgen. Speling moet uitgesloten zijn om de nauwkeurigheid tijdens gebruik te halen. Smering zal tevens nodig zijn bij de contactvlakken en ook bescherming tegen vuil is noodzakelijk. Dit resulteert in een kostbare constructie. Ten slotte het concept met het stangenmechanisme. Het mechanisme is nauwkeurig op te zetten met onderhoudsvrije lagering, maar voor de spindel zal smering nodig zijn. Ook de verbinding tussen het stangenmechanisme en de spindel behoeft aandacht. Het ruimtegebruik kan hierdoor hoog oplopen.

Uiteindelijk wordt gekozen met de nadruk op nauwkeurigheid, onderhoud en kosten, waardoor de keuze valt op het eerste concept.

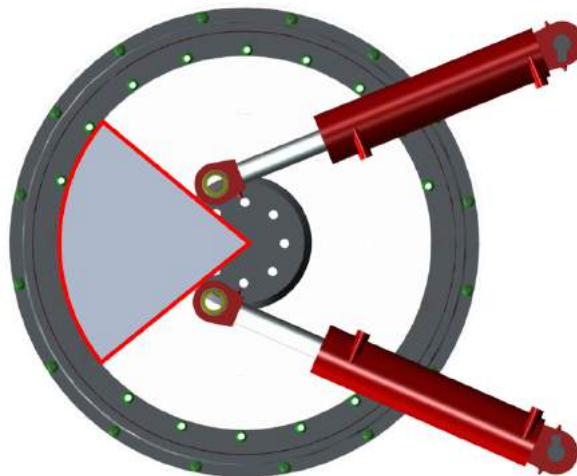
6.6 Conceptontwerp

De eerste stap voor het conceptontwerp is het creëren van ruimte. In de huidige voorzijde worden de cilinders in lengterichting geplaatst met de één naar voren gericht en de ander naar achteren. Bij het sturen wordt maximaal een hoek van 100 graden gemaakt, zowel naar links als naar rechts. In figuur 21 is de rechthoekstand reeds weergegeven, beide uiterste standen zijn weergegeven in figuur 23.



Figuur 23: Uiterst gestuurde standen van de koppingssectie.

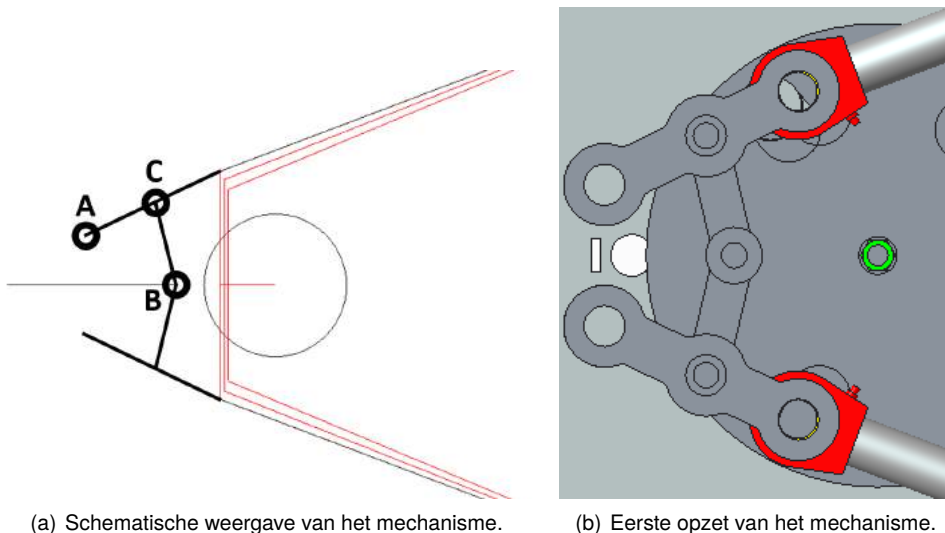
Hierbij valt op dat de ruimte boven de koppelingsplaat bijna volledig wordt bestreken door de cilinders. Er blijft weinig ruimte over voor een mechanisme. Deze inbouw is zodanig gekozen dat de inbouw gelijk blijft voor de verschillende radii van de cilinders op de koppelingsplaat, terwijl het verschil tussen de in- en uitgaande slag voor de verschillende standen binnen de perken blijft. Hierdoor wordt altijd dezelfde cilinder en nekopbouw gebruikt en wordt alleen de bevestiging op de koppelingsplaat gevarieerd per voertuig. Voor TISS zal de basis van deze inbouw dus gelijk moeten blijven. Aangezien het gaat om een zuiver roterende beweging, kan de inbouw vrij gedraaid worden ten opzichte van het hart van de koppeling. Door dit te doen totdat beide cilinders naar achter wijzen, blijft ongeveer een vijfde cirkel over voor het plaatsen van het mechanisme, zie figuur 24. Dit wordt daarom de nieuwe standaard. Voor het herontwerp geeft het de benodigde ruimte en voor de andere voertuigen betekent het dat er altijd op dezelfde manier wordt ingebouwd en aangesloten en de gebruikte ruimte aan de voorzijde afneemt.



Figuur 24: Nieuwe inbouw van de cilinders.

Vervolgens zijn er enkele opties voor het opzetten van het mechanisme. Zo kan er worden gekozen voor twee afzonderlijke mechanismen voor de beide cilinders, een koppeling van beide, of een koppeling bij één van de draaipunten. Voor gelijkloop kan het best gekozen worden voor het koppelen van de beide delen, op het deel van het mechanisme dat bewogen wordt. De beweging die de cilinderbevestiging moet maken om op de juiste positie voor de verschillende radii te staan, blijkt een cirkelbeweging te zijn. Het middelpunt van deze cirkel bevindt zich op de koppelingsplaat, in breedterichting aan dezelfde kant van het voertuig als waar de

cilinder bevestigd is. Het vaste punt van het mechanisme kan dus voor elk deel apart worden gekozen op dit middelpunt. De opzet ziet er dan uit als in figuur 25(a). In de figuur is het mechanisme aangegeven met de dikke zwarte lijnen. De dunne zwarte lijn geeft aan dat het middelpunt van het mechanisme verplaatst wordt in het verlengde van deze lijn om de cilinders op een andere radius te plaatsen. De drie dunne lijnen aan het uiteinde van het mechanisme geven de stand van cilinders weer voor de drie bestaande radii van de voorzijde. De recht lijnen tussen de cilinders zijn constructielijnen, de cirkel geeft de kingpin weer.



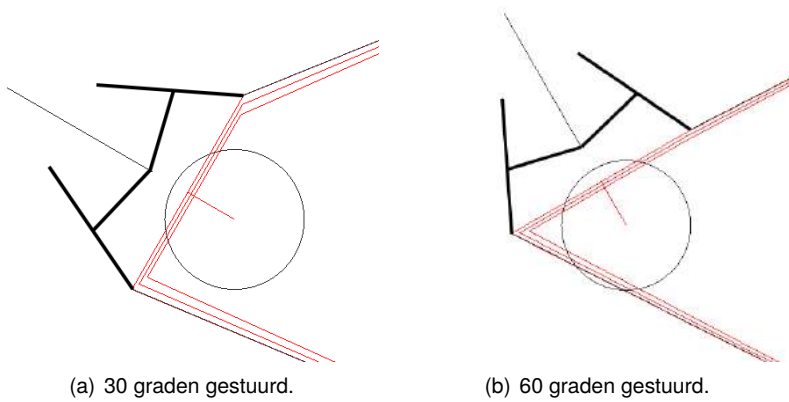
(a) Schematische weergave van het mechanisme.

(b) Eerste opzet van het mechanisme.

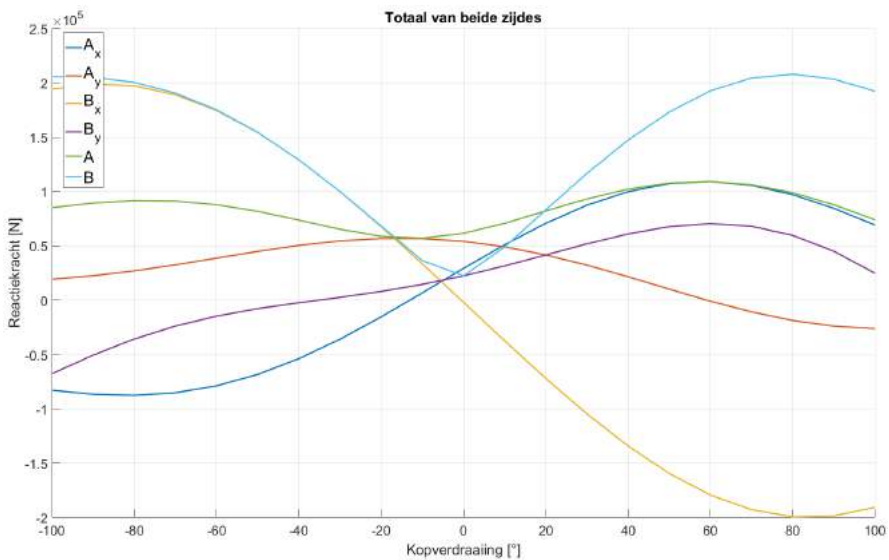
Figuur 25: Conceptontwerp van het mechanisme.

In figuur 25(b) is te zien dat de opzet gezien de beperkte afmetingen een goede weergave geeft van de uiteindelijke posities van de scharnierpunten. Daarom is een berekening gemaakt om de krachten in het mechanisme te bepalen tijdens het sturen, dus van de ene uiterste stand naar de andere. Bij deze berekening wordt uitgegaan van een stuurdrukverschil van 150 bar, het grootste drukverschil gemeten tijdens stuurtesten. Bij het sturen wordt een moment gegenereerd om de sturende beweging mogelijk te maken, waardoor deze druk op de huiszijde staat van de ene cilinder en op de stangzijde van de andere. Door deze verdeling vast te houden in de berekening, kan vanwege symmetrie worden aangenomen dat alle uiterste waarden bekend zijn. De maximale druk wordt namelijk over alle mogelijke standen uitgeoefend, een bocht de andere kant op is vervolgens een spiegeling van het resultaat. De geometrie is voor 30 en 60 graden gestuurd weergegeven in figuur 26 en de krachten op de scharnierpunten voor de gehele rotatie zijn weergegeven in

figuur 27. In bijlage E zijn de VLS en de gebruikte statica berekening weergegeven. Maximale krachten die optreden in de scharnierpunten zijn ongeveer 200 kN. Tijdens maximaal remmen kan het drukverschil oplopen naar 240 bar. Dit is echter in de rechte stand. Maximale krachten op de scharnierpunten zijn dan ook ongeveer 200 kN. Voor de aansturing is het van belang wat de krachten zijn in ruststand. De druk is dan 35 bar, maar dan in alle kamers van de cilinder, waardoor de kracht op het centrale aanstuurpunt voor deze situatie uitkomt op 900 N.

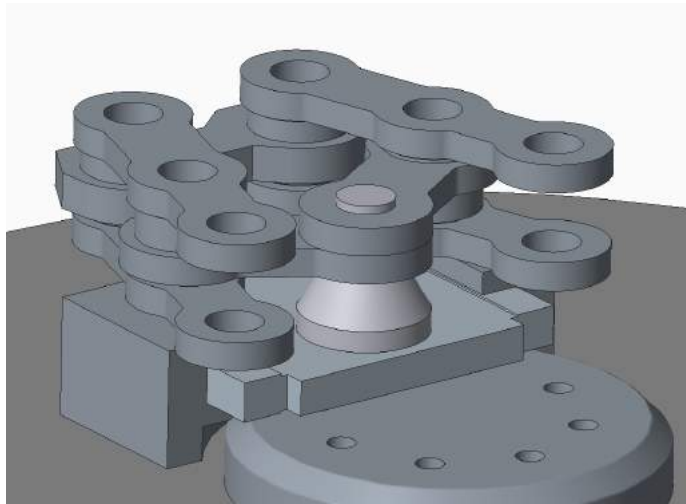


Figuur 26: Gestuurde standen schematisch weergegeven.



Figuur 27: Krachten op de scharnierpunten van het mechanisme.

De krachten zijn behoorlijk hoog. Om buigende en torderende momenten in het mechanisme te voorkomen, is het aan te raden het systeem vanuit een neutrale lijn symmetrisch op te bouwen richting het centrale aanstuurpunt. Dit centrale aanstuurpunt moet worden bewogen om het systeem zijn doel te laten vervullen. Zoals bij een schaarkrik zou dit kunnen door dit punt ten opzichte van het vaste punt te laten bewegen door de aansturing rechtstreeks tussen deze punten te bevestigen. Door de hoge krachten bestaat echter de kans dat het aanstuurmechaniek te veel vervormt onder belasting, waardoor de geëiste nauwkeurigheid niet wordt gehaald. Daarom wordt een rechtgeleiding, in de vorm van een schuifstuk, toegevoegd aan het centrale punt, resulterend in het ontwerp van figuur 28.

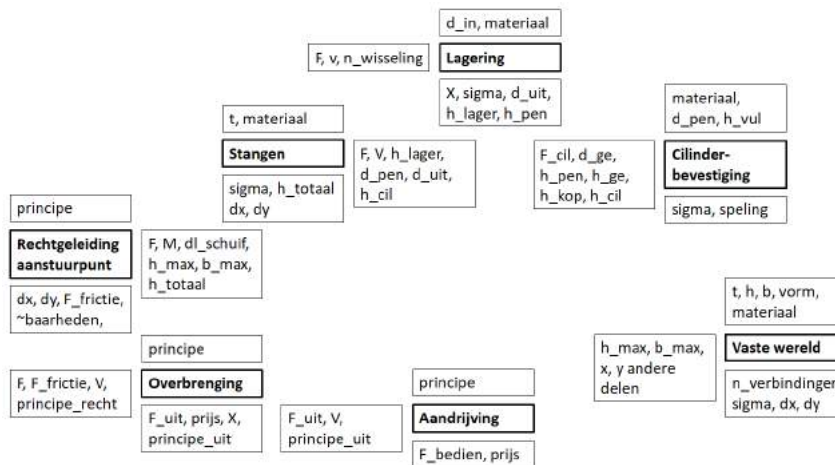


Figuur 28: Opzet van het mechanisme met rechtgeleiding.

6.7 Voorlopig ontwerp

Zoals in de ontwerpmethodologie is aangegeven wordt voor een gestructureerde aanpak van het ontwerpproces gebruik gemaakt van de Design Process Unit methode. Het schema voor TISS is weergegeven in figuur 29. Om het overzicht compact te houden, zijn de analysemethododes niet uitgeschreven. 3D modelleringen en FEA zullen voor deze taak een belangrijke rol vervullen, maar ook handberekeningen en Hertz contactberekeningen zullen worden toegepast.

De lagering staat bovenaan en is de start van het ontwerp. Vanwege de beperkte ruimte dient de lagering compact te zijn, maar moet het wel de hoge krachten



- d = diameter (in voor binnenzijde, uit voor buitenzijde)
- b = breedte
- h = hoogte (h_cil is voor hoogte coördinaat cilinder)
- t = dikte
- V = volume
- v = snelheid
- F = kracht
- sigma = spanningen
- n = aantal
- x,y posities
- dx,dy vervormingen
- dl_schuif = te verplaatsen afstand
- X = onderhoudsparameter (onderhoud nodig ja of nee)
- _ge = gelenklager aan cilinder
- _kop = behuizing gelenklager cilinder
- _pen = pen door gelenklager
- _vul = vulring tussen gelenklager en stangenmechanisme
- ~baarheden = maakbaarheid/monteerbaarheid/onderhoudbaarheid

Figuur 29: Design Process Unit schema voor TISS.

opvangen. Beweging vindt echter alleen plaats tijdens het instellen en niet tijdens het rijden. Ook treden de hoge drukken alleen op bij scherp manoeuvreren. Onderhoud moet tot een minimum worden beperkt, met de voorkeur voor onderhoudsvrij. De keuze valt hierdoor op glijlagers, gemaakt van een composiet materiaal.

Hierna kunnen zowel de cilinderbevestiging als het stangenmechanisme worden opgebouwd. Het mechanisme kan in de hoogte het beste uitgelijnd worden met de hartlijn van de cilinders om de symmetrie te bewaren. Dit betekent dat het hoofddeel van het mechanisme zal bestaan uit een dubbel stel stangen, een stang onder en boven de hartlijn. Voor de scharnierpunten kunnen gelen pennen worden gebruikt die de twee stangen aan elkaar verbinden. De gekozen glijlagers worden rond de scharnierpennen geplaatst. Een bus met een vaste passing wordt gebruikt als huis voor de lagering, waardoor de onderlinge beweging plaatsvindt aan de binnenzijde van de lagering. Het deel van het stangenmechanisme naar het aanstuurpunt wordt aan de bus bevestigd. Om dit deel van het mechanisme symmetrisch te houden, zou een opzet als figuur 30(a) een goede mogelijkheid zijn. Hierin wordt het

mechanisme vanaf de ene zijde net als het hoofddeel opgesplitst, terwijl de stang vanaf de andere zijde centraal wordt geplaatst. De hoogte is echter te beperkt om met de beschikbare composiet materialen deze constructie binnen de toelaatbare spanningen op te bouwen. Daarom wordt de symmetrie losgelaten en wordt gekozen voor een gestapelde opstelling, figuur 30(b). In deze gekozen optie komen de beide stangen met een eigen lager uit op een taats, welke gekoppeld zal worden aan de rechtgeleiding. De opzet met de lagering is gelijk aan de eerder genoemde, waarbij de taats de plaats van een scharnierpen inneemt.



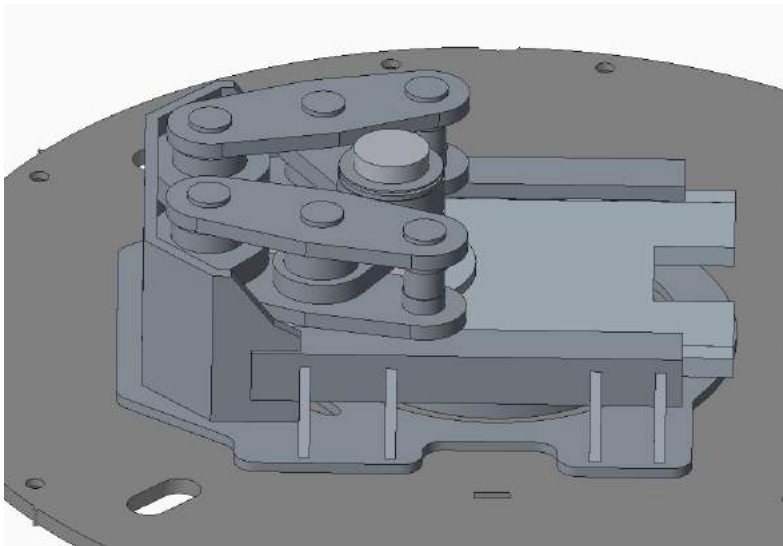
Figuur 30: Mogelijkheden lagering centraal scharnierpunt.

De benodigde hoogte voor de lagering is zoals ook groter dan de hoogte van de cilinderkop met “gelenklager”. Daarom worden vulringen toegepast tussen het hoofddeel van het stangenmechanisme en de binnenring van het “gelenklager”. Door de pen een diameter met een passing ten opzichte van de binnenring van het lager uit te voeren en net als de andere pennen vast te zetten in het stangenmechanisme, wordt er voor gezorgd dat de rotaties plaatsvinden in het “gelenklager” en niet op de pen.

Vervolgens kan worden gekeken naar de geleiding van het aanstuurpunt. Hier kunnen twee keuzes gemaakt worden. De aansturing kan geïntegreerd worden met deze geleiding, maar dient dan ook de belastingen op te vangen. De andere optie is het loskoppelen van de deelfuncties, waarbij de geleiding de belastingen opvangt, behalve in de richting van de aansturing. Het integreren van de functies is onderzocht, maar hieruit blijkt dat voor een goede ondersteuning en een compacte bouw het beter is de functies los te koppelen. De rechtgeleiding moet onder belasting zorgen voor nauwkeurigheid van beide delen. Daarbij mag de geleiding niet zorgen voor een sterk verhoogde kracht voor de aansturing. Om kosten binnen de perken te houden en te voldoen aan de maakbaarheid, monteerbaarheid en onderhoudbaarheid, wordt gekozen voor een via het centrale smeersysteem gesmeerd schuifstuk toe te passen.

Het volgende onderdeel is de aansturing, bestaande uit de overbrenging en de aandrijving. De werkingsprincipes van beide zullen op elkaar aan moeten sluiten. De overbrenging wordt uitgevoerd door een stalen spindel met een bronzen moer, de afmeting gekozen aan de hand van de belasting en het zelfremmend vermogen. Een stalen moer is eenvoudiger te bevestigen aan de rest van de constructie, maar leidt sneller tot hoge slijtage, wat vanuit een onderhoudsperspectief niet gewenst is. Na beschouwing van de beschikbare ruimte kan een keuze worden gemaakt of de spindel wordt bewogen, of dat de moer gaat worden gebruikt voor de aandrijving. Afhankelijk van de overgebleven ruimte kan daarna worden bepaald of een motor of handbediening zal worden gebruikt, waarbij voor de handbediening moet worden gecontroleerd of dit door één persoon is uit te voeren.

Als laatste wordt de vaste wereld gerealiseerd. Hier wordt getracht zoveel mogelijk onderdelen aan elkaar te verbinden om een goed verband te creëren, resulterend in een stabiel geheel dat onder last de gevraagde nauwkeurigheid geeft. De vaste wereld wordt gevormd door een gezette plaat aan de achterzijde met schuine hoeken om binnen de beschikbare ruimte te blijven en toch de gewenste stabiliteit te geven en een plaat bovenop de aanwezige koppelingsplaat die zorgt voor extra stevigheid van de koppelingsplaat en welke kan worden gebruikt voor het positioneren van de andere onderdelen. Het voorlopige ontwerp is weergegeven in figuur 31.



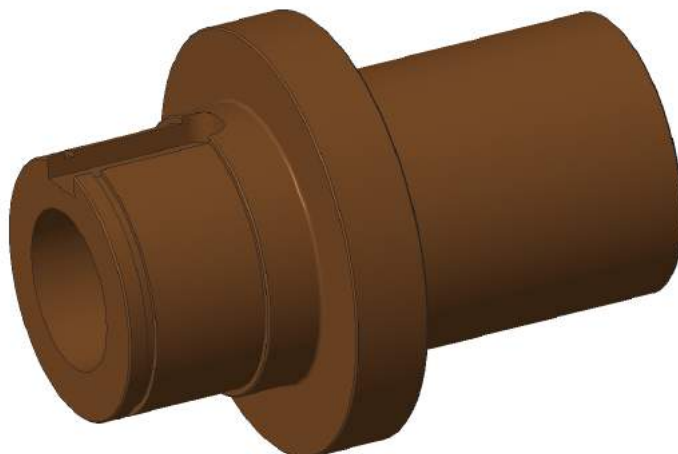
Figuur 31: Voorlopig ontwerp.

