

OMROL VAN VELDVOERTUIE

deur

BAREND PETRUS UYS

'n Verhandeling voorgelê ter vervulling van 'n deel
van die vereistes vir die graad

**Magister in Ingenieurswese
(Meganiese Ingenieurswese)**

in die

FAKULTEIT INGENIEURSWESE, BOU-OMGEWING EN
INLIGTINGSTEGNOLOGIE (IBIT)

UNIVERSITEIT VAN PRETORIA

Pretoria

April 2007

Opsomming

Titel:	Omrol van Veldvoertuie
Outeur:	BAREND PETRUS UYS
Studieleier:	Dr. P.S. Els
Departement:	Meganiese en Lugvaartkundige Ingenieurswese Universiteit van Pretoria
Graad:	Magister in Ingenieurswese (Meganiese Ingenieurswese)

Die doel van die navorsing wat in hierdie verslag bespreek word, was om ondersoek in te stel na die omrolgedrag van veldvoertuie. Die studie is gedoen deur gebruik te maak van 'n Land Rover Defender 110 sport nutsvoertuig as eksperimentele voertuig, en ADAMS View as sagteware pakket.

Die sogenaamde “vishoektoets” is met die basislynvoertuig uitgevoer. Daar is korrelasie verkry tussen die data wat tydens die toetse opgeneem is, en 'n volledige drie-dimensionele model van die voertuig in ADAMS View. Die basislynsuspensie op die voertuig is vervolgens vervang met 'n vier toestand semi-aktiewe hidropneumatiese suspensiestelsel of 4S₄. Die toetse is herhaal, en korrelasie verkry tussen die toetsdata en die rekenaarmodel. Die rekenaarmodel, met die basislyn suspensiekarakteristieke vervang met die hidropneumatiese suspensiekarakteristieke, is teen hierdie toetsdata geverifieer.

Die rekenaarmodel is na korrelasie gebruik om te bepaal watter veer- en demperstellings die effektiëfste sal wees om omrol te voorkom. Verder is die model ook gebruik om die effek van rithoogteverlaging op omrolgeneigdheid te bepaal. Die hoeveelheid wat die wiele oplig, is as norm vir omrolgeneigdheid gebruik. Ander parameters, soos giersnelheid, rolsnelheid en rolhoek is ook ondersoek.

Uit die studie is dit duidelik dat die 4S₄, met die moontlikheid van verstelling aan rithoogte, sinvol aangewend kan word om omrolgeneigdheid te verminder.

Sleutelwoorde: veldvoertuig; omrol; vishoektoets; veer- en demperkarakteristieke; vier toestand semi-aktiewe suspensiestelsel; suspensie; ADAMS; simulاسie.

Summary

Title:	Rollover of Off-road Vehicles
Author:	BAREND PETRUS UYS
Study Leader:	Dr. P.S. Els
Department:	Mechanical and Aeronautical Engineering, University of Pretoria
Degree:	Master of Engineering (Mechanical Engineering)

The study presented here investigates the rollover behaviour of off-road vehicles. To achieve the goals of this study, a Land Rover Defender 110 sports utility vehicle (SUV) was used as test vehicle, with ADAMS View as simulation software.

The so-called “Fishhook test” was performed with the baseline vehicle. The three dimensional vehicle model was validated against track test data. The baseline suspension on the vehicle was replaced with a hydro-pneumatic, four state, semi-active suspension system, or 4S₄, both on the vehicle and in the software model. The tests were repeated, and simulation results were correlated against test results.

The correlated computer model was used to determine the spring and damper settings that would be most effective in reducing rollover propensity. The effect of ride height on rollover propensity was also researched. The amount of wheel lift was used as measure of rollover propensity. Other parameters, such as yaw velocity, roll velocity and roll angle were also investigated.

This study indicated that the 4S₄, with the ability of ride height adjustment, can effectively be used to reduce rollover propensity of an off-road vehicle.

Keywords: off-road vehicle; rollover; fishhook test; spring and damper characteristics; four state semi-active suspension system; suspension; ADAMS; simulation.

Erkenning

- Ons Hemelse Vader.
- My studieleier, Dr. Els vir sy ondersteuning, insig en entoesiasme.
- Mamma, vir deurlopende ondersteuning, onderskraging en aanmoediging.
- Michael Thoresson vir die vele hulp met ADAMS.
- Rudolf Bester, vir al die hulp met Matlab.
- Tannie Zona vir die taalversorging van die verslag.
- Marinda, vir al jou liefde en ondersteuning.