6.8 Evaluatie van het ontwerp

Voor de ontwikkeling van de vorige paragraaf is in een 3D CAD omgeving de constructie uitgezet. Vervolgens is de voorzijde van de oplegger toegevoegd om het ruimtegebruik te evalueren. Tevens is met behulp van FEA geanalyseerd of de gekozen materialen en afmetingen voldoen voor zowel spanning als verplaatsing, aangezien de sturing onder hoge druk niet mag veranderen. De lagering van het aanstuurpunt is opgeschaald in verband met buiging van de taats. Hierdoor wordt de beschikbare ruimte voor de aansturing negatief beïnvloed. Vanuit het DPU schema, figuur 29, wordt gekozen een nieuwe iteratie te beginnen bij de rechtgeleiding. Het loskoppelen van de functie voor rechtgeleiding en overbrenging blijft echter ook in de nieuwe situatie de meest gunstige optie. De spindel zit in het voorlopige ontwerp tussen het stangenmechanisme. De moer past daar niet tussen en is daarom bij de staande plaat van de vaste wereld geplaatst. Wanneer met deze opzet de spindel aangedreven gaat worden, moet deze gelagerd kunnen roteren in de slede van het schuifstuk van de rechtgeleiding van het aanstuurpunt. Dit wordt zeer lastig voor montagewerkzaamheden. Daarom wordt de moer aangedreven. Door een flensmoer dusdanig aan te passen dat de flens in het midden zit in plaats van aan de rand, kan deze flens ingesloten worden tussen twee platen van de vaste wereld, waardoor alleen de juiste roterende graad van vrijheid overblijft voor de moer. Door de moer lang genoeg te maken, kan één kant buiten de vaste wereld steken, zodat daar de aandrijving op kan worden geplaatst. De moer komt door de benodigde lengte op de rand van de beschikbare ruimte, waardoor wordt gekozen voor een handmatige bediening. De flensmoer is weergegeven in figuur 32. De handmatige bediening wordt toegevoegd door een zeskant-schijf te bevestigen in de spiebaan en deze op te sluiten met een zekeringsring, waarna met een machinesleutel de zeskant kan worden bewogen. Voor een beschrijving van de FEA en andere berekeningen wordt verwezen naar bijlage E.

6.9 Ontwikkeling van sturing achterzijde

Bij het opbouwen van de achterzijde dient een aantal zaken in de gaten te worden gehouden. Tijdens beweging mogen de onderlinge hoeken tussen draaistuk, dwarsstang en stuurarm niet van teken veranderen, aangezien dan overstrek ontstaat en de wielen bij terugsturen niet meer in de rechttuitstand terecht komen. Daarnaast moet rekening worden gehouden met de beschikbare ruimte: de geometrie links en rechts kunnen elkaar niet kruisen en er moet ruimte overblijven voor het opbouwen

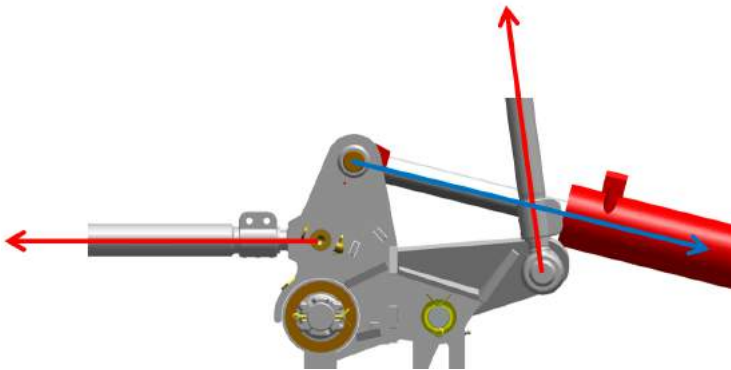


Figuur 32: Speciaal geconstrueerde flensmoer.

van de constructie. Ook mag de bodemvrijheid aan de chassiszijde niet worden beperkt door de sturing en moet aan wielzijde minimaal 150mm zijn, iets groter dan bij de huidige versie. Het systeem moet zoveel mogelijk gebruik maken van standaard onderdelen, zodat het gemakkelijk is op te nemen in de productie. Als laatste moet rekening worden gehouden met de veiligheid. Een fout in één kant moet worden opgevangen door de andere kant.

Het werkingsprincipe van het ontwerp ligt reeds vast. De initiële hoeken in het draaistuk en aan de wielzijde maken het verschil tussen een bocht naar links en een bocht naar rechts. De lengtes van het draaistuk, de arm aan de wielzijde en de maximale hoek van het draaistuk bepalen de maximale stuurhoeken. De arm van de wielzijde wordt voor iedere as echter gelijk gehouden om deze uitwisselbaar te houden. Vanwege de gekoppelde bewegingen is gekozen de stuurhoeken links en rechts vanuit dezelfde geometrie te laten komen, het systeem is symmetrisch. De verbinding tussen de draaistukken zou ook dusdanig kunnen worden gekozen dat er een hoekverschil ontstaat tussen het linker en het rechter draaistuk, maar dit wordt voor vervolgonderzoek aangedragen. Ook de verschillende assen krijgen dezelfde hoek voor het draaistuk, zodat deze gemakkelijk met een doorlopende, voorgemonteerde stang kunnen worden gekoppeld, zoals dat voor het huidige systeem ook in voormontage gebeurt. Om het benodigde verschil in stuurhoek te verkrijgen, blijft over de lengte van het draaistuk per as te variëren. Omdat de kans bestaat dat een hydraulisch systeem door bijvoorbeeld een lek niet goed meer

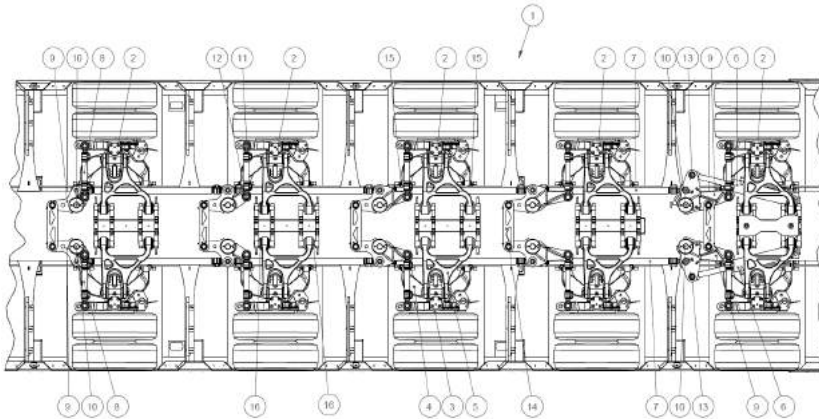
functioneert, is er voor gekozen om het linker en rechter stuursysteem mechanisch te koppelen. Hiermee blijven zowel de betrouwbaarheid als de veiligheid op peil. De aansturing wordt geplaatst bij de meest sturende as. Dit wordt gedaan omdat op elk voertuig deze as wordt toegepast, de andere assen worden uitgezet naar de stuurlijnen die gevormd worden door deze laatste as en het trekkende voertuig. Op deze aansturingsdraaistukken ontstaan ook grootste krachten: de kracht vanuit de cilinders, de remkracht vanuit de wielzijde met de langste arm en de remkrachten vanuit de andere assen, zie figuur 33. Deze laatste twee worden daarom zo ingeleid dat ze geen torsie geven in het draaistuk. Krachten vanuit de wielen zijn lastiger te compenseren voor buigende momenten, doordat de veerslag ervoor zorgt dat de hoek waaronder de kracht binnenkomt, varieert. Voor de lagering is gekozen voor de huidige lagering. Vanwege de afgelopen belasting zal wel een type kleiner worden toegepast. Wanneer deze lagering wordt gesmeerd vanuit de aanwezige centrale, automatische smering, is de ervaring dat deze geen extra onderhoud behoeft gedurende de levensduur van het voertuig.



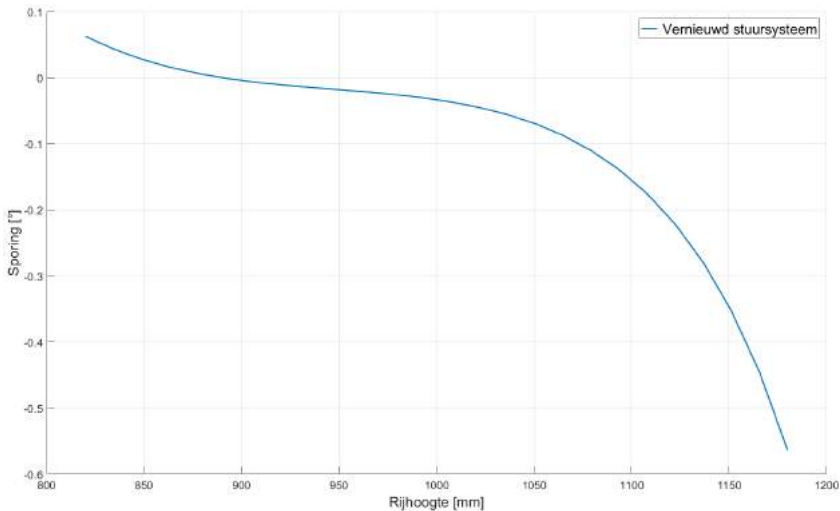
Figuur 33: Belasting aanstuurdraaistuk.

De wielophanging maakt geen exacte cirkelbeweging, doordat de twee armen van ongelijke lengte zijn. Dit betekent dat de ideale positie alleen kan worden gevonden als de dwarsstang samenvalt met een draagarm. Van daaruit is het echter niet mogelijk het systeem verder te bouwen binnen de gestelde eisen. Daarom wordt vanuit de huidige opstelling geoptimaliseerd. Na het bepalen van de optimale draaipunten en geometrie voor de sturing is een conceptontwerp opgezet in een 3D CAD omgeving. In deze omgeving is het mogelijk rekening te houden met verwaarloosde hoeken in de berekeningen van de snijpunten van cirkels. Naast de genoemde caster hoek, gaat het hierbij ook om de maximale hoeken voor de draaipunten van de dwarsstang. Met name bij een volledig uitgeveerde en ingestuurde stand spelen deze hoeken een belangrijke rol. Samen met de berekeningen en de beschikbare ruimte wordt

zo het opgedeeld systeem opgezet. Vervolgens kunnen de langsstangen worden gecontroleerd voor de maximale belasting tijdens het remmen. Het uiteindelijke systeem is weergegeven in figuur 34. Door de gemaakte concessies is de sturing niet volledig weggenomen tijdens het veren, maar figuur 35 toont dat deze ongewenste hoeken zeer klein blijven voor normaal gebruik, alleen bij volledig uitgeveerd, een stand die alleen wordt aangesproken bij manoeuvreren in lastig terrein, ontstaat een significante hoek.



Figuur 34: Eindontwerp sturing achterzijde.



Figuur 35: Sporing zoals uiteindelijk verkregen.

Een uitgebreide bespreking van de vernieuwde opbouw is opgenomen in bijlage C.

7 Eindontwerp

In het vorige hoofdstuk is de totstandkoming van het ontwerp beschreven. Hierbij zijn enkele concessies gedaan. Daarom wordt in dit hoofdstuk bekeken hoe de prestaties van het voorgestelde ontwerp zijn ten opzichte van de gestelde eisen. Eerst worden echter het werkingsprincipe en de montage van het systeem doorgenomen.

7.1 De werking van TISS

De gebruiker, waarschijnlijk de chauffeur, zal bovenop de nek een klep moeten openen om zich toegang tot het systeem te verschaffen. Vervolgens moet een machinesleutel op de moer worden geplaatst en kan worden begonnen met het instellen van de besturing aan de lengte. De moer wordt rondgedraaid, waardoor de spindel verplaatst. Aan de spindel zit een plaat bevestigd die schuift in een rechtgeleiding. Op de plaat staat een taats welke dus eveneens in lengterichting wordt verplaatst. De verplaatsing wordt via tussenstangen omgezet in een rotatie van de hoofdstangen van het stangenmechanisme. De tussenstangen zitten halverwege de hoofdstangen, welke roteren om hun bevestiging aan de ene uiterste kant. Aan de andere uiterste kant zijn de cilinders bevestigd. Door de rotatie van de stangen worden de cilinders dus naar een andere positie gebracht, namelijk naar een positie op een andere radius ten opzichte van de kingpin, waarmee de stuursnelheid is aangepast. De klep moet vervolgens weer worden gesloten, waarna de gebruiker kan beginnen met het beladen van het voertuig.

7.2 Sturing van wielen

Het herontwerp van de achterzijde is toegespitst op de double-wishbone onafhankelijke wielophanging. Het verschil in sturing dat volgens Ackermann nodig is per as, wordt gegenereerd door verschillende lengtes van draaistukken te gebruiken. Er zijn een aantal verschillende gemaakt, zodat het mogelijk is tot en met zes assen dezelfde richting op te sturen. Voor een hoger aantal assen wordt er gezien de draaicirkels voor gekozen om de eerste assen de andere kant op te laten sturen, zoals weergegeven in figuur 36. Voor de andere wielophangingen kan dezelfde controle van de verhoudingen ten opzichte van Ackermann worden gebruikt.



Figuur 36: Mee- en tegensturende assen.

7.3 Herontwerp in productie

Bij het productieproces van TISS kunnen de stangen voor het centrale punt worden verbonden met de bussen die als behuizing dienen voor de lagering. Daarnaast kan de vaste wereld op de koppelingsplaat worden geplaatst, samen met de basis van de rechtgeleiding. De bevestiging van de hoofdstangen kan, inclusief bussen van de scharnierpunten, aan de vaste wereld worden bevestigd. Tijdens het proces is het van belang dat de geleiding pas vast wordt gezet als deze is gepast met het schuivende deel, de slede. Dit voorkomt ongewenste en te grote speling. Aan de slede kunnen de spindel en de taats worden bevestigd. De verkregen deelsamenstellingen kunnen door de spuitrij, waarbij de contactoppervlakten moeten worden afgeplakt. Bij het voormonteren worden eerst de hoofdstangen bevestigd. Vervolgens worden de tussenstangen en de schuivende plaat samengesteld, inclusief de lagering en bijpassende afsluitingen. Deze samenstelling kan vervolgens in de geleiding worden geschoven totdat de tussenstangen met de hoofdstangen kunnen worden verbonden. Daarna kan de moer op de spindel worden gedraaid en kan de plaat welke de moer opsluit worden vastgemaakt aan de staande plaat van de vaste wereld. Zodra dit is gebeurd, kan de gehele plaat met de draaikrans in het voertuig worden geplaatst en kunnen de cilinders worden aangesloten. Na het aansluiten van de smering en het controleren van de afstelling, is TISS gereed.

Het opbouwen van de sturing aan de achterzijde gebeurt nagenoeg hetzelfde als bij het huidige stuursysteem. Eerst worden de draaistukken per as gemonteerd en worden deze met elkaar verbonden. De voorgemonteerde, aan elkaar verbonden langsstangen kunnen vervolgens worden geplaatst en afgesteld. De cilinders kunnen daarna tussen de twee bevestigingsplaten van de aanstuurvlinders worden gemonteerd. Zodra de wielophanging is gemonteerd, kunnen als laatste de dwarsstangen worden toegevoegd.

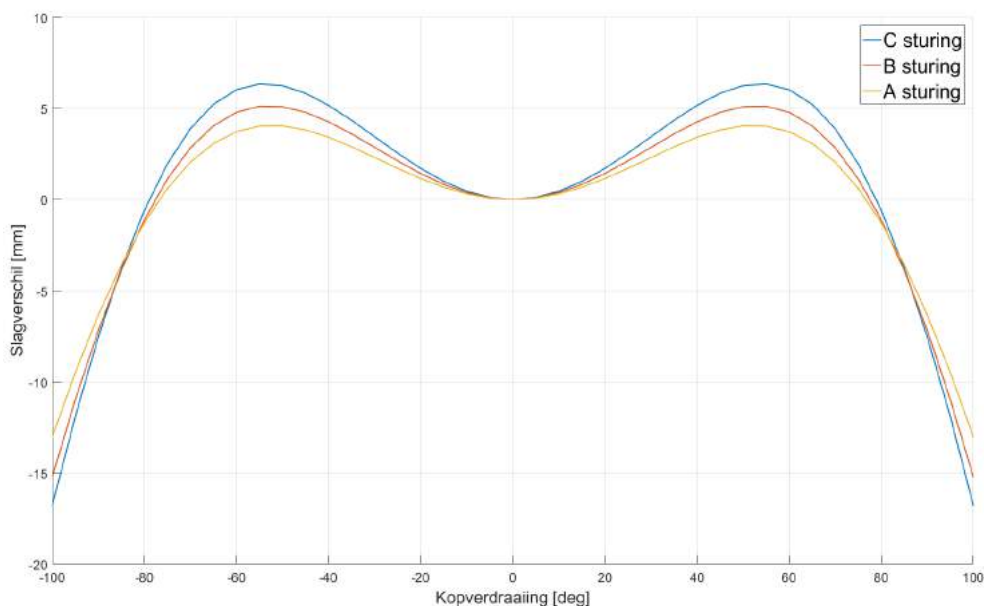
7.4 Prestaties van vernieuwde stuursysteem

De kans van slagen van het ontwerp hangt af van de prestaties. Het gaat hierbij niet alleen om de technische eisen, maar ook de sociale en economische factoren. De missie is het verlagen van de bandenslijtage van 25%. Aangezien de bandenslijtage sterk afhangt van het gebruik, is dit vertaald naar een maximale stuurhoek in de rechttuitstand, oftewel sporing, en een instelbereik voor de stuursnelheid. Deze laatste wordt gehaald, de eerste wordt niet gehaald voor de laatste 70 mm slag. De totale slag is 360 mm en de normale rijhoogte is 70 mm uitgeveerd. Dat betekent dat er tot 220 mm uitgaande slag wordt voldaan aan de eis, wat voor het meeste gebruik ruim voldoende is. Tot 170 mm uitgaande slag blijft de sporing zelfs onder de 1 mm per meter. De kracht van het vernieuwde systeem is dat de sporing niet meer afhankelijk is van de breedte van de oplegger, waar dat bij het oorspronkelijke systeem wel het geval is. Een nadeel is dat het herontwerp van de achterzijde alleen kan worden gebruikt voor de double-wishbone wielophanging, maar de manier van uitzetten van de assen onderling is echter universeel. De mogelijkheid voor het handmatig sturen via een afstandsbediening is nog steeds aanwezig, aangezien aan het hydraulisch systeem geen veranderingen zijn uitgevoerd. Het is ook nog steeds dubbel uitgevoerd met een indicatie op lekkage.

Aan de eisen voor de beschikbare ruimte wordt voldaan, waardoor zowel de bodemvrijheid als de laadruimte in tact blijft en de voorzijde wordt standaard opnieuw ingedeeld zodat deze uitwisselbaar blijft. Het gewicht aan de achterzijde is volgens specificatie, aan de voorzijde is de toename lager dan maximaal toegestaan. Voor een geoefende chauffeur zou het mogelijk moeten zijn binnen 15 minuten de sturing te verstellen. Het belangrijkste hierbij is dat aan de voorzijde plaatsvindt, bovenop de oplegger en niet eronder. Als extra veiligheidsmaatregel worden aanslagen voor de uiterste standen gezet, zodat de bediening binnen de grenzen blijft. Actieve aansturing is achterwege gelaten vanwege de huidige wetgeving, maar gezien de hoge krachten en beschikbare ruimte, is het voorlopig ook niet haalbaar dit toe te voegen.

Het traploos instelbare systeem is door het centrale aanstuurpunt gelijk voor beide circuits, het enige verschil kan voortkomen uit de speling in het schuifstuk. Tijdens het sturen ontstaat slagverschil tussen de ingaande en uitgaande slag vanwege het omzetten van een roterende beweging naar een translerende beweging. Dit verschil hangt af van de ratio tussen de radius van de rotatie en de lengte van het translerende element. Voor de grootste radius is het verschil het grootst. Bij TISS loopt dit op tot 6 mm in normaal gebruik, olopend tot 15 mm bij 100 graden

verdraaiing, weergegeven in figuur 37. De eis wordt hiermee niet gehaald, maar de afwijking bij normaal gebruik is acceptabel. Grotere afwijkingen boven de 90 graden verdraaiing zullen in de praktijk bijna niet worden bereikt. Wanneer een trekkend voertuig met een dusdanige hoek staat ten opzichte van de oplegger valt niet meer te spreken van een rijdende beweging van de oplegger. Daarnaast is de inbouw gelijk aan de huidige opstelling, waardoor de afwijking wordt geaccepteerd. Bij hoog oplopende drukken is de verplaatsing van de cilinderbevestiging maximaal 4 mm, waarmee wordt voldaan aan de gevraagde nauwkeurigheid.



Figuur 37: Slagverschil tussen de twee cilinders van de voorzijde.

Het TISS is toepasbaar voor semi-diepladers en diepladers. Voor vlakke opleggers, welke altijd met besturing op de as worden uitgevoerd, wordt een grotere radius gebruikt aan de voorzijde. Hiervoor zal daarom een afgeleide versie voor moet worden ontworpen, of een aanpassing aan het bestaande stuursysteem moeten worden doorgevoerd om de nieuwe voorzijde te kunnen gebruiken.

Het systeem voor de achterzijde en het systeem voor de voorzijde zijn op te bouwen buiten het voertuig. Hierbij is de eis voor productie van 50% van de onderdelen in huis niet behaald, met name draaiwerk maakt het lastig deze doelstelling te halen. Er zou in de toekomst kunnen worden bepaald ook draaiwerk intern te produceren, aangezien ook bij andere constructies veel gebruik wordt gemaakt van combinaties van gesneden en gedraaide onderdelen. De aanpassingen aan de voertuigen

zijn minimaal gebleven, de ruimte aan de voorzijde wordt geoptimaliseerd om het systeem toepasbaar te maken, maar kan daarmee direct zorgen voor een nieuwe algemene standaard waar ook in de montage voordeel uit kan worden getrokken met bijvoorbeeld een standaard leidingloop. Na het afdanken van het systeem zijn de verschillende materialen van elkaar te scheiden, aangezien de montagemethoden omkeerbaar zijn. De gebruikte smeringsmiddelen zullen echter ook tijdens gebruik reeds in het milieu terecht komen.

Zodra de voertuigen worden uitgerust met de systemen, kan een sturing met de draaistukken worden bepaald en kan aan de hand van de geldende draaicirkeisen worden bepaald bij welke schuiflengtes welke stuursnelheid het beste past. Met het analysemiddel is het eventueel mogelijk een advies te geven voor de bandenslijtage, maar de wetgeving is leidend.

Er blijven bepaalde risico's over voor het slagen van het concept. Tijdens het rijden zal de druk in het stuursysteem variëren. Voor berekeningen van de lagering is gebruik gemaakt van de maximaal toelaatbare dynamische belastingen, waarbij een fabrikant uitgaat van last onder beweging. In dit geval is het echter de tijdsafhankelijkheid van de last. Het is van belang de lagering te monitoren, zodat bijtijds eventuele speling kan worden geconstateerd. Een ander risico is het gebruik van het systeem. Voorlopig moet er met de hand worden bediend. Het is de vraag of iedere gebruiker de tijd hiervoor wil nemen. Er wordt aangenomen dat een klant die op de bandenslijtage let, daar ook moeite voor wil doen. Ook zijn er bij andere opleggerfabrikanten systemen verkrijgbaar voor het mechanisch omzetten van de besturing, waarbij de gebruiker eveneens zelf de handelingen uit moet voeren. Om het systeem voor andere gebruikers ook aantrekkelijk te maken, is dit echter een factor om rekening mee te houden.

Het systeem wordt alleen onder lage druk bediend. De levensduur van de lagering wordt daarom ook geschat op het volledige leven van de oplegger. Het automatische smeersysteem zal zorgen voor vernieuwing van het vet en verwijderen van het vuil bij de gesmeerde onderdelen, maar het oude vet en vuil zullen ophopen rondom de constructie. Per jaar is het daarom aan te raden de gesmeerde onderdelen vet- en vuilvrij te maken om vervolgens een nieuwe laag vet aan te brengen. Tegelijk kunnen de onderhoudsvrije lagers visueel worden geïnspecteerd. Deze taken zijn haalbaar binnen een dag. Hiermee wordt voldaan aan de gestelde eisen.

Voor de onderdelen van de aandrijving van TISS is een offerte aangevraagd. De andere onderdelen zijn geschat aan de hand van vergelijkbare constructies welke reeds zijn toegepast. Daarnaast is gekeken naar de kosten die kunnen worden

uitgespaard. Wanneer een constructie meer kost dan deze opbrengt, is er voor de gebruiker geen drijfveer deze aan te schaffen. Voor de opdeling van de sturing voor het wegnemen van sturing tijdens het veren is het duidelijk dat het systeem de minimale extra kosten terugverdient tijdens het leven van de oplegger. Voor TISS is dit lastiger. Wat echter vooral opvalt in de dynamica is dat er voor meer situaties kan worden gezorgd voor evenredige verdeling van slijtage van de banden. Dat betekent dat er per onderhoudsbeurt meerdere assen gelijktijdig kunnen worden voorzien van nieuw rubber, wat resulteert in een hogere mogelijke efficiëntie van het voertuig. In bijlage F worden de verschillende kosten op een rij gezet. Hieruit blijkt dat de achterzijde al met een aantal banden is terug te verdienen, terwijl ook de voorzijde een relatief laag aantal banden nodig heeft om de investering terug te verdienen.