Inhoudsopgawe

Opsomming.....	ii
Summary.....	iv
<i>Erkenning</i>	v
<i>Lys van Simbole</i>	ix
<i>Lys van Afkortings</i>	xi
<i>Terminologie</i>	xii
<i>Lys van Figure</i>	xxiii
<i>Lys van Tabelle</i>	xxvii
1 Inleiding	1
2 Literatuurstudie	2
2.1 Statistiek oor omrol-ongelukke	2
2.2 Dinamiese meganisme van omrol	3
2.2.1 Eenvoudige teoretiese analise van omrol.....	3
2.2.1.1 Die effek van veerstyfheid	3
2.2.1.2 Die effek van verstelling aan rithoogte	5
2.2.2 Omrolgedrag en omroltoetse	9
2.3 Simulasie van omrol	14
2.4 Bestaande omrolvoorkomingstegnieke	18
2.5 Navorsing deur die NHTSA	22
2.5.1 Inleiding.....	22
2.5.2 Geleidelik-toenemende stuurinset-toets.....	23
2.5.3 NHTSA-vishoek	24
2.6 Gevolgtrekking uit literatuurstudie	25
3. Eksperimentele werk	28
3.1 Eksperimentele metodiek	28
3.2 Implementering	28
3.2.1 Die stuurinset.....	28
3.2.2 Die stuurrobot.....	31
3.2.3 Meet van wiellig	31
3.2.4 Rolweerdere	33

3.2.5	Installasie van die 4S ₄ -eenhede.....	35
3.3	Opneem van data	38
3.4	Resultate.....	38
3.5	Gevolgtrekking	41
4	<i>Die voertuigmodel.....</i>	<i>42</i>
4.1	Die model	42
4.1.1	Algemeen.....	42
4.1.2	Die stuurinset.....	44
4.1.3	Die suspensie	47
4.1.3.1	Voorste suspensie.....	47
4.1.3.2	Agterste suspensie.....	47
4.1.3.3	Die hidropneumatiese suspensie	48
4.1.4	Omrol-eienskappe van die model	50
4.2	Verifiëring van model	52
4.2.1	Die Bande	53
4.2.2	Die Basislynmodel.....	56
4.2.3	Die model met die 4S ₄	57
4.3	Gevolgtrekking	62
5	<i>Simulasieresultate.....</i>	<i>64</i>
5.1	Metodiek	64
5.2	Rolhoek	66
5.3	Rolsnelheid.....	70
5.4	Giersnelheid	72
5.5	Laterale versnelling.....	73
5.6	Wiellig	75
5.6.1	Vergelyking van wiellig	76
5.6.2	Wiellig links agter	78
5.6.3	Wiellig links voor	82
5.6.4	Wiellig regs agter.....	85
5.6.5	Wiellig regs voor	86
5.7	Samevatting van resultate vir die 4S₄ sonder verstelling aan rithoogte.....	88
5.8	Die effek van verstelling aan rithoogte teen 80 km/h.....	93
5.8.1	Rolhoek.....	93

5.8.2	Rolsnelheid	94
5.8.3	Giersnelheid.....	96
5.8.4	Laterale versnelling	97
5.8.5	Wiellig links agter	97
5.8.6	Wiellig links voor	98
5.8.7	Wiellig regs agter.....	100
5.8.8	Wiellig regs voor	100
5.8.9	Gevolgtrekking.....	102
6	<i>Gevolgtrekking</i>	104
7	<i>Verdere werk</i>	107
	<i>Bibliografie</i>	109

Lys van Simbole

Afrikaanse Simbole

A_o	Suieroppervlak
a_y	Laterale versnelling
$a_{y,30^\circ}$	Laterale versnelling by 'n stuurhoek van 30°
a_3	Pacjeka koëffisiënt a_3
a_4	Pacjeka koëffisiënt a_4
F	Krag
F_s	Statiese veerkrag
F_{veer}	Veerkrags wat na ADAMS View gestuur word
F_y	Laterale krag
F_{yi}	Laterale krag op bande binne in 'n draai
F_{yo}	Laterale krag op bande buite in 'n draai
F_{zi}	Vertikale krag op bande binne in 'n draai
F_{zo}	Vertikale krag op bande buite in 'n draai
g	Gravitasieversnelling
h	Hoogte van die massamiddelpunt
h_r	Hoogte van die rolsentrum
I_{xxs}	Roltraagheidsmoment
K_s	Vertikale styfheid van beide die regterkantse en linkerkantse vere
K_ϕ	Rolstyfheid van suspensie
M	Voertuigmassa
M_o	Momente om o
R	Radius van die sirkel wat gery word
R_ϕ	Rolaanwins van suspensie
r	Radius van beweging
s	Laterale afstand tussen die vere aan die regterkant en die linkerkant
t	Spoorwydte
t_0	Begintyd
$t_{0.55g}$	Tyd as 'n laterale versnelling van $0.55 g$ bereik word
v	Longitudinale voertuigsnelheid
V_o	Statiese gasvolume

x	Huidige posisie van suier
x_o	Beginposisie van suier
y	Laterale rigting
z	Vertikale rigting

Griekse Simbole

$\delta_{0.55g}$	Stuurwielhoek by 'n laterale versnelling van 0.55 g
ϕ	Rolhoek
γ	Gaskonstante vir politropiese samedrukking
μ	Wrywingskoeffisiënt
μ_k	Kinetiese wrywingskoeffisiënt
ω_x	Rolsnelheid