7.5 Sturing achterzijde in praktijk

De sturing van de achterzijde is inmiddels toegepast in de praktijk, samen met een vernieuwde versie van de onafhankelijke wielophanging. Er zijn uitvoeringen gemaakt voor voertuigen vanaf 1 tot 8 gestuurde assen. Voor de korte draaistukken is de aansluiting van het draaipunt van de dwarsstang met het draaistuk gewijzigd na het eerste prototype. De kogelkoppen zijn voorzien van een conische pen. Normaal gesproken worden deze in een conische bus geplaatst, waarna de bus in een plaat wordt geplaatst. Voor de korte draaistukken is het echter gemakkelijker dit samen te voegen tot een gefreesd blok, aangezien dit eenvoudiger is in productie. De eerste ervaringen bij de klanten zijn goed. Een voorbeeld van 5 gestuurde assen is weergegeven in figuur 38. Voor TISS zal nog een prototype moeten worden gemaakt om de werking en prestaties van het systeem te testen en vast te stellen.



Figuur 38: Sturing achterzijde in praktijk.

8 Conclusie en aanbevelingen

Na het afronden van het ontwerp en het vaststellen van de prestaties, kunnen conclusies worden getrokken en aanbevelingen worden opgemaakt. Hierbij wordt wederom gekeken naar de afzonderlijke delen van het ontwerp: enerzijds de relatie met de wielophanging en anderzijds de dynamica. Als eerste kan worden geconcludeerd dat de relatie tussen de verende beweging en de sturende beweging is gevonden per wielophanging en dat er voor onafhankelijke wielophanging met double-wishbone adequaat op de relatie is ingespeeld door het opdelen van de wielbesturing. Voor deze wielophanging heeft het geresulteerd in het wegnemen van ongewenste sturing tijdens rechtdoor rijden, onder omstandigheden behorend bij normaal gebruik. Van volledig ingeveerd tot 220 mm uitgeveerd blijft de sporing binnen 4 mm per meter, terwijl het 170 mm uitgaand onder de 1 mm per meter blijft. Voor vervolgonderzoek wordt aangeraden de mogelijkheden tot verschillende hoeken van draaistukken van de beide kanten te bepalen, zodat verschil in stuurhoek tussen het wiel aan de binnenzijde en aan de buitenzijde van de bocht beter kan worden verkregen. Daarnaast kan worden onderzocht of het mogelijk is de eerste as, of de eerste paar, de andere kant op te laten sturen zonder het toevoegen van een extra hydraulische koppeling. Deze koppeling wordt nu wel toegepast doordat bij meerassige voertuigen de eerste assen bij het uitschuiven vaak aan de voorzijde blijven, maar zoals ook uit de dynamische analyse blijkt, kan het ook bij een lager aantal assen voor de slijtage positief uitpakken als een eerste as kan schakelen, bijvoorbeeld tussen tegensturen en star. Uit de analyses zijn dus interessante resultaten gekomen. Zo valt op dat het uitzetten van een sturing volgens het Ackermann principe een evenredig verdeelde slijtage oplevert, ook al valt het denkbeeldige draaipunt van de oplegger niet meer samen met het draaipunt van de trekker. Het aanpassen van de stuursnelheid heeft tot gevolg dat deze twee draaipunten tijdens het uitschuiven samen blijven vallen, waardoor de slijtage niet alleen gelijkmatig verloopt, maar ook lager. Voor de dynamica is het verder aan te raden het onderzoek hiernaar uit te breiden. De modellen kunnen gedetailleerder worden gemaakt om verschillen aan te geven tussen verschillende wielophangingen en verschillen in stijfheden van het chassis naarmate verder wordt uitgeschoven kunnen worden meegenomen. Ook kunnen de wrijvingsgestuurde assen worden toegevoegd, aangezien deze op het gebied van slijtage zeer gunstig zijn, maar het is de vraag wat het effect op de andere assen is. Verder kunnen ook effecten tijdens het maken van bochten worden onderzocht, zodat meer invloeden dan de steady-state bekend zijn. Hieruit zou kunnen blijken wat het effect is van actief bijsturen tijdens een bocht. Als laatste is het aan te bevelen meer informatie te vergaren van banden.

De banden zorgen voor het daadwerkelijke contact met het wegdek en zijn dus zeer bepalend voor de eigenschappen in het contactvlak. Door meer coëfficiënten in het bandmodel toe te voegen voor een nauwkeuriger beeld, kan vervolgens worden gekeken wat er met de waarden gebeurt als de band bijvoorbeeld minder profiel heeft of met een lagere druk is opgepompt. Uiteindelijk kan met een goed model veel kennis worden vergaard. Deze kennis kan tijdens het ontwerp van nieuwe sturingen worden gebruikt of voor het voorspellen van de prestaties in de dynamische cirkel welke voor de typegoedkeuring in de praktijk wordt getest, zodat deze test in het vervolg alleen nog maar hoeft te worden gesimuleerd. In de toekomst kan met goede analyses ook naar een wetgever worden gestapt om de capaciteiten van nieuwe stuurtechnieken aan te tonen, zodat ze vervolgens voor de wet mogelijk kunnen worden gemaakt.

Met het systeem van de traploosinstelbare stuursnelheid wordt een verlaging van de bandenslijtage verkregen en ook een meer evenredige verdeling van de slijtage over de assen. Dit systeem kan als een optie worden toegepast bij verschillende voertuigen met verschillende wielophangingen en bij voertuigen met een variërend totaal aantal assen. Aangezien actieve bijstuursystemen nog niet worden toegestaan, is er een handmatige instelling vereist alvorens met de rit wordt aangevangen. Deze handeling kan bovenop het voertuig worden uitgevoerd, aan de voorzijde van de oplegger. Vanuit de dynamica kan blijken dat een actieve aansturing een positieve uitwerking zal hebben op het verlagen van bandenslijtage. Het is ook mogelijk dat het voor de draaicirkelprestaties gunstig is of voor de stabiliteit van de oplegger bij uitwijken op hoge snelheid. In deze gevallen is onderzoek naar het actief aansturen van dit systeem zeker aan te raden, of zelfs een nieuw systeem waarbij tijdens het proces de eis voor actieve aansturing als prioriteit geldt. Hierbij zal onderzoek naar de daadwerkelijk optredende krachten kunnen helpen om de onderdelen van de constructie nauwkeuriger te kunnen ontwerpen als functie van de belasting. Vervolgens kunnen eveneens de delen die nu nog onderhoud vergen, in de vorm van smering, wellicht worden vervangen door onderhoudsvrije ontwerpen.

Met het besparen van enkele bandenwissels is het systeem reeds terug te verdienen. Door het wegnemen van stuurhoeken tijdens voorwaartse bewegingen zal de achterzijde zeker meerwaarde bewijzen. Het zal er tevens voor zorgen dat de belasting op de lageringen in de ophanging afnemen, waardoor de levensduur hiervan tevens wordt verlengd. De eerste ervaringen in de praktijk zijn in ieder geval positief. Voor TISS is dit lastiger in te schatten. De verwachting is echter dat door de beter verdeelde slijtage tevens winst valt te behalen in de inzetbaarheid van het voertuig, wat de terugverdienperiode zal verkorten. Er zal echter nog een prototype moeten worden gemaakt om dit te valideren.

Referenties

- [1] Broshuis B.V. (2017). *Wij zijn Broshuis*. [online] Beschikbaar: <https://www.broshuis.com/home/broshuis/wij-zijn-broshuis.html> [Bezocht: 17 oktober 2017]
- [2] Olson, W. (2015). *Reducing the car to a bicycle model*. [afbeelding] Beschikbaar: <https://www.quora.com/What-are-the-required-calculations-for-the-Anti-Ackermann-Steering-Mechanism> [Bezocht: 17 oktober 2017]
- [3] Besselink, I. (2016). *Vehicle Dynamics 4AT000; Lecture Notes*. Eindhoven: Eindhoven University of Technology.
- [4] Pacejka, H. (2012). *Tire and Vehicle Dynamics*. Oxford: Elsevier Ltd., pp.1-58.
- [5] Spoelhof, H. (2017). *Tire-Road Contact: Analysis of the Relevant Mechanisms*.
- [6] Tridec (2016). *HF het multifunctionele fusee stuursysteem*. [afbeelding] Beschikbaar: http://jic.jost-world.com/static/upload/pdf/kataloge/TRIDEC_SI_HF_NL_20160216.pdf
- [7] Economische Commissie voor Europa van de Verenigde Naties (2006). *Reglement nr. 79 - Uniforme voorschriften voor de goedkeuring van voertuigen wat de stuurinrichting betreft*. Geneve: UN/ECE (2008)
- [8] Goldhofer AG (2013). *Goldhofer's intelligent MPA Axle Technology: Less is more*. [afbeelding] Beschikbaar: http://www.goldhofer.de/fileadmin/bilder/news/2013/MPA_01.JPG
- [9] Wieringa, R. (2014). *Design Science Methodology for Information Systems and Software Engineering*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, pp.13-23.
- [10] Spoelhof, H. (2017). *Steering systems: a literature study*.
- [11] Becker, J. (2014). *Product Complexity: An Structured Approach to Design Engineering*.
- [12] Becker, J. (2016). *Design Process Unit (DPU): Modeling Design; Lecture Slides*. Enschede: University of Twente.
- [13] Kural, K., Prati, A., Besselink, I., Pauwelussen, J., Nijmeijer, H. (2013). *Validation of Longer and Heavier Vehicle Combination Simulation Models*. SAE Int. J. Commer. Veh., 6(2).

- [14] Miller, S., Soares, T., Van Weddingen, Y., Wendlandt, J. (2017). *Modeling Flexible Bodies with Simscape Multibody Software*. Mathworks.
- [15] Pacejka, H. (2012). *Tire and Vehicle Dynamics*. Oxford: Elsevier Ltd., pp.165-207.

Bijlagen

A Tribologie

Het contactvlak tussen de band en het wegdek is de plek waar krachten worden overgedragen en waar slijtage plaatsvindt. Het verlagen van slijtage is het doel geworden van het project. De eigenschappen van het contact zijn daarom erg belangrijk voor het project. Er is daarom een afzonderlijk onderzoek uitgevoerd om inzicht te krijgen in de eigenschappen. De krachten, snelheden en slipvormen zijn hierin besproken, als ook de abrasieve slijtage van een band [5]. In deze bijlage worden de belangrijke punten uit het onderzoek herhaald. Net als het origineel is dit in het Engels.

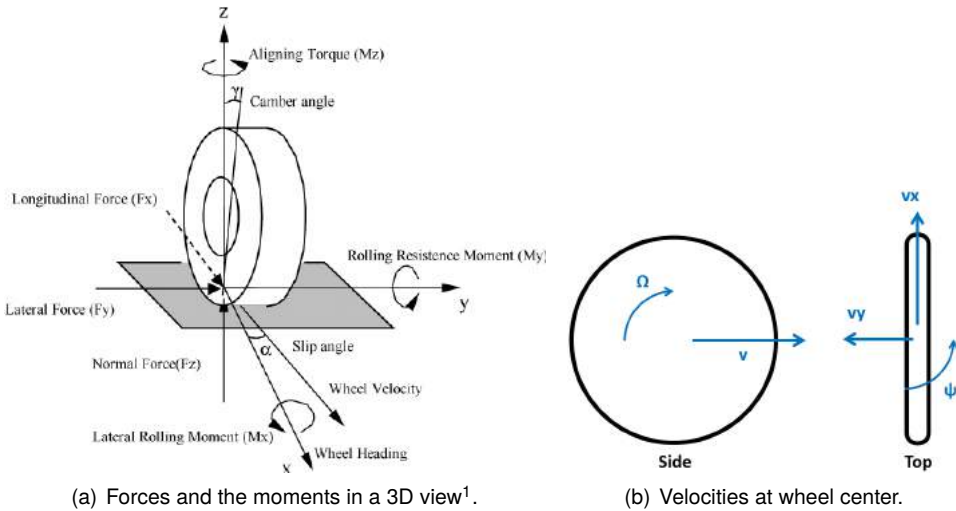
A.1 Tire-road contact

In this part the tire-road contact is addressed, also referred to as contact patch or footprint. This interface is the only connection between a vehicle and the road surface. It is responsible for the behavior of the vehicle in all driving situations. For better understanding of the phenomena in the contact area the acting forces in this region are investigated, along with the different velocities of the tire. Subsequently, the relevant slip measure for cornering is explained, followed by the corresponding wear mechanism.

When looking at a wheel standing upright three force components can be distinguished on the contact surface, figure A.1(a). These three forces are the vertical force, the lateral force and the longitudinal force. The moments are found by looking at the pressure distribution of the forces related to the positioning of the wheel on the road surface. It is found that offsets are generated for these forces with respect to the center of the interface resulting in the corresponding moments. For the spin axis also a direct contribution to the longitudinal forces can be distinguished, namely the driving torque, see also figure A.1(a)¹.

Then the general velocities of the tire are shown in the wheel center. This is given in figure A.1(b). In the side view the spin rotation of the wheel is found, Ω , along with

¹Gonçalves, J., Ambrósio, J. (2004). *Road Vehicle Modeling Requirements for Optimization of Ride and Handling*. *Multibody System Dynamics*, 13(1), pp.3-23.

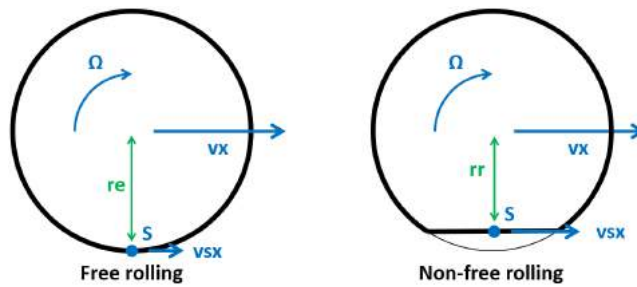


Figuur A.1: Forces, moments and velocities.

the total velocity in the horizontal plane, v . When this is visualized from the top the total velocity consists of a component as heading of the wheel, v_x , and a component transverse to the heading, v_y . Also a yaw motion of the wheel can be seen in this view, Ψ .

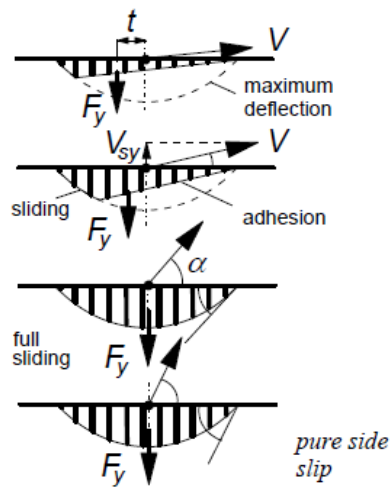
When these velocity components are translated to the contact patch, first a point will be defined. This point is attached to the wheel at a distance equal to the free rolling tire radius, r_e , below the center of the wheel, see the wheel on the left in figure A.2. This point is considered as the center of the contact patch. For this point the spin rotation of the wheel and the forward wheel speed v_x determine the longitudinal speed of the patch. Due to the definition, for a free rolling tire this means a zero forward speed of the defined point: the material in contact do not experience a difference in speed. When the wheel is not rolling freely, with a loaded radius r_r as for the wheel on the right in figure A.2, this speed will become nonzero. For a non-free rolling tire also lateral speed in the contact patch can be observed, when the tire is being deformed in lateral direction. The speed of the part of the tire in the contact patch will then be nonzero in both longitudinal and transverse direction. This is related to slip.

Side slip is introduced by lateral movement; the wheel velocity is not oriented in the same direction as the wheel plane. The contact patch will slightly deform at the beginning of the contact and deformation increases towards the end of the contact. From the vertical pressure distribution a maximum deformation can be determined using the friction coefficient. When a parabolic distribution is assumed, the first part



Figuur A.2: Longitudinal slip: slip point.

of the deformation will be in the same direction as the velocity vector and for small slip angles it can be assumed that also the rear is able to deform in the same direction; full adhesion. For large slip angles however at some point the maximum friction, and thus deformation, is exceeded, so that this part will be sliding, figure A.3².



Figuur A.3: Side slip: adhesion to sliding².

The slip factor is simply defined as the angle between the forward wheel speed and sideways speed at the slip point, Eq. A.1.

$$\tan \alpha = \frac{v_{sy}}{v_x} \quad (\text{A.1})$$

²Besselink, I. (2016). *Vehicle Dynamics 4AT000: Lecture Notes*. Eindhoven: Eindhoven University of Technology.

A.2 Abrasive wear of a tire

In 1953 Archard defined the wear equation, Eq. A.2, where the volume of worn material V is found by multiplying the normal pressure P_n , sliding distance s and dimensionless wear coefficient κ , divided by the hardness H .

$$V = \kappa \cdot \frac{P_n \cdot s}{H} \quad (\text{A.2})$$

Similar to the wear equation of Archard, Schallamach created an expression for sliding wheels, which is closely related to the current investigation of trailer steering³. First the conservation of energy is applied for energy dissipation due to non-free rolling. It is found that the power loss Q is the product of the tangential force F , traveling velocity v^* and slip s^* , Eq. A.3.

$$Q = F \cdot v^* \cdot s^* \quad (\text{A.3})$$

Subsequently this is used to find a general formulation for the wear of a narrow wheel that has uniform circumferential deflection across the thickness. The energy dissipation is located in the contact area. Then it can be stated that the abrasion per unit of distance traveled V^* is a product of the power loss Q and the ratio of the abrasion per unit rate of energy dissipation ε to the traveling speed v^* , Eq. A.4.

$$V^* = Q \cdot \frac{\varepsilon}{v^*} \quad (\text{A.4})$$

Using the previously found expression, this can be rewritten, Eq. A.5.

$$V^* = \varepsilon \cdot s^* \cdot F \quad (\text{A.5})$$

The expression is finally rewritten for an incompletely elastic wheel. An hysteresis loop is used with two elastic parts, assuming linear increase and decrease of stress with different moduli, E_1 and E_2 respectively. Elliptical pressure distribution is assumed and to find a simpler relation between the slip and abrasion, the function is written for small slip, with l the contact length, Eq. A.6.

³Schallamach, A. (1960). *The Wear of Slipping Wheels*. Wear, 3, pp.1-25.

$$V_{\text{small slip}}^* = 2\varepsilon \cdot F^2 \cdot \frac{E_2}{E_1^2 \cdot l^2} \quad \text{where} \quad F = 0.5E_1 \cdot l^2 \cdot s^{*2} \quad (\text{A.6})$$

For the deviations two important assumptions are made. The most important one is that abrasion is taken to be proportional to the dissipated energy. The second is that abrasion is independent of sliding velocity.

For cornering the lateral forces have to be present in the contact patch, leading to lateral deformation and corresponding side slip. In this case the slip measure in the wear equation is governed by the side slip measure: for pure side slip the slip distance $s^* = \sin \alpha$. The force in the equation equals the lateral force F_y . Decreasing the side slip will thus have a large impact on reduction of tire wear.

A.3 Suspension system

The second construction of interest is the suspension system. Without a redesign of the bearings, the wear has to be reduced. To find the solution, the forces and wear calculations are shown.

Load calculation

The mean contact pressure in the bearing, P_{mean} , is calculated using the Hertzian line contact equations, Eqn. (A.7)⁴. In the equation b and l are the width and length of the contact respectively and F the normal force. The contact width is found using an effective radius, R_{eff} , determined using the radius of the pin r_1 and the negative radius of the inner radius of the bearing r_2 , and an effective elasticity, E_{eff} , found using the elasticity E_i and Poisson ratio ν_i of both materials.

$$P_{mean} = \frac{F}{2b \cdot l} \quad (\text{A.7})$$

⁴Van Beek, A. (2012). *Advanced Engineering Design - Lifetime Performance and Reliability*. 5th ed. Delft: TU Delft. pp. 233-239.

where $b = 2 \cdot \sqrt{\frac{2}{\pi}} \cdot \sqrt{\frac{F}{l}} \cdot \sqrt{\frac{R_{eff}}{E_{eff}}}$

using $R_{eff} = \frac{1}{\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}}$ and $E_{eff} = \frac{1}{\frac{(1-\nu_1^2)}{2E_1} + \frac{(1-\nu_2^2)}{2E_2}}$

Wear rate

The load from the previous part is used to find the wear rate. For this purpose Archard's law is used, Eqn. (A.2). This can be rewritten to a ratio of the worn volume V over to the contact area A and replacing the wear rate and hardness by a specific wear rate coefficient κ^* , resulting in the worn thickness, Eqn. (A.8).

$$\frac{V}{A} = h = k \cdot P \cdot s \tag{A.8}$$

It can be seen that the wear is related to the load on the bearing. Reducing the load will result in a reduction of wear.

B Literatuurstudie samenvatting

Bij het opstarten van het onderzoek is er voor gekozen het literatuuronderzoek los te koppelen van hoofdonderzoek, om zo een algemener onderzoek mogelijk te maken [10]. In deze bijlage worden de hoofdpunten herhaald, wederom in het Engels.

B.1 Steering in general

In the literature research the different means of steering are listed. The great variety in systems has been gathered in just a small number of basic mechanisms, divided over four categories of subsystems: basic mechanism, input, transmission and actuation. Subsequently a more specific overview is presented related to articulated vehicles, more precise the trailing vehicles for truck-trailer combinations. In the analysis of the trailer steering the total system has been split into four major sub-assemblies: detection, transformation, distribution and excitation. For each group the possibilities are listed, where the basic mechanisms of the first chapter form the basis of these treatments. Finally solutions for multiple-axle steering are given. With the total overview the partial solutions can be evaluated for suitability in the field of special trailers, as a new system for this sector has to be designed.

The steering mechanism is meant to invoke a movement following a curved path instead of a straight line. Defining the vertical axis through the centre of gravity as the yaw-axis, steering causes yaw motion. This demands for some components to force the rigid body into this motion. The first opportunity is to split the body into multiple bodies connected by hinges. The second opportunity is to rotate specific components. Finally the third option is to use rotation about the longitudinal axis and transform this to yaw motion. The first option can be found in road vehicles like wheel loaders, but it can be stated that all articulated vehicles use this mechanism. Trains also show this behaviour, as the carriages are linked together at hinge points. An axle bogie of the train however uses the second mechanism, as the bogie can rotate at its centre vertical axis with respect to the body of the train. For road vehicles the wheels are the components of choice for the second option, where for a vessel and airplane the rudders are used for yaw motion. For road vehicles with multiple wheels on one axle it can be chosen to either rotate both wheels individually or the complete axle, or in some cases a number of axles in once. The third option can be observed in some scooters or motorcycles with two front wheels. Moreover, due to aerodynamics, roll of an airplane will result in yaw motion. It is actually this behaviour

that is used for steering an aircraft, rather than the rudder. A combination of the first and second mechanism is used in trucks with a semi-trailer. The pulling vehicle is equipped with the second mechanism on the wheels of the front axle, where the first mechanism is found in the link between the truck and the trailer.

Input of steering is for instance given by a driver operating a mechanical link, or operating a device that produces an electrical signal. Subsequently the input has to be transmitted to the actuation of the steering movement. As the basic mechanisms and input, also the transmission can be categorized in just a small number of groups, listed below, but of course combinations can be found as well.

- Direct connection (rudder of a small boat)
- Mechanical (cables, rods, etc.)
- Hydraulic
- Electronic (fly-by-wire)
- External force (self-tracking wheels)

B.2 Steering subsystems

Complete designs of steering systems are evaluated in such a way that possible application to the field of articulated semi-trailers is investigated. For this purpose the steering system is split into the following four subsystems.

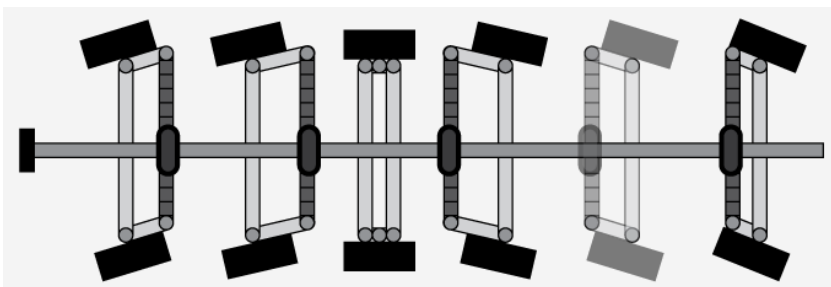
- Detection
- Transformation
- Distribution
- Excitation

Two general options for detection are mechanical detection and electronic detection. The output signal can have a different form as the form required by the subsequent steps. Then a signal transformation stage is required. Examples are a processor or hydraulic cylinders. The distribution system takes care of a second transformation that can be required to activate the components that must be excited in the corresponding manner.

In the research many solutions for trailer steering and multiple-axle steering are given. Cables, hydraulics and lever/rod systems are used for most solutions. Variations can be found in the coupling between the axles and some have additional possibilities to adjust the steering ratios. As this might prove very useful information for the redesign, this part of the research is included here.

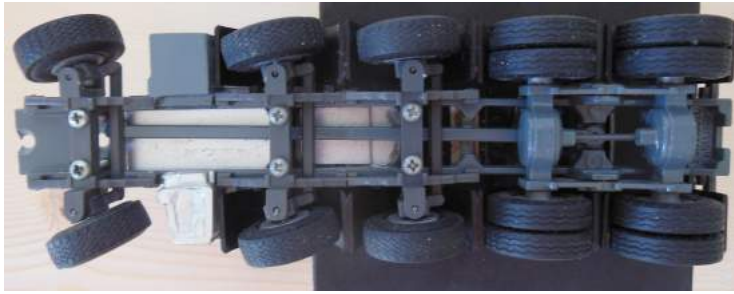
B.3 Multiple-Axle Steering

Some trailers have steering on more than one axle. This affects the distribution system and possibly the transformation stage. Axles can have opposite steering, proportional steering or a combination of both. Distribution can be achieved by a mechanical connection consisting of cables on a fixed ratio. Another opportunity is a valve system with a fixed setting as well. Both these systems can be able to provide the correct steering angles on the different axles. The third approach is the adoption of different lever settings for excitation, where the output of the distribution system is the rotation of a single shaft, figure B.1⁵. The required average steering angle can be obtained with this setting, although the desired difference between the inner and outer wheels is not acquired. The shaft can be replaced by a beam, subsequently be connected at the centre of rotation for the vehicle body and finally actuated by small in-plane rotations. The translating components for steering actuation on the axles are excited by the beam and due to the geometry ideal average steering angles are obtained for all axles, but not the difference in inner and outer angles. The set-up is shown in figure B.2 on a scale model truck. The longitudinal beam element is visible in between the two chassis beams.



Figuur B.1: Set-up with lever variation and central shaft⁵.

⁵ICHIBAN Toys (Feb 03 2016), *Lego Technic Building Tip - Multiple Axle Steering* [Image], Available: <http://ichibantoy.com/blog/technic-building-tip-multiple-axle-steering/>



Figuur B.2: Set-up with longitudinal beam.

A widely used method, again with a fixed steering geometry, is a distribution system with hydraulic input on a steering plate lever that is passed through using subsequent plate levers. These levers are connected via rods to the wheels. This is depicted in figure B.3⁶, where the system is shown with all four subsystems mentioned in the previous chapter. Due to the many coupled rotational movements it is difficult to obtain the required steering angles, but the basics of the system allow for a large freedom in design parameters. Also differences between the inner and outer wheels can be obtained.



Figuur B.3: Set-up with levers and rods⁶.

Comparable to this system is a system where the bars connecting the different axles are coupled directly to the levers on one of the wheel sides, skipping the intermediate plate levers. The wheels on the opposite side are actuated due to the mechanical link between the two sides. This is shown in figure B.4, where the steering ratios are

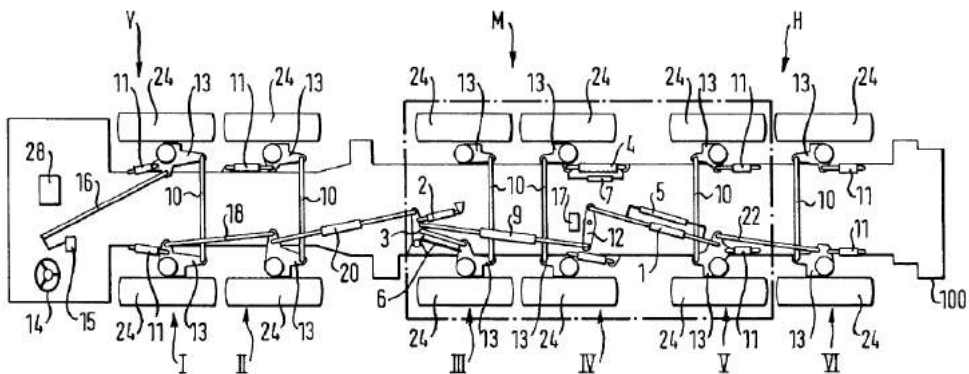
⁶TRIDEC, *HF-E for heavy duty and special transport* [Image], Available: <http://catalogues.jost-world.com/en/tridec-catalogue-online/hydraulic-steering-systems/hf-e.html>

determined by a difference in connection radius between the two ends of the bar elements. Replacing the link between the sides by adding the bars on the other wheel side as well may increase the controllability of the steering angles of both sides.



Figuur B.4: Set-up with bars on one side.

The set-up can be extended by a mechanism that switches steering ratios between sets of axles. This is for instance used in all-terrain cranes that include different steering settings for on-road and off-road conditions, or an additional crab-steering arrangement. The previous mechanism is used within the axle groups, hydraulic and mechanical connections are used as coupling between the groups. Electronic signal processing is included to actuate the hydraulics of the groups according to the steering input and the required behaviour of the groups for the respective condition. In figure B.5⁷ the patent drawing is given, where the hydraulic connections are given by numbers 1, 3 and 4, and the mechanical by 9, 10, 20 and 22.



Figuur B.5: Adjustable steering⁷.

⁷O. Becker, *Steering System for a Multiple-Axle Vehicle* [Image], US Patent 6,059,056, Apr. 8, 1998

In special trailers another modular steering system is found, figure B.6. Here also the hydraulic and mechanical connections can be changed, however this time no processor is used to actuate according to the present setting, all settings are manual pin displacements and manual hydraulic valve operations⁸.

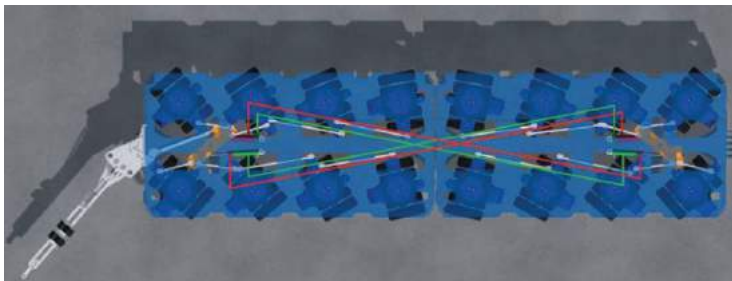


(a) Rods and connection holes.

(b) Switch for hydraulic valves.

Figuur B.6: Hydro-Mechanical adjustable steering

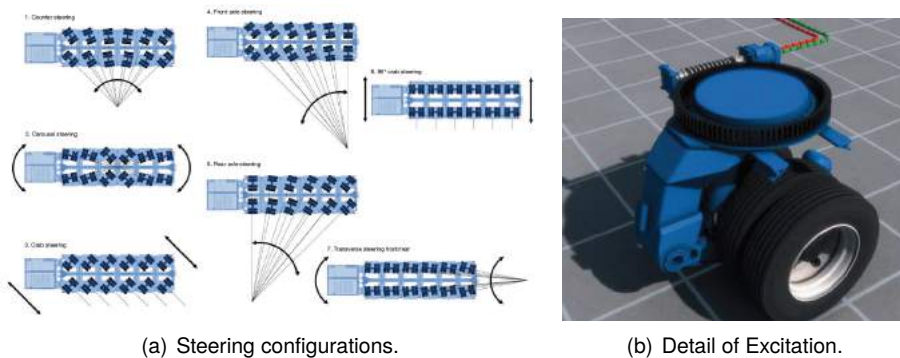
Even more modularity can be found in the trailers in the niche of special transportation. These modular trailers can be coupled in length, side by side or both. One type of these trailers uses adjustments in rod connections for steering control, so it is still a hydro-mechanical steering system as the previous example, see figure B.7⁹. The second type for the heavy-duty modules is a hydro-electronic steering system. Some of the possible settings with this system and the actuation construction of the wheels are given figures B.8(a) and B.8(b) respectively.



Figuur B.7: Hydro-Mechanical adjustable steering⁹.

⁸Faymonville, *Semi-Trailers - CombiMAX* [Online], Available: <http://www.faymonville.com/vehicles.aspx?id=670&lang=en>

⁹Goldhofer AG (2014), *Heavy-Duty Modules THP-PST* [Images], Available: http://www.goldhofer.de/fileadmin/downloads/prospekte/EN_Heavy_Duty_Modules_2014.pdf



(a) Steering configurations.

(b) Detail of Excitation.

Figuur B.8: Hydro-Electronic adjustable steering⁹.

Not all basic mechanisms can be adopted by trailers in heavy haulage. From the section dealing with trailer steering it can be seen that hinge steering and motion transformation are not used in one body in this sector, hinge arrangements can only be distinguished when coupling trailers. One can imagine that tilting the body of a trailer while carrying a load with large height is not desirable. Likewise for long and indivisible loads, for instance concrete beam elements or wind turbine blades, a hinge within the trailer chassis is not convenient. Currently, the extendability of the trailers is enabled by using a chassis with a rectangular main spine in the middle of the trailer; beam sections can be slid within one another until the desired length is reached. A drawback of a hinge construction is the introduction of undesired torsion loads on the main spine when the trailer is increased in length beyond the hinge.

The freedom in choosing a transmission medium, the medium used for the output of the transformation stage and input of the distribution system, is also limited by the ability of the trailer to extend in length. A mechanical rod is not convenient when the length of the chassis is altered. A cable system with a pulley block is an alternative, but an automatic tension regulating system must be added to provide direct and stable steering characteristics. As the space within the main spine is limited, it is questionable whether the pulleys can be placed within this area. The final steering actuation is limited by the set-up of the suspension system. Objects used for direct actuation should be incorporated in the current parts or be relatively small as the available space is restricted. Via mechanical connections the actuation can be moved to an area with increased clearance.

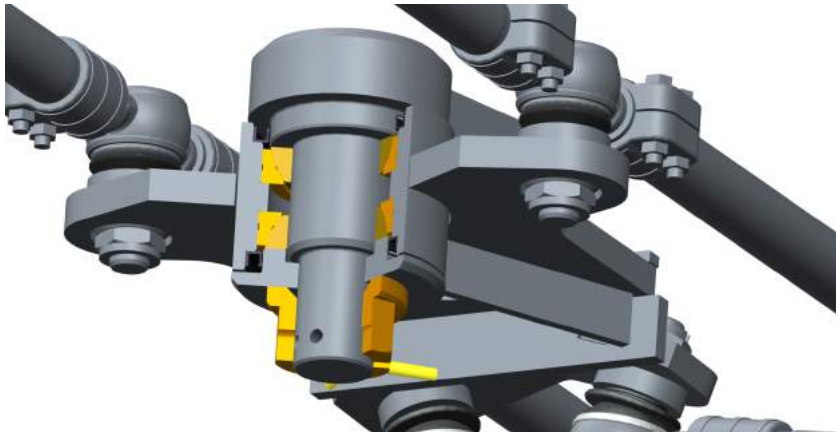
B.4 Conclusions

The trailers of interest are mostly equipped with multiple axles. A couple of solutions are given. The longitudinal beam is a solution that can provide the correct steering angles, while angles and ratios can be adjusted by shifting the point of rotation of the beam element. When braking while one side of the vehicle is malfunctioning, all axles exert a force on this beam imposing rotational movement. The actuation of this beam must be able to withstand this force, keeping the trailer in a safe and straight line. Another drawback of the system is the space required for the rod, which can become very problematic for large amount of steering axles. The system with a set-up of levers and rods is used in the current steering system of Broshuis. It is a well-known, reliable system with many degrees of freedom to approximate the correct steering angles. However, the set-up is fixed or can only be adjusted mechanically with a lot of effort for the operator. When the bars are connected directly at the wheel side, adjusting the angles and ratios is just as laborious, but it decreases the number of pivot points and it saves space. However, the forces arising from one sided braking may lead to a disadvantageous load case, which may be solved by applying the bars on both wheel sides. Another major drawback may arise when this system is combined with certain independent suspension systems, as for some the steering system has to follow the same vertical path of movement. The same goes for the expanded system for adjustable steering. The idea however of combining mechanical links with hydraulic adjusters can be very useful when a new system is demanded that is more or less an improved version of the current system, possibly increasing the chances of successful implementation in a rather conservative market. This may be the reason why a comparable system with adjustable rod connections is used in the special trailers. When a processor is used for controlling the settings the energy supply and operation of this processor must be included in the trailer, as this is imposed by regulations. Moreover, what happens when the power supply is malfunctioning? In all cases the safety, and thus stability and driveability, must be preserved.

From the above it can be concluded that the new trailer steering system will have component steering activated mechanically. Hydraulic and electronic transmission media are suitable treatments for the stages in between.

C Opbouw besturing achterzijde

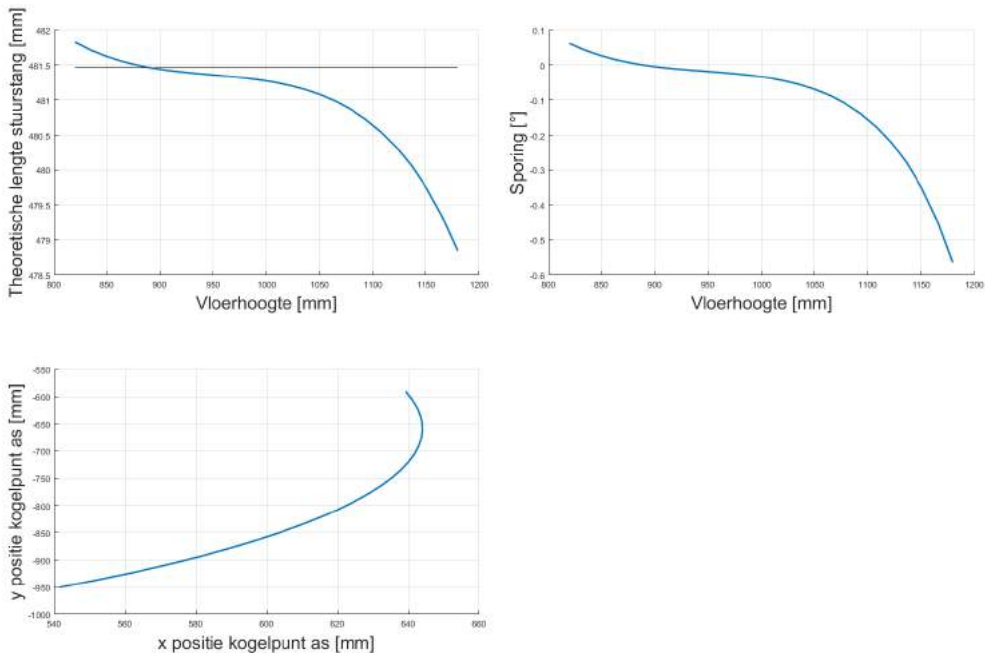
De sturing aan de achterzijde bestaat uit een set cilinders, een aanstuurdraaistuk, draaistukken voor de andere assen, onderling verbonden door langsstangen, en als laatste dwarsstangen naar de stuurarm aan de wielen. De langsstangen en dwarsstangen maken gebruik van speciale kogelkoppen voor de verbindingen. Doordat deze veelvuldig worden toegepast, onderhoudsvrij zijn en hoge krachten kunnen weerstaan, zijn deze onderdelen zowel technisch als economisch een goede keuze. De draaistukken bestaan uit een taats met dubbele lagering, een bus welke daar omheen valt en aan deze bus is een plaat bevestigd waar de langsstangen en dwarsstangen aan worden bevestigd. Dit is, gebruik makend van het huidige stuursysteem, weergegeven in figuur C.1.



Figuur C.1: Opbouw van een draaistuk.

Het opdelen van het systeem begint bij de verhouding van de draaipunten van de dwarsstang. De stuurhefboom aan de wielzijde wordt in lengte en hoek eerst gelijk gekozen als de voorgaande versie van de onafhankelijke wielophanging. Twee coördinaten liggen hierdoor vast, in de hoogte is het punt nog vrij. Om de bodemvrijheid te verhogen is de wens het punt naar boven te verplaatsen. De hoogte aan de kant van het chassis is zo goed als vast, de ruimte is hier beperkt. De beweging van de as wordt uitgezet om te bepalen hoe de verhouding van de draaipunten het best kan komen te liggen. Dit uitzetten gebeurt in stappen, zoals beschreven in hoofdstuk 5. Eerst wordt de bovenste draagarm in stappen geroteerd. Per stap wordt via het snijpunten van cirkels de positie van de onderste draagarm bepaald. De ene cirkel heeft de lengte van de draagarm, de andere de afstand tussen de twee draagarmen aan de fuseepenhouders. De hoek waaronder deze

fuseepenhouder staat, ligt hiermee ook vast. Vanuit het lokale assenstelsel van de fuseepenhouder is bekend waar het punt van de dwarsstang ligt. Door de hoek van de fuseepenhouder in het globale assenstelsel, kan het punt van de dwarsstang ook naar het globale assenstelsel worden getransformeerd. Door dit verkregen punt te vergelijken met het punt aan het chassis, is de theoretische waarde van de dwarsstang te bepalen. Afhankelijk hoe constant deze waarde is, is een indicatie voor de optredende stuurhoek tijdens de veerslag. De as waar de wielen omheen draaien staat niet bij ieder veerstep haaks op het wegdek. De afwijking is echter relatief klein, waardoor de stuurhoek wordt bepaald door in het platte vlak de lengte van de dwarsstang te projecteren en vervolgens de hoek van de stuurhefboom uit te rekenen door het snijpunt van de cirkel met de lengte van de hefboom en de cirkel met de geprojecteerde lengte te bepalen. In figuur C.2 zijn de vlucht van het kogelpunt van de wielzijde, de theoretische lengte van de dwarsstang en de gemaakte stuurhoek tijdens het veren weergegeven. In de grafiek van de theoretische dwarsstanglengte is een zwarte lijn zichtbaar welke de daadwerkelijke lengte van de stang aangeeft. De positie van de dwarsstang aan de wielzijde wordt vastgelegd op de plek waar de sturing minimaal is.



Figuur C.2: Resultaten analyse ten behoeve van sporing.

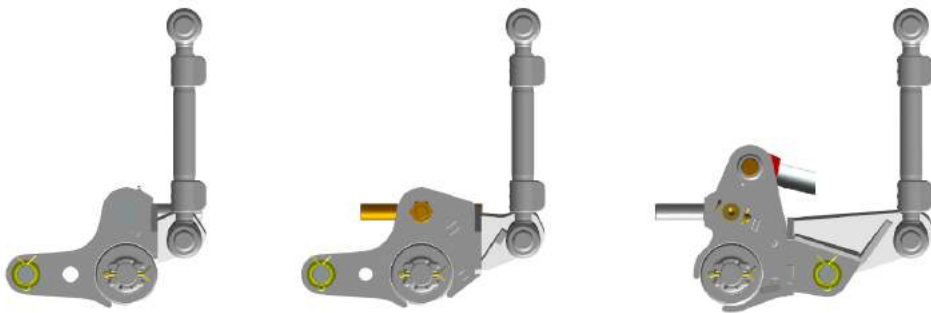
Vervolgens wordt de geometrie van het aanstuurdraaistuk bepaald. Wanneer het systeem wordt opgedeeld, is het van belang dat ook voor de smalste uitvoering van het voertuig, 2530 mm voertuigbreedte, de delen naast elkaar kunnen worden geplaatst. Dit beperkt de vrijheid in het plaatsen van het draaipunt. Met de lengte van het draaistuk en de initiële en maximale hoek wordt in CAD bepaald wanneer de benodigde stuurhoeken worden behaald zonder dat er overstrek optreedt. Overstrek ontstaat wanneer de dwarsstang in het verlengde van de stuurhefboom komt te staan. Na enkele iteraties worden de drie variabelen vastgelegd. Hiermee ligt het draaipunt van het draaistuk dus vast. De maximale slag van de cilinders aan de voorzijde is bekend. Deze slag moet bij het draaistuk resulteren in de maximale hoek. De radius van de cilinder aan de achterzijde wordt hiermee bepaald. Dan kan als laatste de langsstang worden gepositioneerd. Voorlopig wordt deze tussen het draaipunt en de cilinderbevestiging geplaatst.

Met behulp van CAD is gecontroleerd of de bepaalde punten haalbaar zijn in de beschikbare ruimte. Door de rotaties kunnen verschillende onderdelen dicht bij elkaar komen. Hieruit blijkt het niet mogelijk de langsstangen een radiusverschil te geven tussen twee draaistukken om verschillende hoeken te creëren voor de draaistukken. Daarom krijgen alle draaistukken dezelfde hoek en zullen alleen verschillen in lengte.

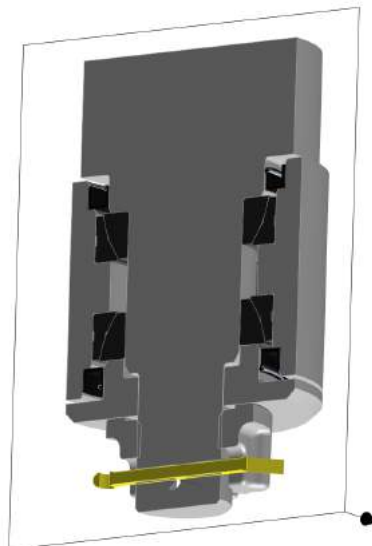
De cilinder en langsstang op het aanstuurdraaistuk worden opgesloten tussen twee platen om torsie te voorkomen. Bij de overige draaistukken is dit minder belangrijk doordat de krachten hier kleiner zijn en op hetzelfde punt binnen komen. Bovendien is het met een dubbele plaat niet mogelijk de standaard kogelkoppen te gebruiken, maar moet gebruik worden gemaakt van een kop met een gesmeerd sferisch glijlager. Doordat de andere draaistukken een enkele plaat krijgen, worden deze lager geplaatst en wordt ook de taak langer gemaakt om de dubbele lagering zo gelijkmatig mogelijk te belasten. De lagering is een type kleiner dan bij het originele stuursysteem. Doordat er maar een enkel wielstel bij remmen via de dwarsstang trekt aan het draaistuk in plaats van beide wielstellen, halveert de belasting op de lagering. Doordat de veerslag echter toeneemt, is bij maximaal uitgeveerd de hoek waaronder de kracht staat groter, waardoor het moment toeneemt. Daarom wordt gekozen voor één type kleiner in plaats van twee.

De kogelkoppen aan de dwarsstang kunnen beperkte hoeken maken. Door de vergrote veerslag is een nieuwe type kogelkop nodig welke een grotere hoek kan maken dan het originele type. Desondanks moeten de koppen nog wel onder een hoek worden gemonteerd op de platen van de draaistukken. Daarom worden de draaistukken opgedeeld. Er is een basisplaat welke aan de bus wordt bevestigd

en waaraan de dwarsverbinding naar de andere zijde is bevestigd, als ook de langsstang. Er zijn drie basisplaten. De eerste is voor de aansturing. De andere zijn voor de andere acht keuzes, waarbij de ene kort is en de andere lang. Bij de korte wordt een plaat rechtstreeks bevestigd onder de gewenste hoek, bij de langere variant zit er ruimte tussen de bus en een staande plaat waaraan de plaat voor de dwarsstang wederom onder een hoek is bevestigd. In deze ruimte worden schoren geplaatst om de krachten vanuit de onder en hoek geplaatste plaat beter op te kunnen vangen. De drie verschillende types zijn weergegeven in figuur C.3(a), de opbouw van de taats met lagering en afdichting in figuur C.3(b).