Lys van Afkortings

Afrikaanse Afkortings

DSF	Dempingskaalfaktor
GPS	Globale Posisioneringstelsel
GV	Gasvolume
ISO	Internasionale Standaard Organisasie
LA	Links Agter
LV	Links Voor
RA	Regs Agter
RV	Regs Voor
SSF	Statiiese Stabiliteitsfaktor
UP	Universiteit van Pretoria

Engelse Afkortings

ABS	Anti-Lock Brake System
ADAMS	Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems
APG	Aberdeen Proving Ground
CUMOAC	Consumers Union Modified Obstacle Avoidance Course
DRT	Dynamic Rollover Threshold
FMVSS	Federal Motor Vehicle Safety Standards
IAVSD	International Association for Vehicle System Dynamics
LTV	Light Truck Vehicle
NASS-CDS	National Accident Sampling System - Crashworthiness Data System
NCAP	New Car Assessment Program
NHTSA	National Highway Traffic Safety Administration
ROP	Rollover Prevention
RTK-GPS	Real Time Kinematic Global Positioning System
SUV	Sports Utility Vehicle
TWLO	Two Wheel Lift Off
4S ₄	Four State Semi-active Suspension System

Terminologie

A

Aangrypingspunt	Working Point
Aanvaarbaar	Acceptable
Aanvanklik	Initial
Afleiding	Derivation
Afplatting	Flattening
Agter	Rear

B

Baan	Track
Baanverwisseling	Lane Change
Bakrol	Body Roll
Bakrolhoek	Body Roll Angle
Band	Tyre
Bandelastisiteit	Tyre Elasticity
Bandsoort	Tyre Type
Basislyn	Baseline
Beheerstrategie	Control Strategy
Behoeft	Need
Beïnvloed	Influence
Belastingstoestand	Load Configuration
Belowend	Promising
Benadering	Estimation
Benadering	Approach
Beoordelingsfaktore	Factors Considered
Bepaal	Determine
Berekening	Calculation
Berg	Save
Bestaande	Existing
Bestuurder	Driver
Bestuursomstandighede	Driving Circumstances

Betroubaar	Reliable
Breukdeel	Fraction
Bevredigend	Acceptable
Botsing	Crash
Brandstofbeheer	Fuel Control
Brandstofpedaal	Fuel Pedal
Brandstofstelsel	Fuel System
D	
Daal	Decrease
Deel	Part
Demper	Damper
Dempersnelheid	Damper Velocity
Deurstampstoppe	Bump Stops
Dinamiese omroldrumpel	Dynamic Rollover Threshold (DRT)
Draai-omrol	Turn-over
Dinamiese drumpel	Dynamic Threshold
Dinamiese omroltoets	Dynamic Rollover Test
Draaimaneuver	Cornering Manoeuvre
Draaistyfheid	Cornering Stiffness
Drumpel	Threshold
Drumpelwaardes	Threshold Values
Duik	Pitch
E	
Eenvoudig	Simple
Ernstig	Serious
Ewewigspunt	Equilibrium Point
F	
Fasevertraging	Phase Lag
Felheid	Severity
Felheidsgraad	Severity

G

Gebruiksomstandighede	Circumstances of Use
Gedeelte	Part
Gedrag	Behaviour
Geleidelik	Gradual
Geleidelik-toenemende Stuur	Slowly Increasing Steer
Gelykstroom	Direct Current
Geoptimeerde	Optimised
Gepootjiede-omrol	Tripped Rollover
Geraas	Noise
Geslaagd	Successful
Gestadigde Toestand	Steady State
Gestadigde Toestand Omroldrumpel	Steady State Rollover Threshold (SSRT)
Gevalle	Cases
Gevaarlik	Dangerous
Geveerde Massa	Sprung Mass
Gevolgtrekking	Conclusion
Gewigsverspreiding	Weight Distribution
Gewring	Twisted
Gierbeweging	Yaw Movement
Gierhoek	Yaw Angle
Giersnelheid	Yaw Velocity
Giervlak	Yaw Plane
Glipgebied	Slip Region
Gly	Slide
Grade	Degrees
Grafiek	Graph

H

Hantering	Handling
Hanteringseienskappe	Handling Properties
Hefarm	Moment Arm
Hegstuk	Bracket
Hele	Whole

Helling	Gradient
Herhaalbaarheid	Repeatability
Herttoets	Elk Test / Moose Test
Hobbelspring	Hill Jumping
Hoeveelheid	Amount
Hoeksnelheid	Angular Velocity

I

Ingewikkeld	Complicated
Inset	Input
Installeer	Install
Intreesnelheid	Entry Speed