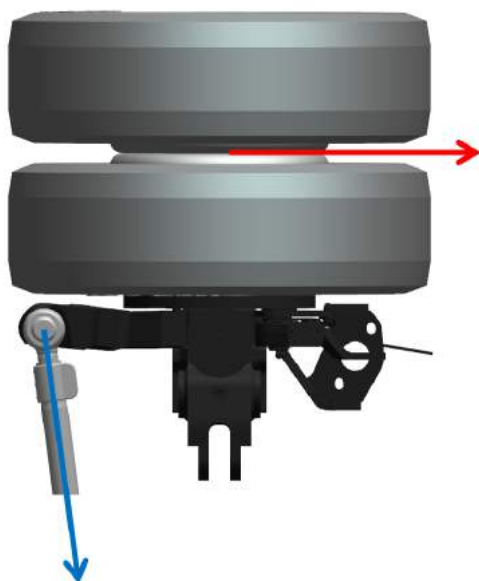
(a) Drie verschillende types draaistukken.



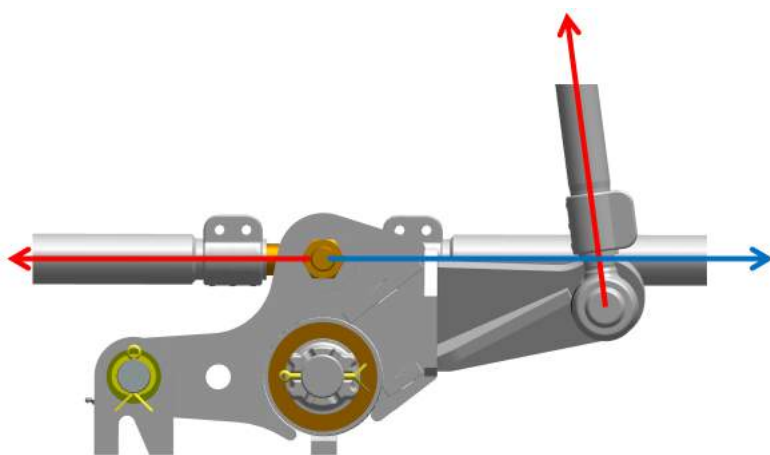
(b) Lagering van de draaistukken.

Figuur C.3: Opbouw van de draaistukken.

De langsstangen en dwarsstangen blijven gelijk aan de standaard stangen. Een berekening met remkracht toont aan dat deze sterk genoeg zijn om de kracht naar de cilinders te leiden. Dit wordt als volgt bepaald. Door te remmen ontstaat een moment rondom de as waar de wielen omheen draaien. Deze worden opgevangen door een trekkracht op de dwarsstang, zie figuur C.4(a). De remkracht is in rood aangegeven, de daaropvolgende trekkracht in de dwarsstang met blauw. Deze trekkracht komt bij het draaistuk, waar deze wordt opgevangen door de langsstang. Dit wordt vervolgens per as bij elkaar opgeteld, tot de op een na laatste as, zie figuur C.4(b), waar de doorwerkende kracht van de langsstang van de voorgaande assen en de nieuwe bijdrage met rode pijlen zijn weergegeven en de benodigde kracht in de laatste langsstang met blauw. De remkracht op het laatste draaistuk gaat rechtstreeks naar de cilinders. Met de kracht in de stang kan de optredende spanning worden bepaald en op knik worden gecontroleerd. Hierbij wordt dus aangenomen dat de langsstangen aan de andere kant geen bijdrage leveren. Daarnaast kan de totale kracht op de cilinders worden omgezet naar een druk in het hydraulisch systeem, waarbij gecontroleerd wordt of dit onder de maximaal toegestane druk blijft.



(a) Remkracht naar dwarsstang.



(b) Remkracht naar langsstang.

Figuur C.4: Opvangen van remkracht.

D Dynamische analyse

D.1 Opbouw analysemiddel

In hoofdstuk 5 is reeds aangegeven hoe het model is opgebouwd. Hierbij is aangegeven dat het chassis is opgedeeld om torsie en buiging te kunnen simuleren. Bij dit scharnier wordt tevens gebruik gemaakt van veren om de stijfheid van het chassis te representeren. Ook in de wielophanging zijn stijfheden opgenomen, uitgebreid met demping. Daarnaast worden de banden in de Magic Formula gerepresenteerd door uit de praktijk gemeten coëfficiënten. Al deze waarden hebben een invloed op het gedrag van het voertuig. Bij de banden zijn niet alle waarden bekend en de stijfheid van het chassis zal afhangen van de uitgeschoven lengte. In het model is het mogelijk de waarden aan te passen, maar praktijktesten zijn nodig om daadwerkelijke waarden vast te stellen, omdat de buiging en torsie ook afhangen van de speling tussen de schuivende chassisdelen. Het is echter de vraag of de exacte waarden van belang zijn voor het huidige onderzoek.

Om dit vast te stellen, is een parameterstudie uitgevoerd. De stijfheden in de ophanging en het chassis zijn met een factor twee verhoogd en de bandparameters zijn met 20% naar boven en beneden bijgesteld. Uit deze studie blijkt dat de bandparameters voor de laterale eigenschappen, de verticale stijfheid en nominale wielbelasting als enige significante invloed hebben op de sliphoecken. Aangezien deze coëfficiënten door de fabrikant worden aangeleverd, is voorlopig geen studie vereist voor het verkrijgen van andere parameters.

Bij het simuleren van de verschillende standen van het voertuig is het van belang dat de belastingen van de assen gelijk blijven. Daarom is een schema opgezet waarin per uitgeschoven lengte de lading aan de voorzijde en de achterzijde van het chassis van de oplegger staan genoteerd welke leiden tot gelijke aslasten. Er wordt uitgeschoven in stappen van 4 meter tot en een maximum van 24 meter, een lengte die ongeveer overeenkomt met drie uitschuifliggers: het maximum voor een semi dieplader. Bij de laatste paar stappen wordt vaak voornamelijk gestuurd met handmatige besturing, maar voor de kennisopbouw is het interessant te onderzoeken wat er bij deze grote lengtes gebeurt.

D.2 Voorbeeldcombinatie in analyses

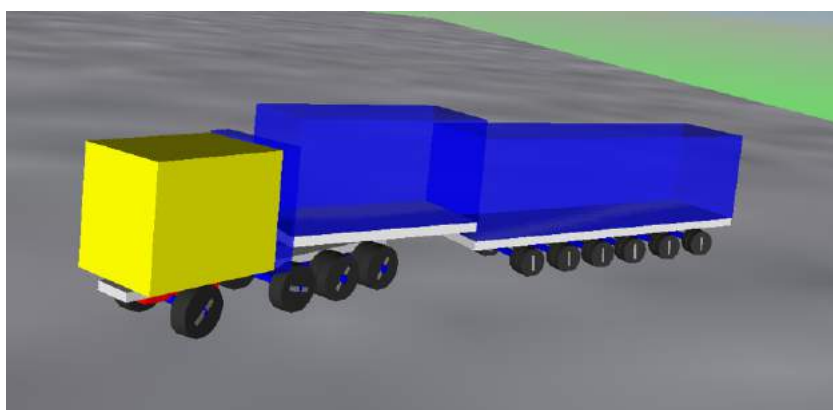
Er wordt gebruik gemaakt van vier assige trekker en een zes assige semi dieplader, zie de figuren D.1(a) en D.1(b). In de simulatieomgeving is het mogelijk een animatie te maken met een vereenvoudigde weergave, zie figuur D.1(c).



(a) Trekker.



(b) Oplegger.

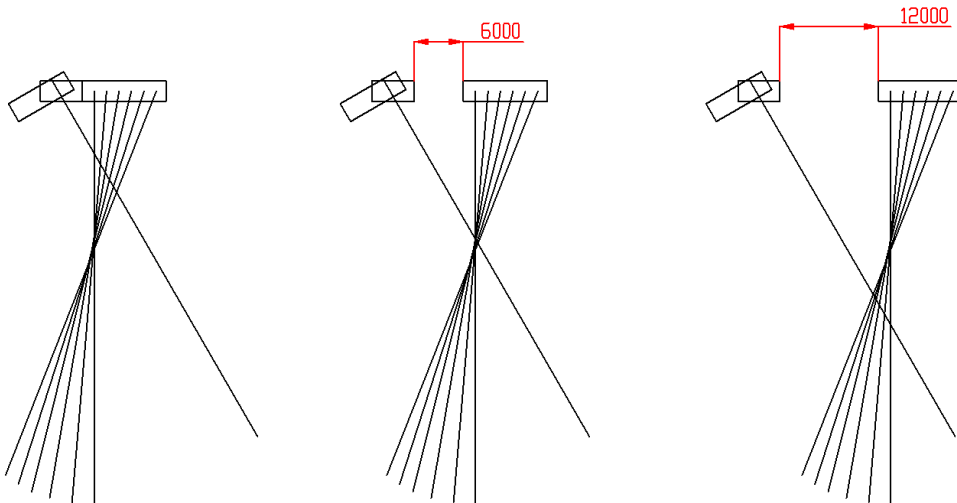


(c) Animatie van het simulatiemodel.

Figuur D.1: Originële voertuigen en het geanimeerde simulatiemodel.

Van de trekker zijn de voorste twee assen gestuurd en de achterste twee aangedreven. Van de oplegger is de eerste as een starre as, de andere vijf assen zijn gestuurd, alle dezelfde kant op. Bij een bocht naar rechts, sturen de wielen van de oplegger naar links. Gezien het rijgedrag wordt dit meesturend genoemd. Deze combinatie is gekozen omdat beide voertuigen aanwezig zijn binnen het bedrijf en er daarom eventueel validatieproeven mee kunnen worden uitgevoerd. Voor de resultaten van het model zijn alleen de sliphoeken van de oplegger van belang. Deze zullen worden gepresenteerd in een staafdiagram, waarbij elke staaf een wielset weergeeft. Per wielset wordt het gemiddelde van beide banden genomen. Aangezien elke as twee sets wielen heeft, zijn er twee staven per as. Eerst wordt de linker gegeven, daarna

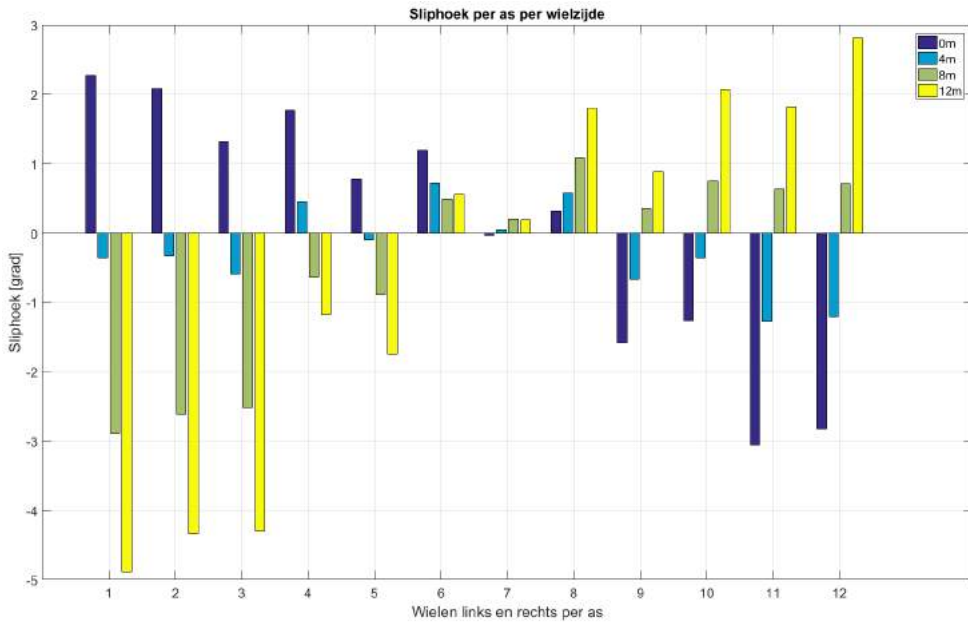
de rechter, de eerste as eerst, gevolgd door de andere assen. In totaal zijn er daarom 12 staven. Staaf zeven betekent dus de linker wielset van de vierde as. De bocht wordt rechtsonder genomen. Een positief getal voor de sliphoek betekent dat het wiel naar binnen wordt getrokken, terwijl een negatief getal aangeeft dat er naar buiten wordt geduwd.



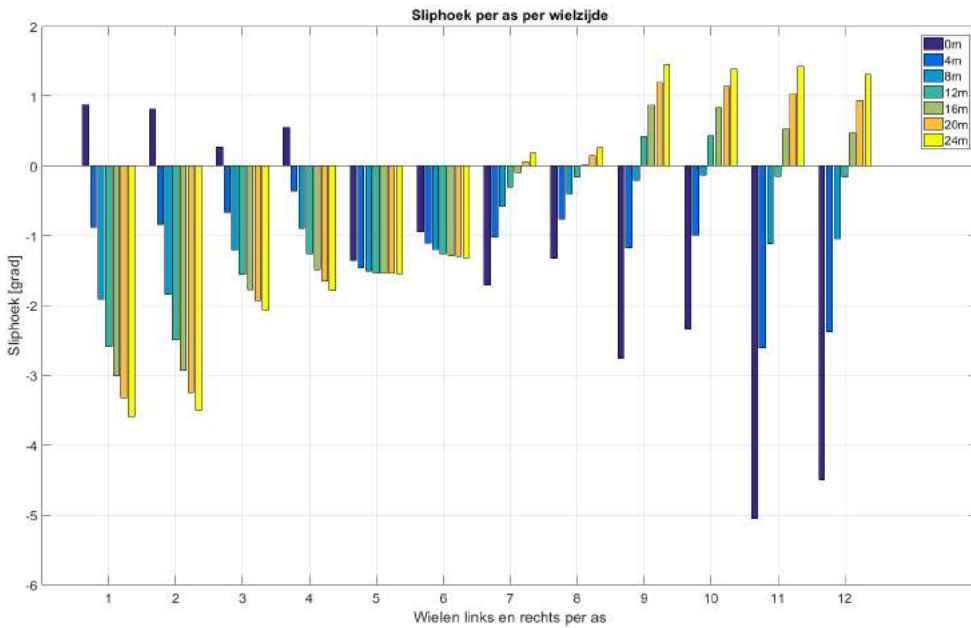
Figuur D.2: Schets van de stuurlijnen.

D.3 Invloed van uitschuiven

Als eerste wordt de invloed van het uitschuiven onderzocht. Hiervoor worden twee verschillende bochten gereden. Bij de eerste wordt met de voorbumper van de trekker een straal van 25.25 meter gevolgd, terwijl voor de tweede bocht de articulatiehoek tussen trekker en oplegger 15 graden wordt gehouden. Bij deze eerste bocht is niet verder uitgeschoven dan 12 meter, aangezien de grens van geldige sliphoecken van de band wordt bereikt. In figuur D.3 zijn de resultaten weergegeven. De sturing die is ingevoerd is uitgezet om gelijk te vallen met het draaipunt van de trekker wanneer de oplegger 4 meter is uitgeschoven. In figuur D.3(a) is dit terug te zien in gelijkwaardige sliphoecken. In de tweede ronde is deze balans verstoord, doordat voor deze bocht de snelheid hoger is gekozen om ook voor een lang uitgeschoven voertuig de analysetijd gelijk te kunnen houden. De invloed van het schuiven zelf komt bij beide proeven goed naar voren. Vanuit het hart van het asstel roteert de balans tegen de klok in. Dit betekent dat de voorste assen voor een ingeschoven voertuig naar binnen worden getrokken, terwijl ze voor een uitgeschoven voertuig naar buiten worden geduwd. Voor de achterste assen geldt het tegenovergestelde. In een schets van de stuurlijnen is dit zichtbaar te maken. Voor een sturing die is uitgezet op 6 meter uitgeschoven is dit weergegeven in figuur D.2 door lijnen uit te zetten voor een ingeschoven, 6 meter uitgeschoven en 12 meter uitgeschoven. Voor een ingeschoven voertuig valt het draaipunt van de combinatie boven het gezamenlijke punt van de oplegger, terwijl dit voor een 12 meter uitgeschoven voertuig er onder uitkomt. Bij ingeschoven gaan de stuurlijnen van de eerste as daarom voor dit punt en uitgeschoven achter dit punt langs. Hiermee is het gevonden resultaat van de simulaties verklaard. Bij grotere lengtes wordt de rotatie langzamer, doordat de afstand tussen het draaipunt en de stuurlijnen verhoudingsgewijs minder toeneemt.



(a) Buitenstraal van 25.25 meter.

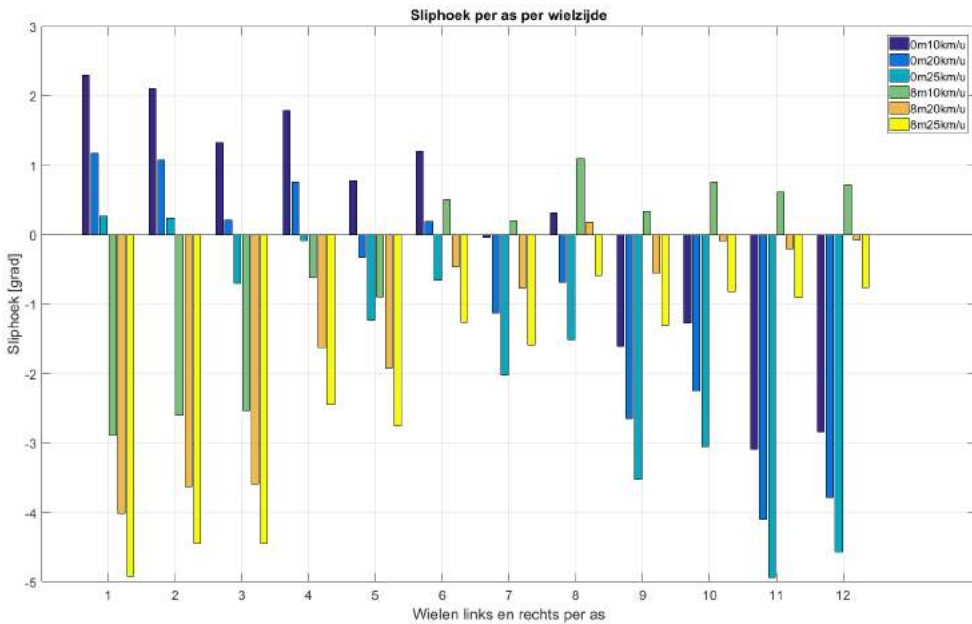


(b) Articulatiehoek van 15 graden.

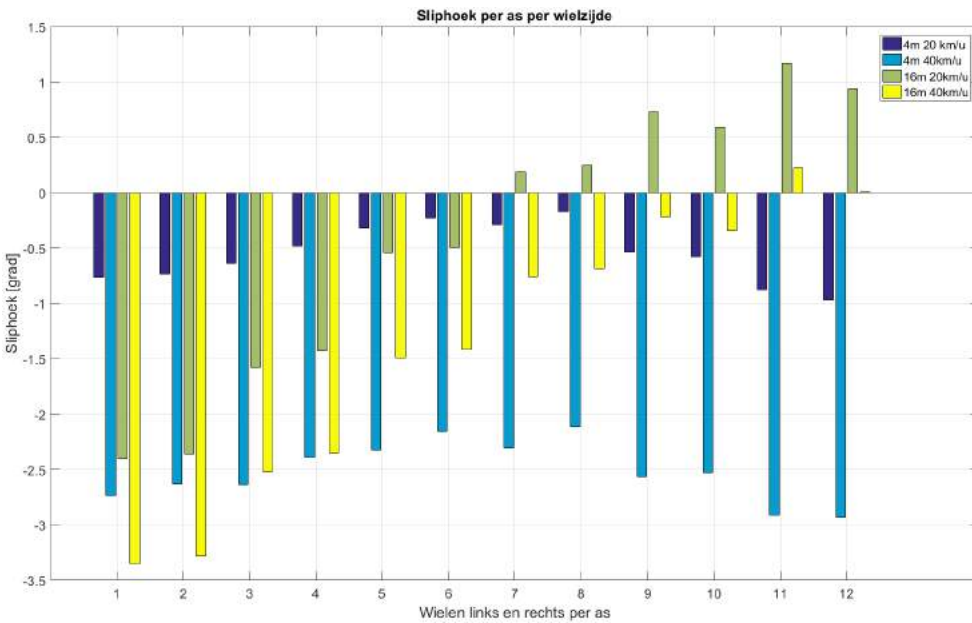
Figuur D.3: Invloed van het uitschuiven.

D.4 Invloed van gereden snelheid

Als tweede staat de invloed van de rijnsnelheid centraal. Hier zijn wederom twee verschillende trajecten gereden, de eerste keer een buitencirkel met een staal van 25 meter en de tweede keer een articulatiehoek van 10 graden. Bij de eerste is de snelheid verhoogt van 10 naar 25 kilometer per uur, bij de tweede van 20 naar 40 kilometer per uur. Voor beide gevallen zijn twee uitschuiflengtes getoond om een eventueel gecombineerd effect inzichtelijk te maken. De resultaten zijn weergegeven in figuur D.4. Door snelheid en massa traagheid nemen de centripetale krachten toe, en daarmee de laterale krachten in het contactvlak. Deze krachten zijn in de richting van bocht. De banden die reeds in die richting een laterale kracht hebben door de aanwezige sliphoeck, zullen door de verhoogde snelheid dus een hogere kracht en daarmee grotere sliphoeck hebben. Banden die echter in de andere richting belast worden, zullen een afname ondervinden. Dit effect kan worden omschreven als het meer negatief worden van de sliphoecken. In het diagram is dit terug te vinden als een verplaatsing naar beneden. Deze verplaatsing vindt nagenoeg gelijkmatig plaats. Het draaipunt van de oplegger verplaatst wel naar voren, maar ook het draaipunt van de trekker ligt niet meer in het verlengde van starre assen, getuige de benodigde aanpassing in stuurhoek van de trekker.



(a) Buitenstraal van 25 meter.



(b) Articulatiehoek van 10 graden.

Figuur D.4: Invloed van de rijnsnelheid.

D.5 Aanpassingen aan sturing

Uit de voorgaande paragrafen is op te maken dat een stuursysteem vooral winst kan behalen op slijtage door het opvangen van effecten van het uitschuiven. Het samenvallen van de stuurlijnen kan op twee manieren mechanisch worden beïnvloed. De verhouding in sturing tussen de verschillende assen kan aangepast worden, of de verhouding tussen de voorzijde en de achterzijde. Bij de eerste kunnen bijvoorbeeld de eerste assen de andere kant op worden gestuurd voor een ingeschoven voertuig. Hiermee wordt niet meer volledig voldaan aan het Ackermann principe, maar doordat het bij de eerste assen gebeurt die het minst sturen, wordt verwacht dat het toch zorgt voor een betere verdeling en verlaging van slip. Bij de tweede methode blijven de prestaties ten opzicht van het Ackermann principe in tact, maar door de stuurhoek van alle wielen te veranderen bij eenzelfde articulatiehoek, verplaatst het punt omhoog en naar achteren of naar beneden en naar voren. De verplaatsing is echter wel kleiner dan bij de eerste methode. Daarom worden beide onderzocht.

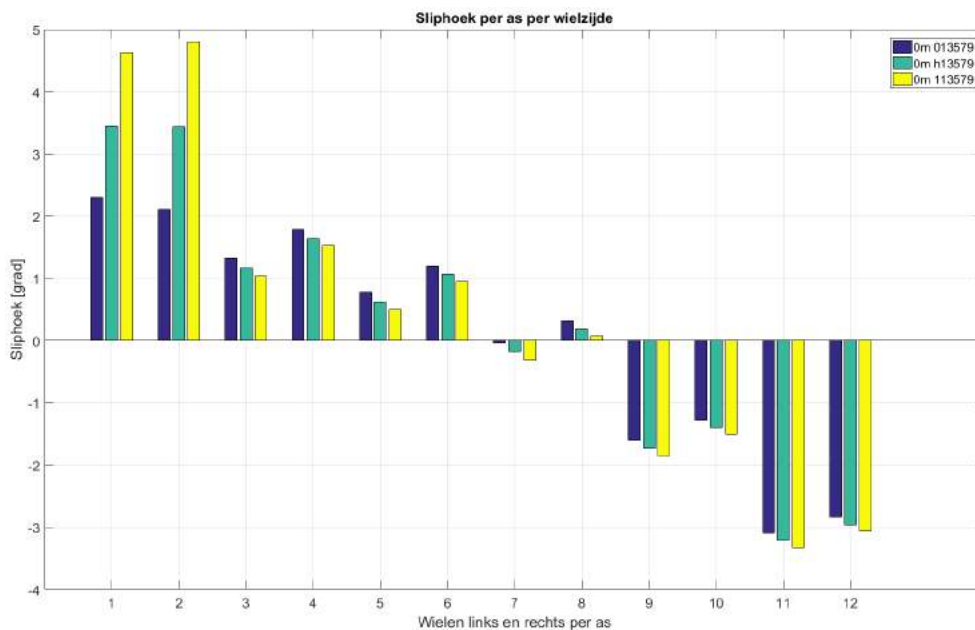
Aanpassing sturing van as

Voor de eerste optie wordt onderzocht wat de invloed is van het aanpassen van de sturing van de eerste as naar de uitgeschoven lengte van de oplegger. Ingeschoven zou dan kunnen worden gereden met een tegensturende as, enkele meters uitgeschoven met een starre as en verder uitgeschoven met een meesturende as. Om het genoemde negatieve effect op Ackermann te compenseren, worden twee verschillende basisbesturingen gedefinieerd. De eerste heeft goed samenvallende stuurlijnen op het moment dat de eerste as star staat. De tweede heeft iets afwijkende stuurlijnen, waardoor er een afwijking in Ackermann is voor het geval dat de eerste as star is of gestuurd is, om zo de afwijkingen te middelen. De eerste wordt aangegeven met $x13579$, de tweede met $x24689$. De nummers refereren naar de lengte van het draaistuk: 1 is het kortste en 9 is het langste draaistuk, het aanstuurdraaistuk. 0 betekent een starre as, h is half zoveel gestuurd als draaistuk 1. Er wordt in de analyses gebruik gemaakt van één van de bochten die gebruikt is voor het vinden van de basiseffecten van snelheid en uitschuiven, namelijk de 25 meter cirkel met een lage snelheid. Niet alle uitschuifstappen zullen worden getoond.

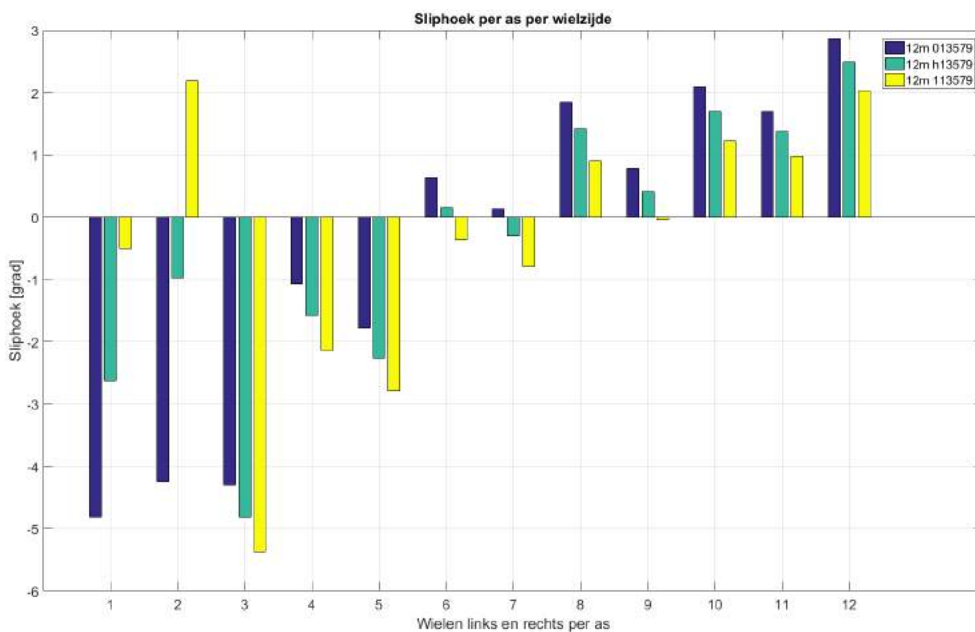
Tot nu toe zijn de resultaten weergegeven voor 013579. De eerste kan geschakeld worden naar gestuurd met het kortste draaistuk, maar eventueel met een extra verhouding kan dit verkleind worden naar half gestuurd. De drie mogelijkheden voor de $x13579$ sturing zijn vergeleken in figuur D.5, voor een ingeschoven oplegger in figuur D.5(a) en voor een 12 meter uitgeschoven oplegger in figuur D.5(b). Ingeschoven blijft er een voordeel voor een starre as, terwijl de half gestuurde as

voor een langer voertuig zorgt voor een significante verlaging van de sliphoeak van de eerste as. Het nadeel is echter wel dat de hoek voor het linker wielstel van de tweede as sterk oploopt. Als extra is daarom gekeken naar het veranderen van de sturing van de tweede as, door hier over te gaan op draaistuk 2. Bovendien is toegevoegd wat er gebeurt als de eerste as de andere kant op wordt gestuurd, tegensturend. Dit is weergegeven met -1. In figuur D.6 zijn de resultaten weergegeven. De referentie van 013579 is hierbij toegevoegd, samen met het tegensturen van de eerste as, gevolgd door het veranderen van de tweede as, waarbij de eerste as star wordt of gestuurd met draaistuk 1. De eerste as tegen laten sturen heeft voor deze as een zeer gunstig effect bij een ingeschoven voertuig, zoals verwacht. De reactie op de tweede as is minder sterk dan eerder geobserveerd. De eerste as half tegen laten sturen zou het beeld van de eerste twee assen kunnen middelen. Uitgeschoven heeft het tegensturen van de eerste as echter een zeer hoge sliphoeak op de eerste as tot gevolg, waardoor wordt geconcludeerd dat het alleen voor volledig ingeschoven een positief effect op de slijtage zal hebben.

De tweede sturing, een x24689, is mogelijk in staat te middelen op de eerste assen, net als bij de voorgaande sturing gebeurt als er een half gestuurde as wordt geplaatst. Het voordeel van het werken met de standaard draaistukken is dat er geen speciale constructie hoeft te worden gemaakt voor het creëren van de nieuwe verhouding ten opzichte van draaistuk 1. In figuur D.7 zijn de resultaten weergegeven voor het schakelen van de eerste as, waarbij voor de volledigheid ook de half gestuurde as is meegenomen. Tegensturen had bij de voorgaande sturing alleen een gewenst effect voor volledig ingeschoven. Deze is daarom niet meegenomen. Uit figuur D.7(a) valt op te maken dat voor een ingeschoven oplegger de sturing met een starre as het meest gunstig is. Het valt echter ook op dat de laatste as uit de pas loopt en daarmee zorgt voor ongelijkmatig verdeelde slijtage, terwijl de variant met de gestuurde eerste as juist wel een lineair verdeelde slijtage vertoont. Dit komt terug in figuur D.7(b), waar de gestuurde variant in het voordeel is. De half gestuurde zal op hogere snelheden een voordeel krijgen op de achterste assen, maar de eerste loopt hierbij uit de pas, wat het voordeel op de andere assen te niet doet.

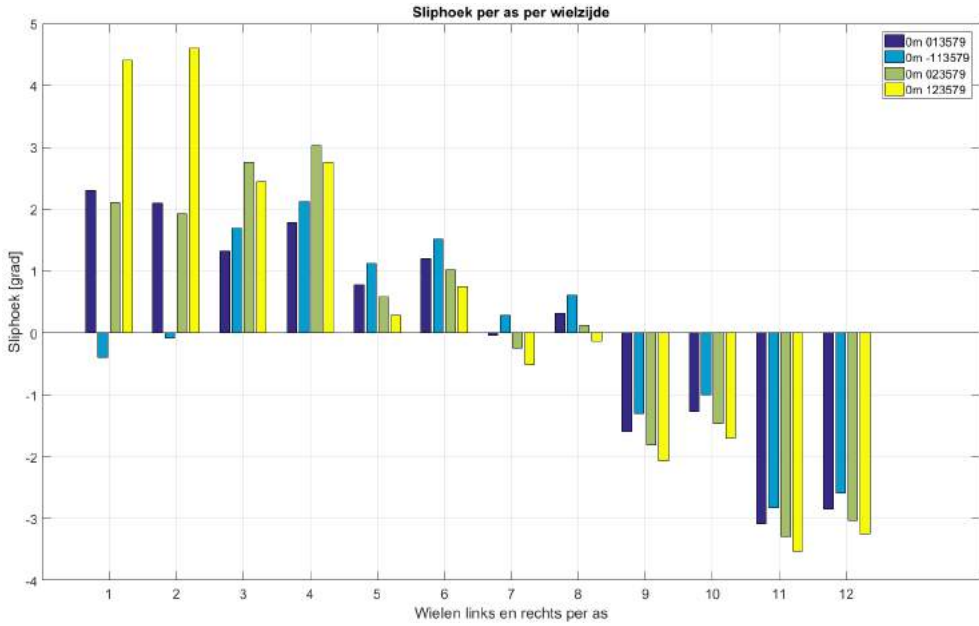


(a) Ingeschoven oplegger.

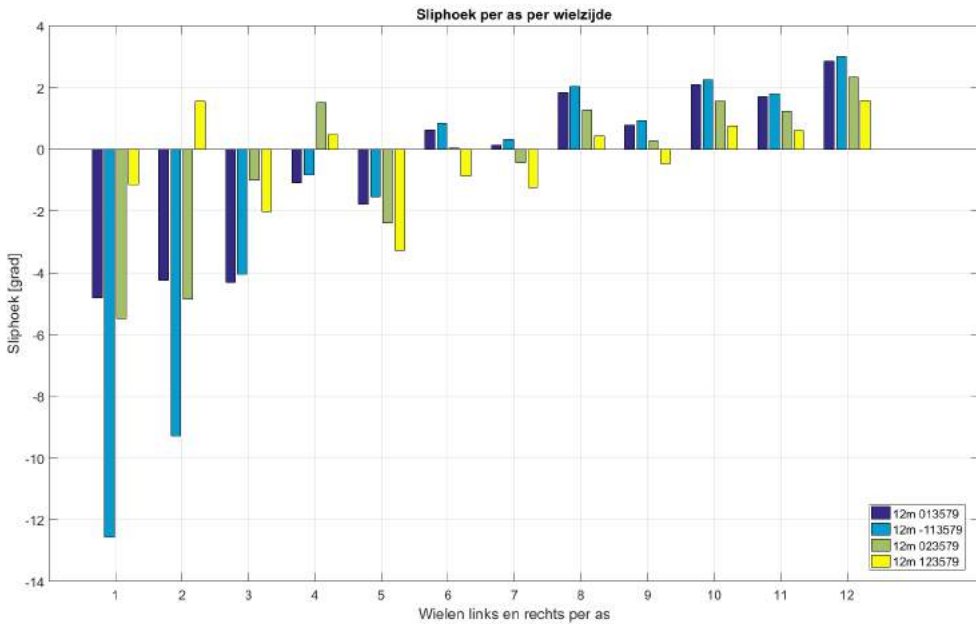


(b) 12 meter uitgeschoven oplegger.

Figuur D.5: Schakelen eerste as x13579.

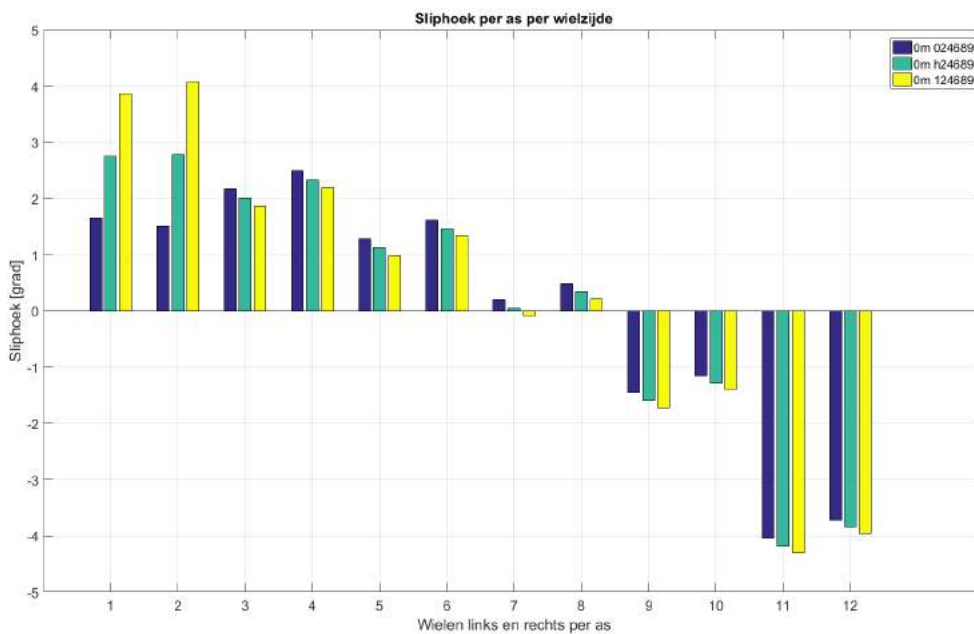


(a) Ingeschoven oplegger.

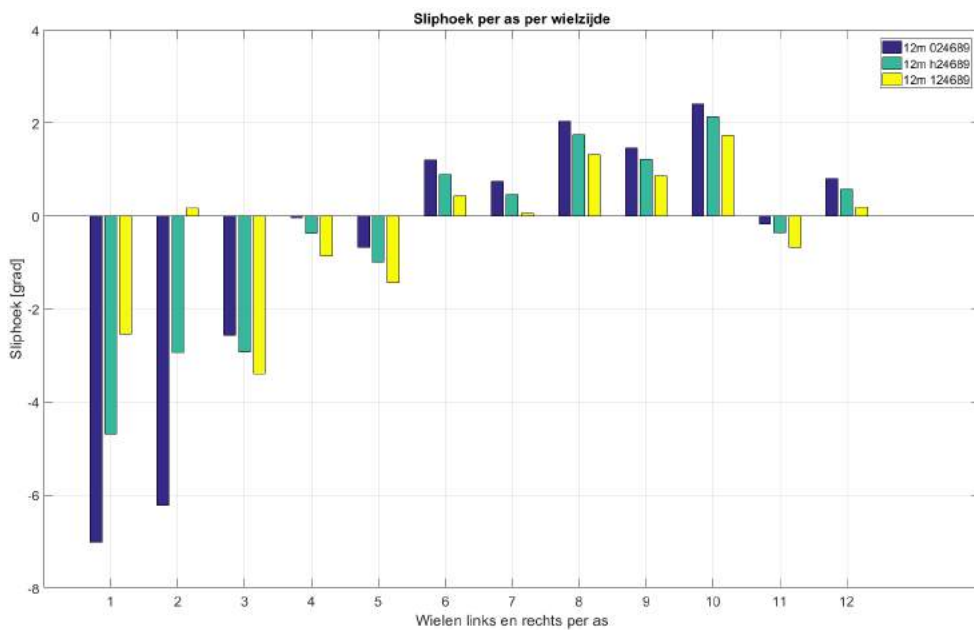


(b) 12 meter uitgeschoven oplegger.

Figuur D.6: Schakelen eerste en tweede as x13579.



(a) Ingeschoven oplegger.

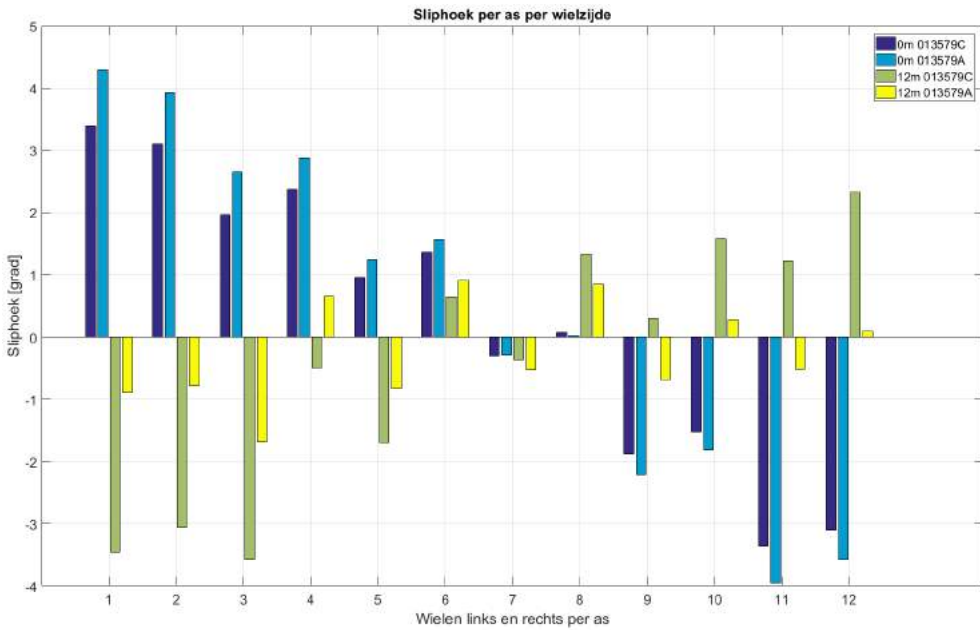


(b) 12 meter uitgeschoven oplegger.

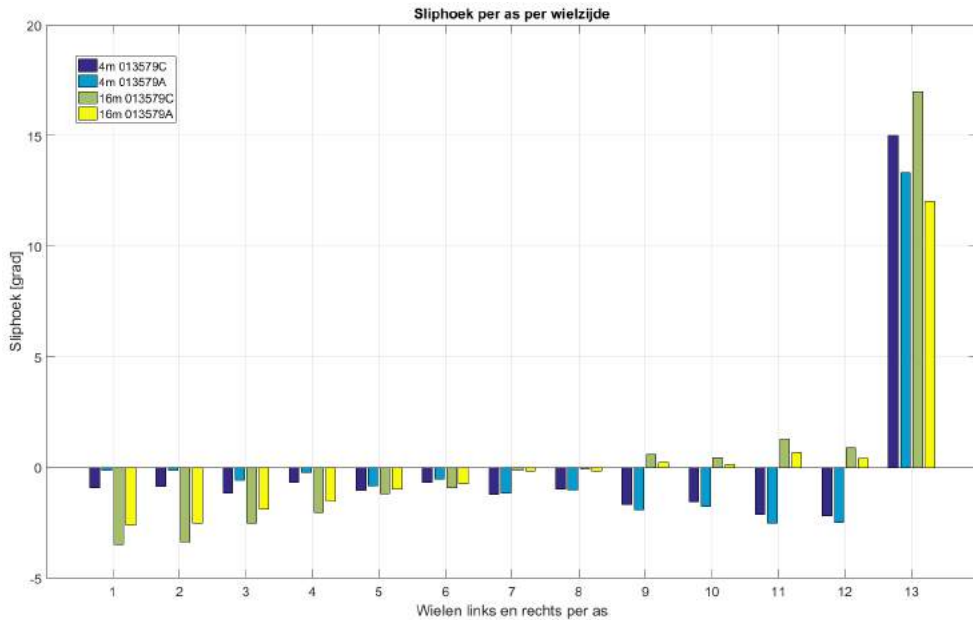
Figuur D.7: Schakelen eerste as x24689.

Aanpassing stuursnelheid

Voor de tweede optie worden de drie verhoudingen gebruikt die mogelijk zijn voor de onafhankelijke wielophanging. De verhouding tussen de voor en achterzijde wordt de stuursnelheid genoemd. De sturing die het langzaamst stuurt heeft aan de voorzijde een kleine radius van de cilinders. Hierdoor wordt minder olie verplaatst bij dezelfde articulatiehoek, waardoor de wielen achter minder sturen. De langzame besturing wordt aangeduid met de letter A, de snelle met de letter C, B sturing zit hier tussenin. Om de invloed zo duidelijk mogelijk naar voren te laten komen, zal de analyse in gaan op het verschil tussen de A en de C sturing, daarbij gebruik makend van de originele draaistukken: 013579. Er wordt opnieuw gekeken naar de bochten die ook gebruikt zijn voor het vinden van de basiseffecten. Met name de lage snelheid 25 meter cirkel toont aan dat het veranderen van de stuursnelheid een positief effect heeft, zoals te zien in figuur D.8(a). Voor de ingeschoven oplegger en de 4 meter uitgeschoven oplegger geeft de snelle sturing een beter resultaat, terwijl voor de 12 meter uitgeschoven oplegger de A sturing beter is. Het valt ook op dat dit voor vrijwel elk wielstel geldt. Zodra de snelheid een rol begint te spelen, zoals opgenomen in de bocht met 15 graden articulatiehoek, worden de sliphoecken meer negatief. Bij een wielstel dat een positieve sliphoeck ondervindt op lage snelheid, zal deze op hogere snelheid dus eerst afnemen tot nul en vervolgens negatief worden. Op lage snelheid bij een ingeschoven voertuig geeft de snelle sturing een lagere positieve sliphoeck, waardoor deze op snelheid eerder negatief wordt en het dus voor kan komen dat voor een bepaalde snelheid de langzamere sturing ineens een gunstigere sliphoecken heeft. Om dit in de figuur duidelijk te maken, is een extra staaf toegevoegd met het totaal van de sliphoecken, zie figuur D.8(b). Wat echter niet verandert, is de verdeling van de sliphoecken. Ook op de hogere snelheid laat de snellere sturing een meer gelijkmatige verdeling zien voor een kort voertuig, terwijl de langzamere sturing een goede verdeling heeft voor een uitgeschoven voertuig. Dit is de invloed waar naar gezocht wordt in dit onderzoek.



(a) Buitenstraal van 25 meter.



(b) Articulatiehoek van 15 graden.

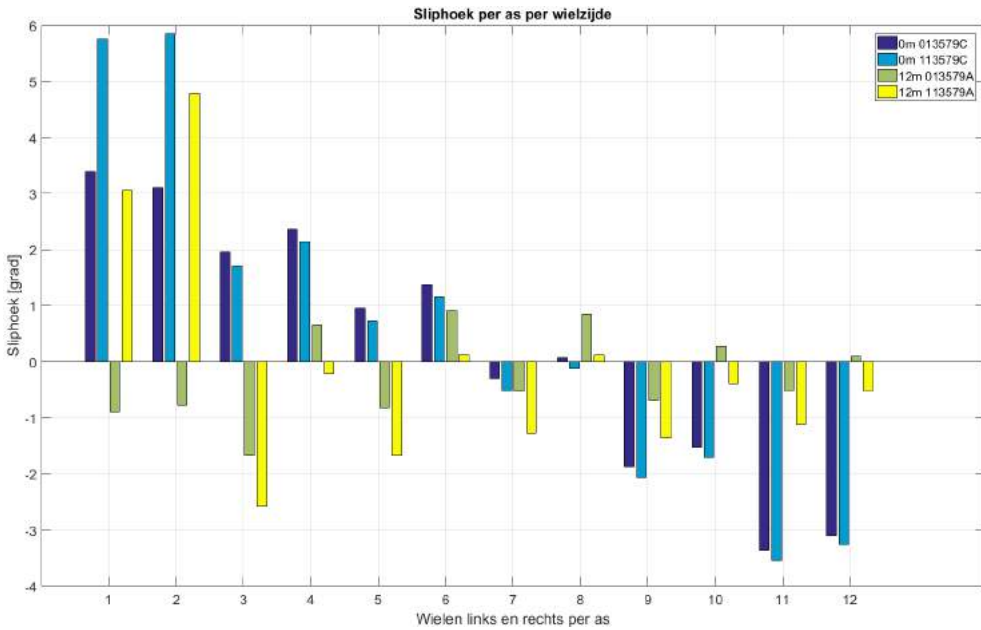
Figuur D.8: Aanpassen stuursnelheid.