J

J-draai	J-turn
---------	--------

K

Kantglip	Side Slip
Kantgliphoek	Side Slip Angle
Kleinste	Smallest
Kleppe	Valves
Knelpunt	Problem
Konstante-radius Toets	Constant Radius Test
Kontakvlak	Contact Patch
Kragpaar	Force Pair
Krinkspilhoek	Kingpin angle
Krommepassing	Curve Fit
Kronkelveer	Coil Spring
Kruiskoppeling	Universal Joint
Kurktrekkertoets	Corkscrew Test

L

Las	Load
Lasafhanklik	Load Dependant

Lasoordrag	Load Transfer
Lasverspreiding	Load Distribution
Latfunksie	Spline
Leemte	Gap
Lei-arm	Leading Arm
Ligte Afleweringsvoertuig	Light Truck Vehicle (LTV)
Liggaam	Body
Lineêr	Linear
Links	Left
Lopie	Run

M

Marge	Margin
Massamiddelpunt	Centre of Mass
Meganisme	Mechanism
Meting	Measurement
Minimering	Minimising
Misbruiktoetse	Misuse Tests

N

Navorsing	Research
Neus-oor-stert	End-over-end
Nie-lineariteit	Non-linearity
Noemenswaardig	Considerable
Noodlottig	Fatal

O

Omkeer	Flip-over
Ompluk	Jerk-over
Omroldrumpel	Rollover Threshold
Omrol-eienskappe	Rollover Properties
Omrolgedrag	Rollover Behaviour
Omrolgeneigdheid	Rollover Propensity
Omrolongeluk	Rollover Accident

Omrol-opsporingsalgoritme	Rollover Detection Algorithm
Omroltendens	Rollover Trend
Omroltoestande	Rollover Circumstances
Omrolverskynsel	Rollover Phenomenon
Omrolvoorkomingsmeganisme	Rollover Prevention Mechanism
Omrolvoorkomingstegnieke	Rollover Prevention Techniques
Omrolvoorkomingstelsel	Roll-Over Prevention System
Omstandigheid	Situation
Omval	Fall-over
Omwenteling	Revolution
Onafhanklik	Independent
Onderskeidingsvermoë	Discrimination Ability
Onderstuur	Under Steer
Ongeluk	Accident
Ongepootjiede-omrol	Untripped Rollover
Ongeveerde Massa	Unsprung Mass
Onreëlmatig	Irregular
Onvoorkombaar	Unpreventable
Ooglopend	Obvious
Ooreenkoms	Similarity
Ooreenstemmend	Corresponding
Oorgangsdraaimaneuvers	Transient Cornering Manoeuvres
Oorgangsgedrag	Transient Behaviour
Oorhop	Bounce-over
Oorklim	Climb-over
Oorleef	Survive
Oorstuur	Over Steer
Op- en Afdraande Ry	Up and Down Hill Driving
Oplig	Heave
Opligkragte	Jacking Forces
Oplossing	Solution
Oppervlak	Surface
Opsomming	Summary
Opsporing	Detection

Optimeer	Optimise
Opwekkingsmeganismes	Excitation Mechanisms

P

Padgrofheid	Road roughness
Padsirkel	Roundabout
Padoppervlak	Road Surface
Platteland	Countryside
Pootjie-omrol	Trip-over

R

Randsteen-pootjie	Kerb Trip
Randsteen-pootjie Omroltoets	Kerb-trip Rollover Test
Ratkas	Gearbox
Regs	Right
Rigtingbeheer	Direction Control
Ritgemak	Ride Comfort
Rithoogte	Ride Height
Rithoogteverstelling	Ride Height Adjustment
Rolaanwins	Roll Gain
Rolas	Roll Axle
Rolhoek	Roll Angle
Rolsentrum	Roll Centre
Rolsnelheid	Roll Velocity
Rolstyfheid	Roll Stiffness
Roltraagheid	Roll Inertia
Rolweerdere	Outriggers
Rolweerstandsmanoeuvr	Roll Resistance Manoeuvre
Rowwe terrein	Off Road
Rubberbus	Rubber Bushing

S

Sand-pootjie Omroltoets	Sand-trip Rollover Test
Sferiese Koppeling	Spherical Joint

Sinvol	Meaningful
Skaalfaktor	Scale Factor
Skarnier	Revolute Joint
Skuinswal	Embankment
Skuinswalomroltoets	Embankment Rollover Test
Sleep-arm	Trailing Arm
Sluitweerremstelsel	Anti-Lock Brake System (ABS)
Snelheid	Velocity
Snellermechanisme	Trigger Mechanism
Soortgelyk	Similar
Spoorwydte	Tread / Track Width
Sportnutsvoertuig	Sport Utility Vehicle (SUV)
Spruitstuk	Manifold
Stabiliteitsgrens	Stability Margin
Star Liggaam	Rigid Body
Star Suspensie	Rigid Suspension
Steil	Steep
Stelling	Setting
Sterftes	Casualties
Stip	Plot
Stroom	Current
Stuurgedrag	Steering Behaviour
Stuurinset	Steering Input
Stuurmeegee	Steer Compliance
Stuurstabiliteit-beheerstelsel	Drive Stability Control System
Stuurstang	Steering Rod
Stuurwielhoek	Steering Wheel Angle
Stuurwielinset	Steering Wheel Input
Styfheid	Stiffness
Styging	Increase
Suier	Piston
Suspensiekarakteristiek	Suspension Characteristic
Suspensie-opligkragte	Suspension Jacking Forces
Suiwer	Pure

Syhelling	Banked Curve
Sykant Botsing	Side Crash
Sykrag	Side Force
T	
Teenoorgesteld	Opposite
Teenrolstaaf	Anti-roll Bar
Teenstuurhoek	Counter Steer Angle
Teer	Asphalt
Tendens	Trend
Tiener	Teenager
Toename	Increase
Toeneem	Increasing
Toerusting	Equipment
Toestand	State
Toetslopie	Test Run
Toutjie-verplasingmeter	Draw-wire Displacement Sensor
Traagheid	Inertia
Traagheidseffek	Inertia Effect
Traagheidsmoment	Moment of Inertia
Trollie	Dolly
Tweebaanpad	Two Lane Road
Tweewiel-oplig	Two Wheel Lift Off (TWLO)
Tydstap	Time Step
Tydsvertraging	Time Delay
U	
Uitstekend	Excellent
Uitvoer	Execute
Uitvoerbaarheid	Feasibility
V	
Vasgestelde	Determined
Vaste-as	Solid Axle

Vaste Tydstap	Fixed Time Step
Vaste Tydstap Vishoek	Fixed Timing Fishhook
Veer	Spring
Veerstyfheid	Spring Stiffness
Verband	Relationship
Veldvoertuie	Off-Road Vehicles
Vel	Sheet
Velling	Rim
Vereenvoudig	Simplified
Vereiste	Requirement
Vergelyking	Equation
Vergelyking	Comparison
Verhoed	Prevent
Verhoging	Increase
Verklaring	Explanation
Verlangde	Wanted
Verleng	Elongate
Verlenging	Elongation
Vermenigvuldig	Multiply
Veroorsaak	Cause
Verplasing	Displacement
Verskeidenheid	Variety
Verskil	Difference
Verskillend	Different
Versnelling	Acceleration
Verspreiding	Distribution
Versteuring	Disturbance
Verteenwoordigend	Representative
Vervorm	Deform
Verwantskap	Relationship
Vierkant	Square
Vishoek	Fishhook
Voertuig	Vehicle
Voertuigbak	Vehicle Body

Voertuigbakwerk	Vehicle Body
Voertuig-insittendes	Vehicle passengers
Voetganger	Pedestrian
Voor	Front
Vooraf-waarskutyd	Warning Time
Voorgeskrewe	Prescribed
Voorkant Botsing	Frontal Crash
Voorspel	Predict
Vrag	Load
Vryheidsgraad	Degree of Freedom

W

Waarskuwingstoestel	Warning Device
Walomroltoets	Ramp Rollover Test
Weerkaatsstrook	Reflecting Strip
Werklikheid	Reality
Wielglip	Wheel Slip
Wiellas	Wheel Load
Wiellig	Wheel Lift
Wissel	Fluctuate
Wrywingskoëffisiënt	Friction Coefficient
Wrywingskrag	Friction Force

Lys van Figure

Figuur 2.1 – Kragte op 'n eenvoudige voertuig tydens 'n draaimaneuver. (Gillespie (1992)).....	4
Figuur 2.2 – Kragte op 'n voertuig met 'n star suspensie wat omrol kan veroorsaak. (Gillespie (1992)).....	5
Figuur 2.3 – Kragte op 'n voertuig wat omrol kan veroorsaak. (Gillespie (1992)).....	8
Figuur 2.4 – Figuur wat gebruik word om die stabiliteitsgrens af te lei (Eger en Kiencke (2003)).	18
Figuur 2.5 – Stuurinset vir die geleidelik-toenemende stuurinset-toets (Forkenbrock et. al. (2004)).	24
Figuur 2.6 – Die stuurinset vir die NHTSA-vishoektoets. Die rolsnelheid vir die berekening van die terugstuurtyd word ook getoon (Forkenbrock et. al. (2004)).	26
Figuur 3.1 – Die stuurwielinset vir die vaste tydstep vishoektoets (Forkenbrock et. al. (2004)).	29
Figuur 3.2 – Resultate van 'n konstante-radius toets wat gebruik is om die grootte van die stuurhoek vir die vishoektoets te bepaal.	30
Figuur 3.3 – Die stuurrobot wat gebruik is om redelike herhaalbaarheid te verseker, gemonteer op die stuurwiel.	32
Figuur 3.4 – Die slee onder die voertuig vir gebruik saam met die laserverplasingmeters.	33
Figuur 3.5 – Die meganisme wat gebruik is om die hoeveelheid wat die wiel links agter oplik, te meet.	34
Figuur 3.6 – Die meganisme wat gebruik is om die hoeveelheid wat die wiel links voor oplik, te meet.	34
Figuur 3.7 – Die rolweerdere gemonteer op die voertuig tydens 'n toetslopie.....	35
Figuur 3.8 – Om die gaslaaiproses makliker en meer akkuraat te maak, is solenoïed-kleppe geïnstalleer.....	36
Figuur 3.9 – 'n Syaansig van die 4S ₄ -eenheid wat regs voor op die voertuig gemonteer is.	37
Figuur 3.10 – Die agterwiel aan die linkerkant van die voertuig lig op tydens 'n toetslopie.	39