Gecombineerde mogelijkheden

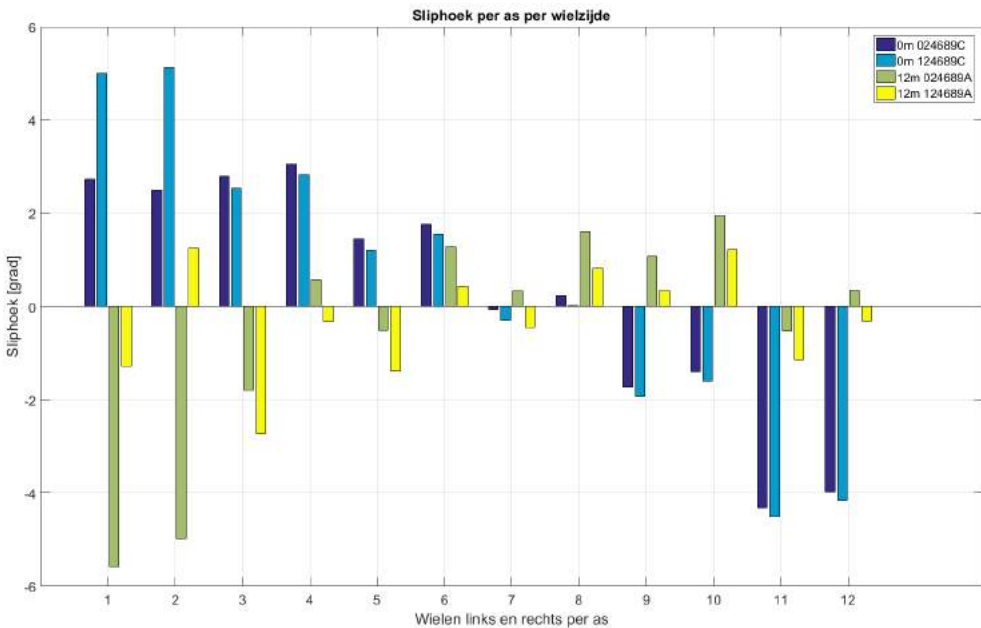
Aangezien het analysemiddel is ontstaan uit de vraag naar kennisopbouw, is er voor gekozen ook het gecombineerde effect van de opties te onderzoeken. Hierbij worden de twee mogelijke sturingen, zoals aangegeven bij de eerste optie, bekeken, zie figuur D.9. Voor de eerste sturing wordt geen positief resultaat gevonden, maar voor de tweede sturing geeft het beeld bij 12 meter aan dat nog verder uitschuiven zal resulteren in een verbeterd resultaat voor een gecombineerde aanpassing aan het stuursysteem. In figuur D.10 is dit duidelijker weergegeven door de resultaten voor de vier mogelijke varianten per uitgeschoven lengte te laten zien.

D.6 Conclusie

Door het uitschuiven van een oplegger verplaatst het draaipunt van de combinatie naar voren ten opzichte van het draaipunt van de oplegger. Hierdoor worden de banden van de eerste assen naar mate verder wordt uitgeschoven meer naar buiten geduwd, terwijl de banden van de achterste assen meer naar binnen worden getrokken. In de diagrammen zou een lijn die de staven verbind door het uitschuiven dus tegen de klok in roteren ten opzichte van het midden. Door verhogen van snelheid is een toename in laterale krachten nodig in de richting van de bocht. De slijphoeken worden hierdoor meer negatief, oftewel een verticale verplaatsing naar beneden van de staven. Aan deze laatste kan weinig worden gedaan, dus een aanpassing aan het stuursysteem om de bandenslijtage te verlagen kan het best worden ontworpen met als doel het te niet doen van het uitschuifeffect. Hiervoor zijn twee mogelijke mechanische oplossingen onderzocht en beide, het aanpassen van de sturing van de eerste as of het aanpassen van de stuursnelheid, bieden mogelijkheden tot het bereiken van het doel.

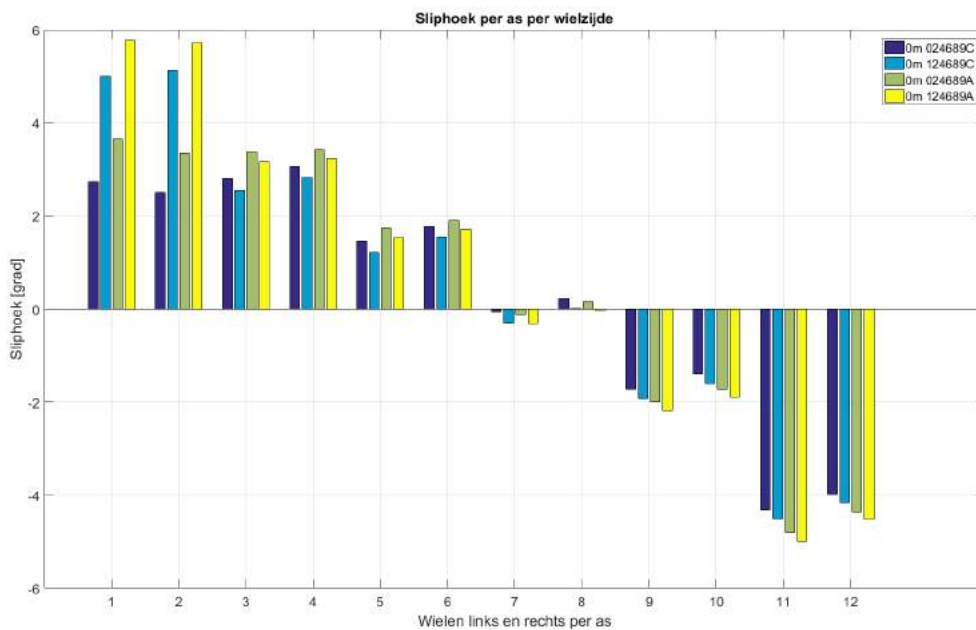


(a) Buitenstraat van 25 meter.

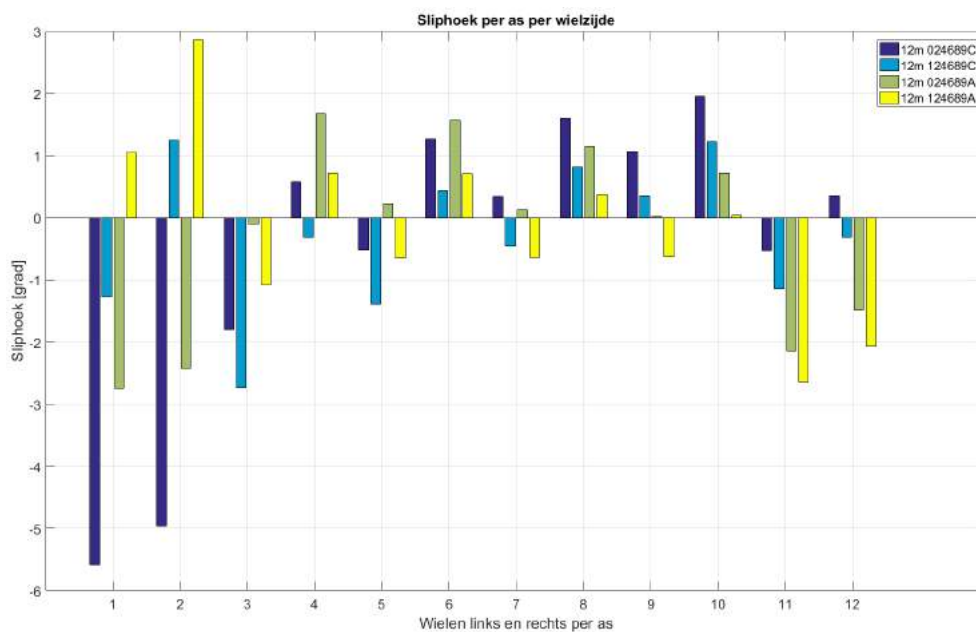


(b) Buitenstraat van 25 meter.

Figuur D.9: Aanpassen stuursnelheid en sturing eerste as.



(a) Ingeschoven oplegger.

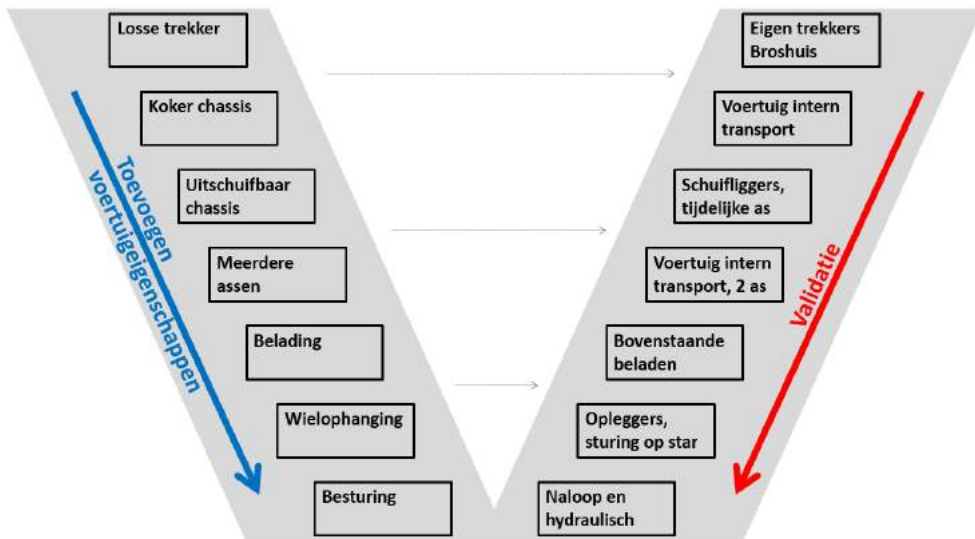


(b) 12 meter uitgeschoven oplegger

Figuur D.10: Aanpassen stuursnelheid en sturing eerste as.

D.7 Toekomst van analysemiddel

Zoals aangegeven aan het begin van deze bijlage, zijn exacte waarden voor een groot deel van de parameters in het model voorlopig niet nodig. In de toekomst kan het model echter verder worden uitgebreid om meer kennis te vergaren en uiteindelijk het voorspellen van het gedrag van nieuwe voertuigen. Hiervoor zijn deze exacte waarden wel nodig. Daarom moet het model stapsgewijs worden uitgebreid en per stap gevalideerd. Dit is weergegeven in een aangepast v-model, zie figuur D.11.



Figuur D.11: Uitbreiden detailniveau met bijbehorende validatiestappen.

E Berekeningen TISS

In deze bijlage worden de berekeningen van TISS besproken. Voor de lagering zijn enkele berekeningen uitgevoerd en ook voor de aandrijving is gekeken naar benodigde krachten en zelfremmendheid. Het grootste deel zal echter in gaan op de eindige elementen berekeningen (FEA).

E.1 Berekeningen lagering

Voor de gekozen lagerconstructies zijn enkele spanningen van belang, namelijk de oppervlaktespanning, gemiddelde lagerspanning en afschuifspanning van de pen. Bij de taats op het schuifstuk wordt buiging belangrijk. De oppervlaktespanning kan worden bepaald aan de hand van Hertz lijncontact berekeningen, de lagerspanning en afschuifspanning worden eenvoudig bepaald als gemiddelde spanning op een oppervlakte. Buigspanning kan worden benaderd met een ingeklemde balk met twee puntbelastingen.

Oppervlakte- en lagerspanning

De gemiddelde oppervlaktespanning van het lager, P_{mean} , wordt bepaald met vergelijking (E.1)¹⁰. Hierin worden de breedte en de lengte van het contact aangegeven met respectievelijk b en l , de belasting wordt aangegeven met kracht F . De breedte van het contact wordt gevonden door gebruik te maken van een effectieve radius, R_{eff} , en een effectieve elasticiteit, E_{eff} . De eerste wordt bepaald met de radius van de pen, r_1 , en de negatieve binnenradius van het lager, r_2 . De tweede wordt bepaald aan de hand van de elasticiteit, E_i , en dwarscontractiecoëfficiënt, ν_i , van de materialen.

$$P_{\text{mean}} = \frac{F}{2b \cdot l} \quad (\text{E.1})$$

¹⁰Van Beek, A. (2012). *Advanced Engineering Design - Lifetime Performance and Reliability*. 5th ed. Delft: TU Delft. pp. 233-239.

$$\begin{aligned} \text{waar} \quad b &= 2 \cdot \sqrt{\frac{2}{\pi}} \cdot \sqrt{\frac{F}{l}} \cdot \sqrt{\frac{R_{\text{eff}}}{E_{\text{eff}}}} \\ \text{en} \quad R_{\text{eff}} &= \frac{1}{\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}} \\ E_{\text{eff}} &= \frac{1}{\frac{(1-\nu_1^2)}{2E_1} + \frac{(1-\nu_2^2)}{2E_2}} \end{aligned}$$

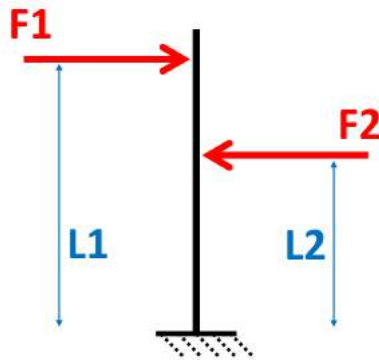
De lagerspanning wordt bepaald door de kracht te delen door het geprojecteerde oppervlakte van de pen, vergelijking E.2. Deze spanning zal eerder de beperkte factor zijn dan de oppervlaktespanning, aangezien de oppervlaktespanning laag zal zijn door de relatieve stijfheden en een hoge conformiteit van het contact. Uiteindelijk wordt gevonden dat pennen met een diameter van 40 millimeter voor alle scharnierpunten voldoen. De kunststof lagering wordt gevormd door twee aparte bussen met een flens, een dikte van 5 en een lengte van 30 millimeter.

$$\sigma_{\text{lager}} = \frac{F}{d_1 \cdot l} \quad (\text{E.2})$$

Pen- en taatsberekening

Voor de scharnierpennen zelf is het zeer gunstig wanneer deze voornamelijk op afschuiving wordt belast en niet zo zeer op buiging. Voor de taats is een poging gewaagd vanaf de bovenkant een ondersteuning naar de onderkant te creëren. Hiervoor is ook een eindige elementen model opgesteld, maar het blijkt dat de ruimte te beperkt is om dit mogelijk te maken. Daarom worden de pennen op afschuiving bepaald en de taats op een combinatie van afschuiving en buiging.

Een buigberekening wordt als eerste gebruikt om de minimale afmeting te bepalen. Hierbij wordt aangenomen dat de krachten als puntlasten op het midden van het contact loodrecht op de balk staan, zie figuur E.1. Vervolgens kan r_{min} onderaan en ter hoogte van de tweede belasting worden bepaald aan de hand van vergelijking E.3. Doordat de krachten verdeeld zouden zijn in plaats van een puntlast, wordt aangenomen dat de radius die gevonden wordt ter hoogte van de tweede belasting voldoende is voor de gehele contactlengte.



Figuur E.1: Ingekleemde balk voor een taatsberekening.

$$\begin{aligned}
 I &= \frac{1}{4}\pi r^4 \\
 h &= r \\
 \frac{I}{h} &= \frac{1}{4}\pi r^3 \\
 \sigma_{\max} &= \frac{M \cdot h}{I} = \frac{4M}{\pi r^3} \\
 r_{\min} &= \left(\frac{4M}{\pi \sigma_{\max}} \right)^{\frac{1}{3}}
 \end{aligned} \tag{E.3}$$

Uit statica volgt dat de momenten van de gevraagde locaties gevonden worden volgens vergelijkingen E.4 en E.5, waarbij de eerste geldt onderaan de taats en de tweede ter hoogte van de tweede belasting.

$$M_1 = F_1 L_1 - F_2 L_2 \tag{E.4}$$

$$M_2 = F_1 \cdot (L_1 - L_2) \tag{E.5}$$

De taats komt vervolgens uit op een diameter van 70 millimeter, onderaan uitlopend naar 110. De lagering krijgt een hoogte van 35 millimeter en een dikte van 6 millimeter. Er wordt wederom een flens toegevoegd. De gekozen diameter voor de lagering van de andere scharnierpunten geven voldoende sterkte voor de afschuiving van de pennen.

E.2 Eindige elementen model

Met handberekeningen kunnen schattingen worden gemaakt van optredende spanningen in de verschillende onderdelen. Het samenspel van de gehele constructie om de belastingen op te vangen is echter aan de hand van eindige elementen berekeningen onderzocht. Het gebruikte model zal de praktijk zo goed mogelijk moeten benaderen.

Opbouw van het model

Er wordt alleen gebruik gemaakt van het model van de koppelingsplaat met de daarop geplaatste TISS constructie. De cilinders worden niet meegenomen, de draaikrans niet en ook het chassis van de oplegger wordt achterwege gelaten. Lassen worden ook niet gemodelleerd, platen worden tegen elkaar geplaatst. Waar grote oppervlaktes over elkaar liggen, kan bij een gedetailleerde berekening de verbonden oppervlakte worden verkleind door gebruik te maken van verbindende contacten aan de buitenranden en vrije contacten in de tussenliggende ruimte.

Contacten

Voor de scharnierpunten zijn pennen en lagers gemodelleerd. De lagers krijgen voor de eerste berekeningen, waarbij vooral naar de stangen en de omliggende constructie wordt gekeken, hetzelfde materiaal als de rest van de constructie. Door de onderdelen wel los te modelleren, kan met het toevoegen van contacten en toewijzen van vernieuwde eigenschappen snel naar een dieper niveau van de berekening worden geschakeld. Bij de eerste berekeningen zijn de buitenkanten van de lagers vastgezet aan de bussen, de binnenkant heeft een contact met de pen. Wrijving kan in het gebruikte FEM pakket niet worden toegevoegd. Tussen de pennen en de stangen is geen contact gedefinieerd, maar worden vastgezet aan elkaar. Hierdoor is de pen te modelleren met een eenvoudig rond stafmateriaal. Voor uitgebreid onderzoek van een pen kan beter een losse berekening worden opgezet. Het schuifstuk heeft wel vanaf de eerste berekening contact met de geleiding, verbinden heeft hier een te grote invloed op de resultaten. De contactvlakken worden wel eerst als aanliggende vlakken gemodelleerd om de berekening sneller te maken. Later kan bouwspeling worden toegevoegd.

Randvoorwaarden

Een standaard oplegger wordt scharnierend verbonden met de oplegger door gebruik te maken van een kingpin waar de koppelschotel omheen kan draaien. Bij een gestuurde oplegger wordt dezelfde verbinding gebruikt, maar de rotatie wordt verplaatst naar een draaikrans door een wig in de koppelschotel te plaatsen. Bij een

gestuurde oplegger draait daardoor de gehele koppelingsplaat ten opzichte van het chassis van de oplegger, axiaal en radiaal ondersteund door de draaikrans.

Om dit in de berekeningen op te benaderen, wordt allereerst een pin constraint geplaatst bij de kingpin. Deze kan vrij roteren en is vrij in axiale verplaatsing. Deze laatst genoemde richting wordt vastgezet op de rand waar de draaikrans zit gemonteerd. Roteren wordt tegengegaan door een veer te bevestigen aan het blokje dat de wig heeft vervangen. Deze veer werkt alleen in dwarsrichting en de stijfheid wordt aangenomen als 10 ton per millimeter, zodat de rotatie niet te groot wordt. Na een eerste resultaat kan er eventueel worden bijgesteld. De langs- en dwarsrichting op de bevestiging van de draaikrans worden vrij gelaten, aangezien de cilinders vooral een rotatie zullen opwekken en de beide translaterende bewegingen zullen worden afgezet richting de pin constraint van de kingpin.

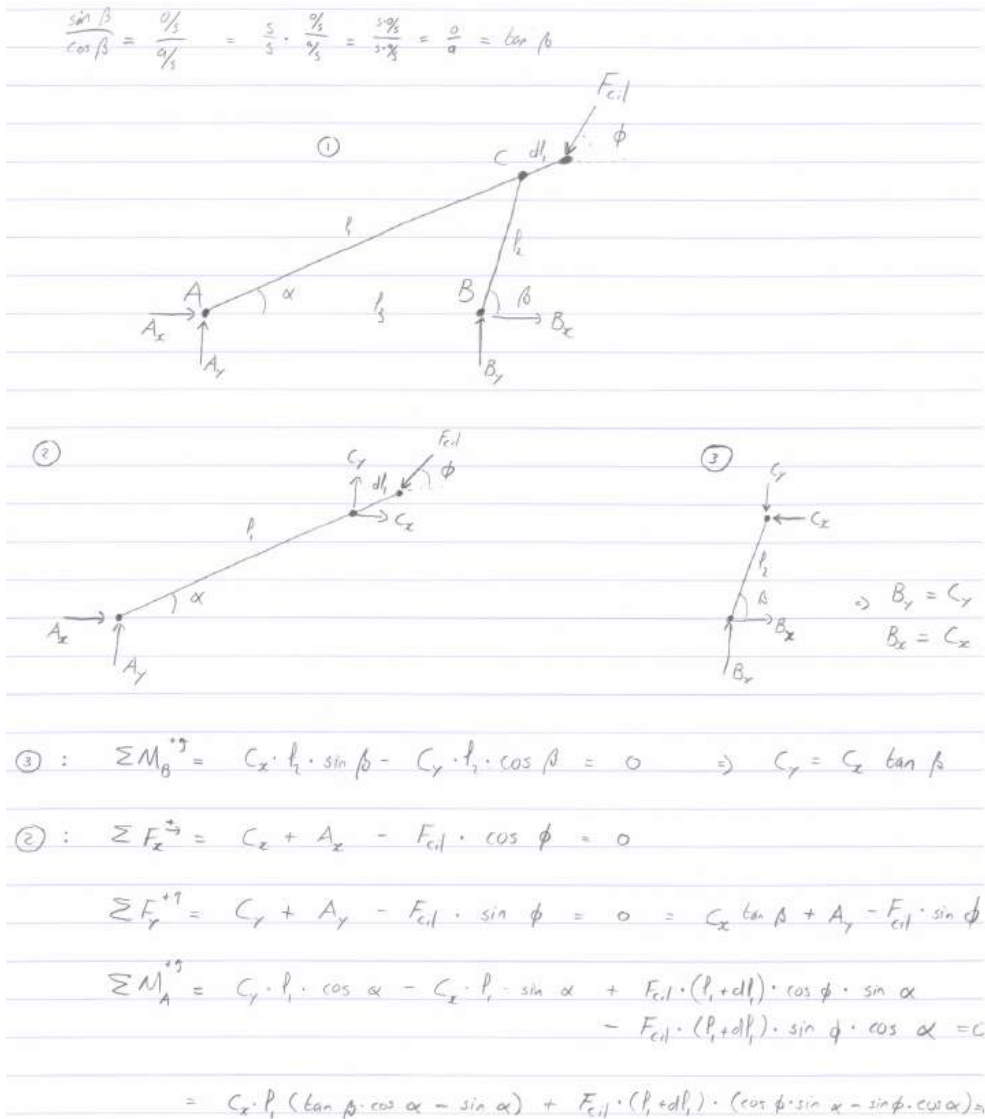
Het schuifstuk zelf moet ook nog worden vastgezet. De aandrijving wordt in de berekeningen niet meegenomen, dus er is een alternatief nodig. Hiervoor wordt wederom gebruik gemaakt van een veer. Zo wordt er niet onnodig extra stijfheid toegevoegd, wat wel zou gebeuren als een hele rand of vlak wordt vastgezet met een constraint. De stijfheid wordt eerst aangenomen met 5 ton per millimeter. Ook bij deze veer kan er na een eerste resultaat worden bijgesteld.