Figuur 3.11 – Gemete stuurwielhoek en lyne wat ideale waardes aandui.	40
Figuur 4.1 – Korrelasie vir ’n enkel APG-hobbel (basislynvoertuig) (Els (2006))....	42
Figuur 4.2 – Korrelasie vir die dubbelbaanveranderingstoets (basislynvoertuig). (Els (2006)).....	43
Figuur 4.3 – Die krag-verplasing verwantskap van die voorste en agterste vere van die basislynmodel.....	44
Figuur 4.4 – Die gemete stuurwielhoek en kringspilhoek.....	46
Figuur 4.5 – Stuurwielhoek teen kringspilhoek, saam met ’n krommepassing en ’n lyn met ’n helling van $-1080^{\circ}/50^{\circ}$	46
Figuur 4.6 – Die kringspilhoekinset gebruik vir die simulaties.....	47
Figuur 4.7 – Skematiese voorstelling van die voorste gedeelte van die voertuigmodel (Els (2006)).	48
Figuur 4.8 – Skematiese voorstelling van die agterste gedeelte van die voertuigmodel (Els (2006)).	49
Figuur 4.9 – Veerkrag teen veerverplasing vir die 4S ₄ vir gasvolumes van 0.1 tot 0.6 liter.....	51
Figuur 4.10 – Demperkrag teen dempersnelheid vir die 4S ₄ vir dempingskaalfaktore van 0.25 tot 3.....	51
Figuur 4.11 – Omrolgeneidheid teen hoeveelheid verstelling aan die hoogte van die massamiddelpunt.....	53
Figuur 4.12 – Sykrag teenoor gliphoek verwantskap van die band vir verskillende vertikale laste.....	54
Figuur 4.13 – Fisiese betekenis van koëffisiënte a ₃ en a ₄ van die Pacjeka ’89 bandmodel (Bakker et. al. (1989)).	55
Figuur 4.14 – Vergelyking van die sykrag teen gliphoek verwantskap van die oorspronklike bandmodel en die bandmodel wat korrelasie gegee het..	56
Figuur 4.15 – Korrelasie tussen gemete data en simulasiresultate: basislynmodel. (Intreesnelheid ongeveer 42 km/h.).....	58
Figuur 4.16 – Korrelasie tussen gemete en gesimuleerde resultate vir die suspensie waar die veerstyfheid en demping hoog is. (Intreesnelheid ongeveer 33 km/h.).....	59
Figuur 4.17 – Korrelasie-resultate vir lae veerstyfheid en lae demping. (Intreesnelheid ongeveer 23 km/h.).....	60

Figuur 4.18 – Korrelasie vir die geval waar die veerstyfheid laag en die demping hoog is. (Intreesnelheid ongeveer 27 km/h.)	61
Figuur 4.19 – Korrelasie vir rolsnelheid, en vergelyking tussen spoed en krinkspilhoek.	61
Figuur 4.20 – Korrelasie vir die geval waar veerstyfheid en demping hoog is, met die rithoogte van die voertuig verlaag met 25 mm. (Intreesnelheid ongeveer 36 km/h.)	62
Figuur 5.1 – Bepaling van die maksimums vir die J-draai en hele vishoektoets.	65
Figuur 5.2 – 'n Tipiese baan wat die voertuigmodel volg tydens die vishoektoets (bo) en die J-draai gedeelte (onder).	67
Figuur 5.3 – Oppervlak wat die kleinste maksimum rolhoek vir elke stelling by 80 km/h toon.	68
Figuur 5.4 – Rolhoek teen voertuigspoed vir die basislynsuspensie en die 4S ₄ by 10 – 80 km/h.	69
Figuur 5.5 – Rolsnelheid teen voertuigspoed vir 10 tot 80 km/h.	71
Figuur 5.6 – Kleinste maksimum giersnelheid teen voertuigspoed vir die J-draai (bo) en die hele vishoektoets (onder).	73
Figuur 5.7 – Minimum laterale versnelling teen voertuigspoed.	74
Figuur 5.8 – Maksimum wiellig vir die basislynsuspensie.	77
Figuur 5.9 – Maksimum hoeveelheid wat die wiele oplig vir die 4S ₄ -suspensie.	78
Figuur 5.10 – Die maksimum hoeveelheid wat die wiel links agter oplig, teen voertuigspoed.	80
Figuur 5.11 – Oppervlak wat die kleinste maksimum wiellig [LA] vir elke stelling by 80 km/h toon.	80
Figuur 5.12 – 'n Sektordiagram wat aantoon watter kombinasies van die dempingskaalfaktor en gasvolume die maksimum wiellig [LA] tot 'n minimum beperk.	81
Figuur 5.13 – Die maksimum hoeveelheid wat die wiel links voor oplig, teen voertuigspoed.	82
Figuur 5.14 – 'n Sektordiagram wat aantoon watter kombinasies van die dempingskaalfaktor en gasvolume die maksimum wiellig [LV] tot 'n minimum beperk.	83
Figuur 5.15 – Oppervlak wat die kleinste maksimum wiellig [LV] vir elke stelling by 80 km/h toon.	84

Figuur 5.16 – Die maksimum hoeveelheid wat die wiel regs agter oplig, teen voertuigspoed.	85
Figuur 5.17 – Die maksimum hoeveelheid wat die wiel regs voor oplig, teen voertuigspoed.	87
Figuur 5.18 – ’n Sektordiagram wat aantoon watter kombinasies van die dempingskaalfaktor en gasvolume die maksimum wiellig [RV] tot ’n minimum beperk.	89
Figuur 5.19 – Vergelyking tussen die simulasiresultate van die basislynmodel en die model met die optimum 4S ₄ -karakteristieke by 40 km/h.	89
Figuur 5.20 – Vergelyking van die basislyn en optimum 4S ₄ simulasiresultate vir wiellig by 40 km/h.	90
Figuur 5.21 – Maksimum rolhoek teen verstelling aan rithoogte by 80 km/h.	95
Figuur 5.22 – Maksimum rolsnelheid teen verstelling aan rithoogte by 80 km/h.	95
Figuur 5.23 – Maksimum giersnelheid teen hoeveelheid verstelling aan rithoogte by 80 km/h.	96
Figuur 5.24 – Maksimum laterale versnelling teen hoeveelheid verstelling aan rithoogte by 80 km/h.	97
Figuur 5.25 – Die maksimum hoeveelheid wat die wiel links agter oplig, teen hoeveelheid verstelling aan rithoogte by 80 km/h.	99
Figuur 5.26 – Die maksimum hoeveelheid wat die wiel links voor oplig, teen hoeveelheid verstelling aan rithoogte by 80 km/h.	99
Figuur 5.27 – Die maksimum hoeveelheid wat die wiel regs agter oplig, teen hoeveelheid verstelling aan rithoogte by 80 km/h.	101
Figuur 5.28 – Die maksimum hoeveelheid wat die wiel regs voor oplig, teen hoeveelheid verstelling aan rithoogte by 80 km/h.	101

Lys van Tabele

Tabel 2.1 – Omroltoets en persentasie omrolongelukke van passasiersvoertuie en ligte afleweringsvoertuie deur die toets verteenwoordig.....	11
Tabel 2.2 – Omromstandighede en parameters wat dit beïnvloed.....	15
Tabel 3.1 – Die parameters wat tydens toetse gemeet is, en die plek van meting.....	38
Tabel 4.1 – Die oorspronklike waardes van die Pacjeka '89 bandmodel- koëffisiënte en die waardes gebruik om korrelasie te verkry.....	54
Tabel 4.2 – Die vier verskillende suspensiegevalle wat geverifieer is.....	57
Tabel 5.1 – Kombinasies van dempingskaalfaktor en gasvolume met ooreenstemmende spoed waar die maksimum rolhoek 'n minimum is....	70
Tabel 5.2 – Kombinasies van dempingskaalfaktor en gasvolume wat minimum rolsnelheid lewer.....	71
Tabel 5.3 – Dempingskaalfaktor, gasvolume en ooreenstemmende snelhede om minimum giersnelheid te verkry.....	72
Tabel 5.4 – Dempingskaalfaktore en gasvolumes waarby die maksimum laterale versnelling die laagste is.....	75
Tabel 5.5 – Kombinasies van dempingskaalfaktor en gasvolume wat die maksimum wiellig regs agter tot 'n minimum beperk.....	86
Tabel 5.6 – Opsomming van die kombinasies van dempingskaalfaktor en gasvolume om elke parameter se maksimum tot 'n minimum te beperk.....	91
Tabel 5.7 – Persentasie verbetering in maksima as gevolg van verlaging in rithoogte.....	102
Tabel 6.1 – Opsomming van die kombinasies van dempingskaalfaktor en gasvolume om elke parameter se maksimum tot 'n minimum te beperk.....	105
Tabel 6.2 – Persentasie verbetering in maksima as gevolg van verlaging in rithoogte.....	105

1 Inleiding

Sportnutsvoertuie neem steeds in gewildheid toe onder voertuigeienaars. Hierdie voertuie het gewoonlik hoë massamiddelpunte, wat daartoe lei dat daar 'n hoë geneigdheid tot omrol is.