Krachten

In hoofdstuk 6 is reeds bepaald welke krachten er optreden bij het rondsturen en een verschildruk van 150 bar. In figuur E.2 is de achterliggende berekening weergegeven in een basis VLS, een opgedeeld VLS en de geldende statica vergelijkingen. De cilinderkrachten worden direct op de pennen geplaatst, op het contactvlak van het lager in de cilinderkop. Het is bekend wanneer de grootste krachten in de constructie komen. De stuurhoeken kunnen worden omgezet in een hoek van de kracht ten opzichte van de constructie, zoals weergegeven in tabel 3.

Sturing	Max. belast scharnierpunt	Articulatiehoek [°]	Hoek cilinder druk [°]	Hoek cilinder trek [°]
A sturing	Scharnierpunt B	80	112.7	-50.04
	Scharnierpunt A	40	64.43	-15.6
C sturing	Scharnierpunt B	80	112.2	-50.01
	Scharnierpunt A	-40	16.12	63.26

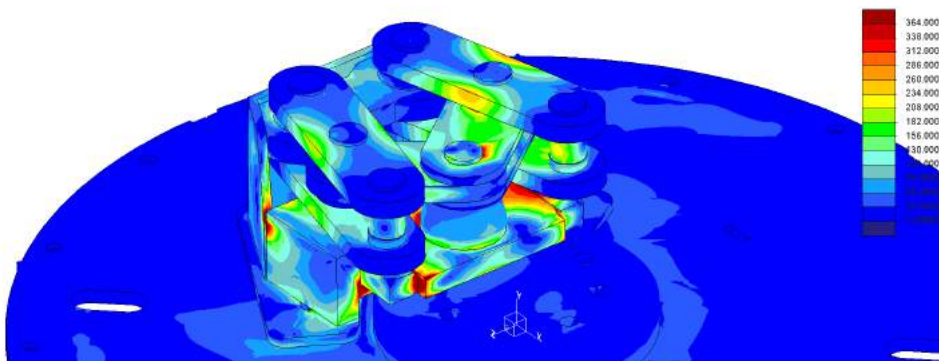
Tabel 3: Hoeken van de cilinders voor maximale belasting.



Figuur E.2: Afleiding van de krachten van de scharnierpunten.

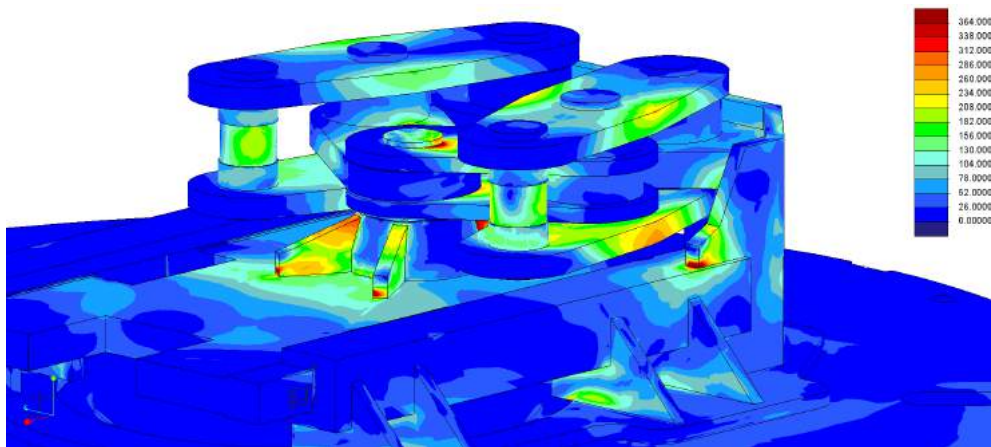
E.3 Eindige elementen resultaten

De eerste afmetingen voor de armen zijn geschat aan de hand van druk en trek belasting. De verbindende plaat wordt van enkele hoeken voorzien om een stevig verband te creëren en binnen een bepaalde straal ten opzichte van de kingpin te blijven. Vervolgens wordt de slede geleid tussen twee U vormen welke binnen de kwart cirkel aan beschikbare ruimte blijven. Uit een eerste vergelijking blijkt dat de maximale belasting op punt B voor de A sturing zorgt voor de hoogste spanningen. Deze zal daarom in de figuren worden gebruikt. Spanning wordt weergegeven in [MPa] op een schaal van 0 tot 364. Vervorming wordt weergegeven in [mm], de schaal hangt af van de maximale vervorming. Uit de eerste berekening blijkt dat de slede meer ondersteuning nodig heeft, vooral in lengte, zie figuur E.3. Daarom wordt gekeken of het mogelijk is de geleiding ook aan de andere kant van de kingpin te plaatsen, bij voorkeur over de gehele lengte om moeilijkheden met uitlijning tijdens productie te voorkomen. Figuur E.4 laat zien dat het een significant positief effect heeft op het spanningsbeeld. De afschoring van de U vormen kan zeer eenvoudig worden uitgevoerd. Om voldoende ruimte boven de slede te houden voor de cilinders, worden de stangen platter en met name in het midden breder gemaakt. Rondom de taats zijn schoren geplaatst voor een betere overgang van taats naar slede.

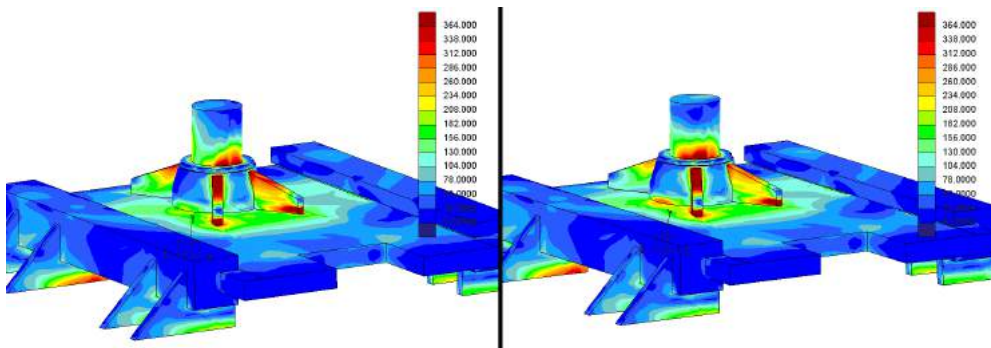


Figuur E.3: Spanningsbeeld voor de eerste opzet van het systeem [MPa].

In de belasting van de taats is weinig verschil op te merken tussen het opdelen van één van de stangen vanaf de hoofdstangen, terwijl de ander tussen de twee delen invalt, of wanneer beide stangen boven elkaar worden geplaatst, zoals te zien in figuur E.5.

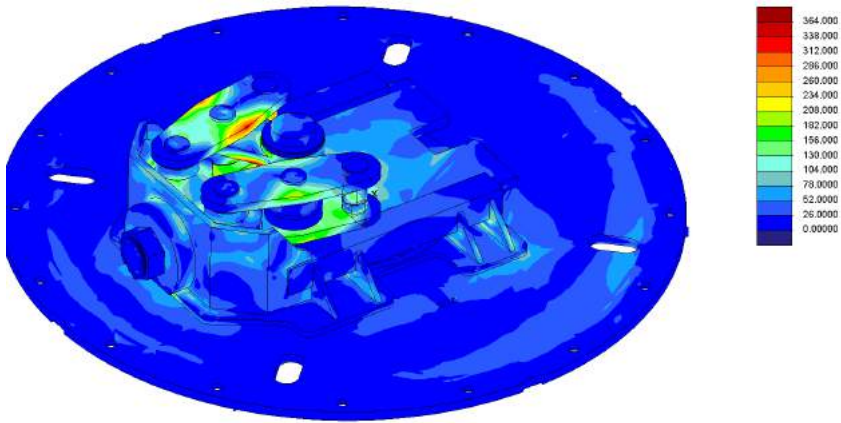


Figuur E.4: Spanningsbeeld na verlengen geleiding slede [MPa].

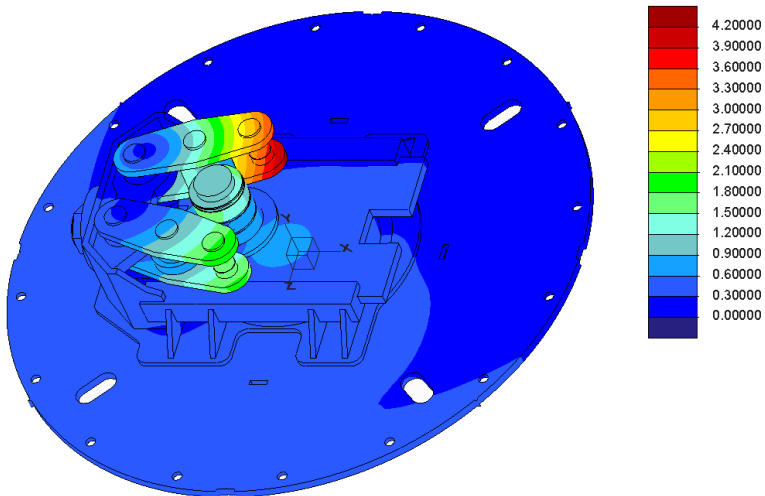


Figuur E.5: Vergelijking in belasting van de taats [MPa].

Voor lagering en productie is het eenvoudiger beide boven elkaar te plaatsen, waardoor wordt gekozen die opstelling toe te passen. Na de handberekening wordt de taats op de benodigde afmeting gebracht. De schoren worden vervangen door een schijf, welke lokaal de stijfheid van de slede verhoogt. Na enkele iteraties wordt een uiteindelijk rekenmodel verkregen. Het uiteindelijke beeld voor de Von Mises spanning is weergegeven in figuur E.6, de totale vervorming in figuur E.7. De stangen zullen van een hogere sterkte staal worden gemaakt, aangezien deze niet voldoen aan de veiligheidsfactor twee, terwijl wordt voldaan aan de eis voor maximale de vervorming. Het rekenmodel kan vervolgens worden omgezet in een productiemodel, waarbij gecontroleerd moet worden of de aanpassingen geldig blijven voor de berekeningen.



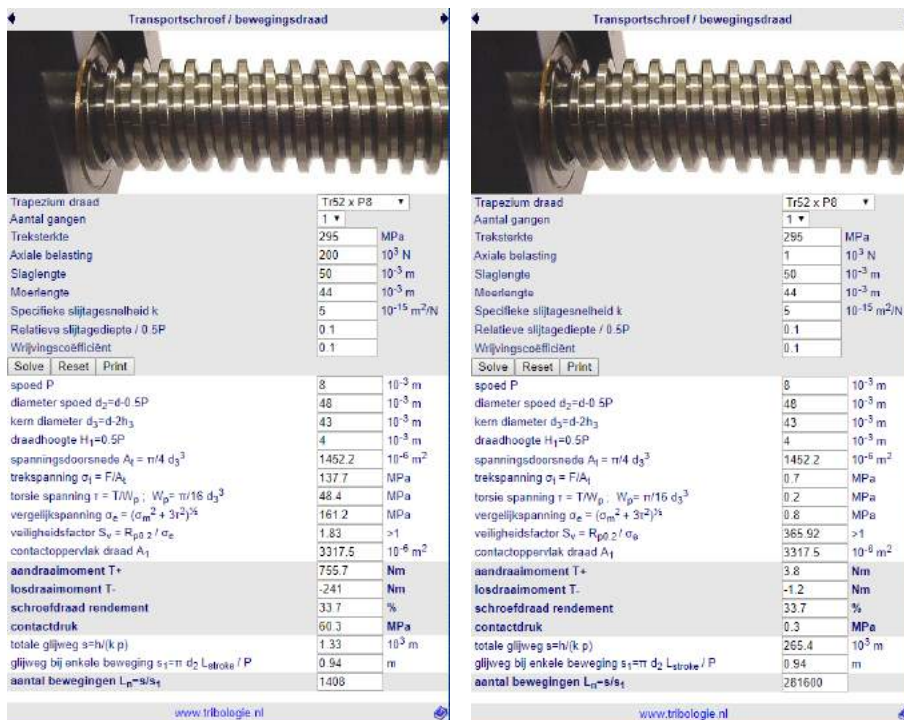
Figuur E.6: Spanningsbeeld voor het uiteindelijke model [MPa].



Figuur E.7: Vervorming van het systeem onder last [mm].

E.4 Krachten van en voor aandrijving

De aandrijving moet de kracht welke in langsrichting op het schuifstuk staat opvangen. Deze kracht bepaald de minimale diameter van de spindel. Er wordt gebruik gemaakt van trapeziumdraad. Online kan een calculator worden gebruikt voor het berekenen van trapeziumdraad constructies¹¹. De spindel die volgens de calculator zal voldoen, zie figuur E.8, heeft een diameter van 52 millimeter. De dichtstbijzijnde standaardafmeting is echter 50 millimeter, met dezelfde spoed. In figuur E.8(a) wordt de maximale belasting berekend, in figuur E.8(b) is de belasting voor de ruststand aangegeven: het voertuig staat niet gestuurd en het hydraulisch systeem heeft een volledige voorspanning van 30 bar.



(a) Maximaal belast.

(b) Voorspanning.

Figuur E.8: Berekeningen voor de spindelaandrijving¹¹.

¹¹www.tribologie.nl (2017). *Transportschroef / bewegingsdraad*. [online] Beschikbaar: <http://www.tribologie.nl/sub24.htm> [Bezocht: 5 december 2017]

Uit de resultaten voor de belaste situatie blijkt dat voor actief aansturen veel kracht nodig is en er maar een klein aantal bewegingen mogelijk zijn tot de maximale slijtage is bereikt. Actief aansturen wordt dus lastig. Wel is te zien dat het losdraaimoment negatief is, zowel belast als bij voorspanning. Het systeem is dus zelfremmend. De benodigde kracht voor bediening onder voorspanning is laag, waardoor handbediening mogelijk is. De totale benodigde kracht hangt echter niet alleen af van de aandrijving, ook de wrijving in de schuifslide en de scharnierpunten moet worden overwonnen, zie vergelijking E.6. De inbouw lengte van de cilinder is voor de sturingen nagenoeg gelijk, waardoor wordt aangenomen dat de wrijving van de cilinder niet hoeft te worden overwonnen. Voor de wrijving van de slede wordt een waarde aangenomen voor gesmeerd staal op staal contact, $\mu = 0.15$, voor de lagering een waarden van $\mu = 0.10$. Ook wordt een veiligheidsfactor van twee aangehouden.

$$\begin{aligned}F_N &= PA \\F_{\text{wrijving}} &= \mu F_N = \mu PA\end{aligned}\tag{E.6}$$

Het totale aandraaimoment dat geleverd moet worden door de gebruiker is 17.5 Nm. Deze waarde is haalbaar voor een persoon alleen.

F Kostenanalyse

Naast de technische haalbaarheid is de economische haalbaarheid ook erg van belang. Het moet mogelijk zijn het systeem aan te bieden voor een prijs die de klant terug kan verdienen en die de kosten voor ontwikkeling en productie kan dekken.

Voor de kostenanalyse worden drie groepen gedefinieerd. Ten eerste is er het onderhoud zelf. Hierbij is geen rekening gehouden met stilstand van het voertuig tijdens de onderhoudswerkzaamheden, aangezien het in deze branche minder vanzelfsprekend is dat alle voertuigen fulltime worden ingezet. Ten tweede is er het systeem aan de voorzijde dat als optie kan worden geleverd. De derde groep is voor het vernieuwde stuursysteem aan de achterzijde, welke de nieuwe standaard wordt voor onafhankelijke wielophanging.

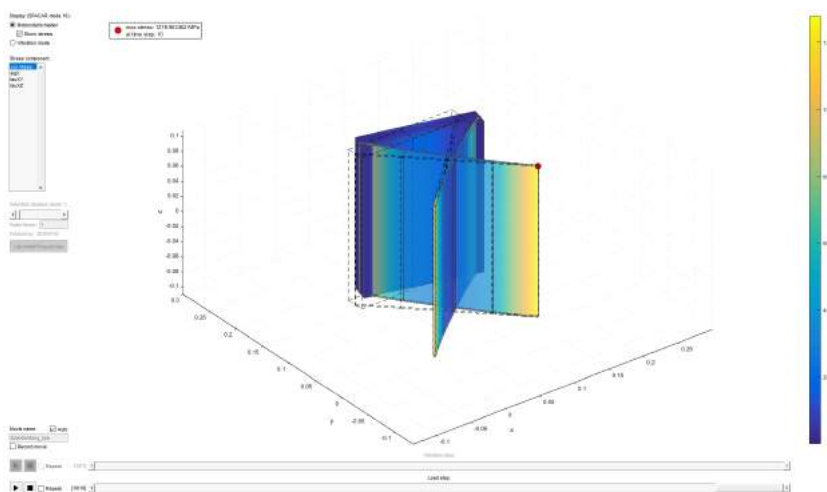
De grootste winst in slijtage wordt behaald door het wegnemen van de ongewenste sturing tijdens rechttuit rijden op verschillende rijhoogtes, aangezien het systeem hier een continu slijtage proces wegneemt. Voor het systeem aan de voorzijde is het lastig een nauwkeurige beschrijving van de impact te geven. Uit het overzicht is echter op te maken dat het systeem financieel aantrekkelijk wordt wanneer er meer dan 12 bandwisselingen kunnen worden uitgespaard, wat bij een zes as oplegger reeds wordt behaald als er eenmaal wisselen van drie assen wordt uitgespaard over het leven van de oplegger.

- Onderhoud bandenwissel
 - Nieuwe band incl. arbeid: €200,-
- TISS
 - Meerprijs constructie t.o.v. huidig: €1500,-
 - Meerprijs arbeid: €750,-
- Achterzijde
 - Meerprijs constructie: €300 per as
 - Meerprijs arbeid: €120,- per as

G Elastisch scharnier

Elastische scharnieren zijn flexibele elementen die onderhoudsvrij zijn, voorspelbaar gedrag bezitten en nauwkeurig kunnen worden aangestuurd. Binnen de Universiteit Twente is een groep bezig met dit type scharnier. Enkele bouwstenen zijn hier ontwikkeld, waarmee mechanismen kunnen worden samengesteld. Voor een enkele rotatie graad van vrijheid is een kruisopstelling van twee bladveren voorgesteld. De groep heeft hierbij een programma opgezet waarmee eenvoudig deze opstelling kan worden doorgerekend, om een indicatie te geven over de toepasbaarheid van het scharnier.

Voor het huidige project is uitgegaan van de kracht die afkomstig is van de cilinder. Hierbij wordt aangenomen dat twee scharnieren de kracht opvangen, per scharnier dus 100 kN. Deze kracht zal niet altijd recht op het scharnier werken, doordat het mechanisme tijdens het sturen verdraait ten opzichte van de cilinder. De kracht wordt onder een kleine hoek, 5 graden, gezet om het effect hiervan direct mee te nemen. Het scharnier is 200 mm hoog en 3 mm dik. In figuur G.1 is te zien dat de maximale spanning oploopt tot boven 1200 MPa. Dit is erg hoog. Ook de vervorming is erg groot, wat betekent dat er actief zal moeten worden aangestuurd om daar voor de compenseren. De afmetingen zullen nog moeten toenemen om de spanning te laten afnemen, waardoor zowel uit mechanisch oogpunt als voor de aansturing dit niet een haalbaar concept wordt geacht.



Figuur G.1: Spanningsbeeld voor het elastisch scharnier.

Dankwoord

Op een paar dagen na is het drie jaar geleden dat ik mijzelf ingenieur Spoelhof mocht gaan noemen. De grote vraag is dan, verder met een academische carrière of het bedrijfsleven in? Timo Meinders wist van mijn twijfels en kwam met een alternatief: PDEng. Een mix tussen beide door in twee jaar bestaande en nieuwe kennis toe te passen op een praktisch probleem. Na een periode van regelen en afspraken voor een opdracht, mocht ik in februari 2016 van start.

Ik wil hierbij Broshuis heel erg bedanken voor de kans die ze mij hebben gegeven en het vertrouwen dat ik hiervoor heb gekregen. Ook ben ik erg blij dat het einde van de PDEng niet mijn einde bij Broshuis betekent, maar dat ik mij mag blijven vermaken in de mooie wereld van de opleggers. In het bijzonder wil ik Richard bedanken voor het initiëren van het project en het verzorgen van de benodigde zaken, en Wim voor de fantastische begeleiding en ondersteuning. Daarnaast heb ik veel gehad aan de ideeën en de vrijheid die ik van je heb gekregen. Dik Schipper, hartelijk dank voor de begeleiding vanuit de universiteit met de vlotte bijeenkomsten waarin we in korte tijd veel hebben besproken, geregeld en klaargemaakt voor de weken tot de volgende bijeenkomst. Erg prettig en ook vanuit deze kant met veel vrijheid. Peter Jansen wil ik bedanken voor het regelen van de administratieve zaken en het altijd vlot en adequaat reageren op vragen en het organiseren van de gemeenschappelijke activiteiten voor de PDEng studenten. Erg jammer dat het idee van de Blackboard pagina niet heeft uitgedaan zoals we hadden gehoopt.

Natuurlijk wil ik ook mijn collega's bij Broshuis bedanken. Ondanks de positie als buitenbeentje heb ik dat totaal niet zo ervaren. Dank voor de interessante discussies onder werktijd en ook zeker de bijzondere discussies en verhalen tijdens de pauzes. In het bijzonder wil ik mijn directe collega's van de innovatie afdeling, Bertus, Leon, Paul en de stagiairs bedanken voor de input en de gezelligheid. Ik heb veel gehad aan de brainstormsessies en praktische info, en terugkomen bij je bureau waar net een vers kopje koffie en thee is neergezet, is natuurlijk erg prettig. En Paul, samen met Ad en Ruben, dank voor de vrijdagmiddagborrels voor de nodige afleiding. Ronald, dank voor het bedenken en ontwerpen van de omslag, dat had ikzelf bij lange na niet zo mooi kunnen krijgen. Ook wil ik Erik Haveman hartelijk bedanken. Dankzij jou heb ik enorm veel kennis opgedaan over het stuurgedrag van de opleggers en ook over hoe er in de praktijk gewerkt wordt met de opleggers. De telefoontjes als er weer eens gereden werd op de cirkel en vervolgens de discussie over wat we nou zagen gebeuren en hoe we dat konden verklaren heb ik ook zeer gewaardeerd.

In deze wil ik ook Willem Hartman van de RDW bedanken voor het deelnemen aan deze discussies en het geduld om naast de officiële testrondjes nog een paar extra rondjes te maken voor de wetenschap. De laatste zeer gewaardeerde collega die ik zeker wil noemen is Melanie van Beek. Onze gezamenlijke schrijfsessies waren natuurlijk niet altijd even productief, maar de gezelligheid en goede, open gesprekken waren top! Het was heel fijn om de moeilijke laatste periode gedeeld te kunnen hebben met iemand die in hetzelfde schuitje zat. Ik hoop dan ook dat we op één of andere manier af en toe kunnen blijven samenwerken.

Commissieleden, erg bedankt dat jullie dit werk hebben willen lezen en beoordelen. Igo Besselink, ik wil u tevens bedanken voor het beschikbaar stellen van het simulatiemodel vanuit de TU/e. Ik heb hier veel van geleerd en met veel plezier mee gewerkt. Ik hoop het nog verder uit te mogen bouwen.

Dan zijn er nog de medestudenten van de PDEng en cursussen, dank voor de leuke colleges, gesprekken over de PDEng of PhD, gedeelde problemen en andere (on)zinnigheden.

Vrienden, van de Steeksleutels, Incapabel tot oud huisgenoten, heel erg bedankt voor de interesse, maar vooral de afleiding in de vorm van een biertje doen, quizen of wat dan ook. Dank ook voor het af en toe aanhoren van mijn gezeur en (iets te) bijdehante woordgrappen, al geldt dit ook voor sommige collega's.

Als laatste mijn familie, bedankt voor de steun, interesse en bemoedigende woorden.