Mense verwag van hierdie voertuie om goeie ritgemak op rowwe terrein te vertoon, maar ook om goeie hanteringseienskappe te hê. Aangesien heelwat van hierdie voertuie baie luuks is, lê die klem in baie gevalle op ritgemak.

Vir goeie ritgemak moet 'n voertuig oor die algemeen 'n sagte suspensie, met groot suspensiebeweging hê. Vir goeie hantering is die teenoorgestelde nodig, naamlik 'n stywe (of harde) suspensie. Indien 'n voertuig dus goeie ritgemak het, is die kans dat hantering ook goed gaan wees, sleg.

Vir alle passiewe suspensiestelsels is hierdie afspel van ritgemak teen hantering 'n voldonge feit. Indien daar egter beweeg word na 'n semi-aktiewe suspensie wat die moontlikheid het om te skakel tussen 'n "sagte" en "harde" modus, kan hierdie probleem oorkom word.

Hoewel daar moontlike ooreenkomste kan wees tussen die vereistes wat gestel word vir 'n voertuig om goeie hantering te hê, en om nie tot omrol geneig te wees nie, is dit nie noodwendig so nie.

Hierdie studie poog om vas te stel watter demper- en veer karakteristieke op 'n vier-toestand, semi-aktiewe hidropneumatiese suspensiestelsel (4S₄) geïmplementeer moet word om die omrolgeneigdheid van die voertuig so ver moontlik te verlaag. Hierdie 4S₄ word tans by die Universiteit van Pretoria (UP) ontwikkel.

2 Literatuurstudie

Om vas te stel watter parameters ondersoek moet word, en van watter toetsmetodiek gebruik gemaak moet word, is 'n literatuurstudie onderneem. Hierdie literatuurstudie word in die volgende paar afdelings bespreek.

2.1 Statistiek oor omrol-ongelukke

Statistiek verskaf deur **Department of Transport (2004)** toon aan dat 39.42% van alle noodlottige ongelukke in Suid-Afrika (voetganger-ongelukke uitgesluit) in 2003, ongelukke was waar omrol voorgekom het.

In Europa is 5% van alle voertuigongelukke wat beserings veroorsaak ongelukke wat met omrol gegaan. Omrol-ongelukke maak egter 20% van alle noodlottige ongelukke uit. Volgens **Frimberger et. al. (2000)** kan 20% van alle ongeluksterftes in Noord-Amerika toegeskryf word aan omrol. Volgens verdere statistiek verskaf deur **Frimberger et. al. (2000)** vind 82% van alle omrol-ongelukke op die platteland plaas, en 18% in stede. Nagenoeg 66% van alle omrol-ongelukke vind plaas tydens bestuursomstandighede soos remmaneuvers en as die voertuig gly. Daarbenewens vind 60% van die omrol-ongelukke plaas terwyl teen 'n skuinswal gery word.

Marine et. al. (1999) bevind dat 1.8% van alle ongelukke in die VSA (in 1996) ongelukke was wat met omrol gegaan het. Soveel as 9.9% van alle noodlottige ongelukke was egter ongelukke wat omrol behels het. Verder is ongeveer 9000 voertuig-insittendes dood in sogenaamde enkelvoertuigongelukke - waarvan die meeste omrol-ongelukke is. Hierdie syfers verteenwoordig ongeveer 24% van alle verkeersongeluksterftes in die VSA.

Voertuigongelukke is die hooforsaak van tienersterftes in die VSA - 40 % van alle tieners wat sterf, sterf in voertuigongelukke (**Gonzales et. al. (2005)**). Tussen 1995 en 2001 was omrol die oorsaak van 42% van alle noodlottige ongelukke in Colorado waar 16-jarige bestuurders betrokke was. Vir bestuurders tussen die ouderdom van 25 en 49 jaar was omrol die oorsaak van 33% van die noodlottige ongelukke. Die

ontwikkeling van stelsels wat omrol-risiko verlaag, kan dus 'n beduidende positiewe impak op tienerveiligheid in Colorado hê.

Volgens **Linstromberg et. al. (2005)** kom omrol voor in ongeveer 3% van alle passasiersvoertuig-ongelukke in die VSA. Wat sterftes betref, kan 33% van die sterftes in passasiersvoertuig-ongelukke egter aan omrol toegeskryf word. Hierdie sterftes het dus toegeneem sedert 1999 as hierdie statistiek met die van **Marine et. al. (1999)** vergelyk word.

2.2 Dinamiese meganisme van omrol

Die deel van die literatuurstudie wat volg, bespreek eerstens 'n eenvoudige teoretiese analise van die meganisme van omrol. Dit word opgevolg deur gegewens uit literatuur wat handel oor verskillende omroltoetse en ander inligting rakende die meganisme van omrol.

2.2.1 Eenvoudige teoretiese analise van omrol

Die effek van veerstyfheid en die hoogte van die massamiddelpunt op omrolgedrag word vervolgens in die eenvoudige teoretiese analise, geanaliseer.

2.2.1.1. Die effek van veerstyfheid

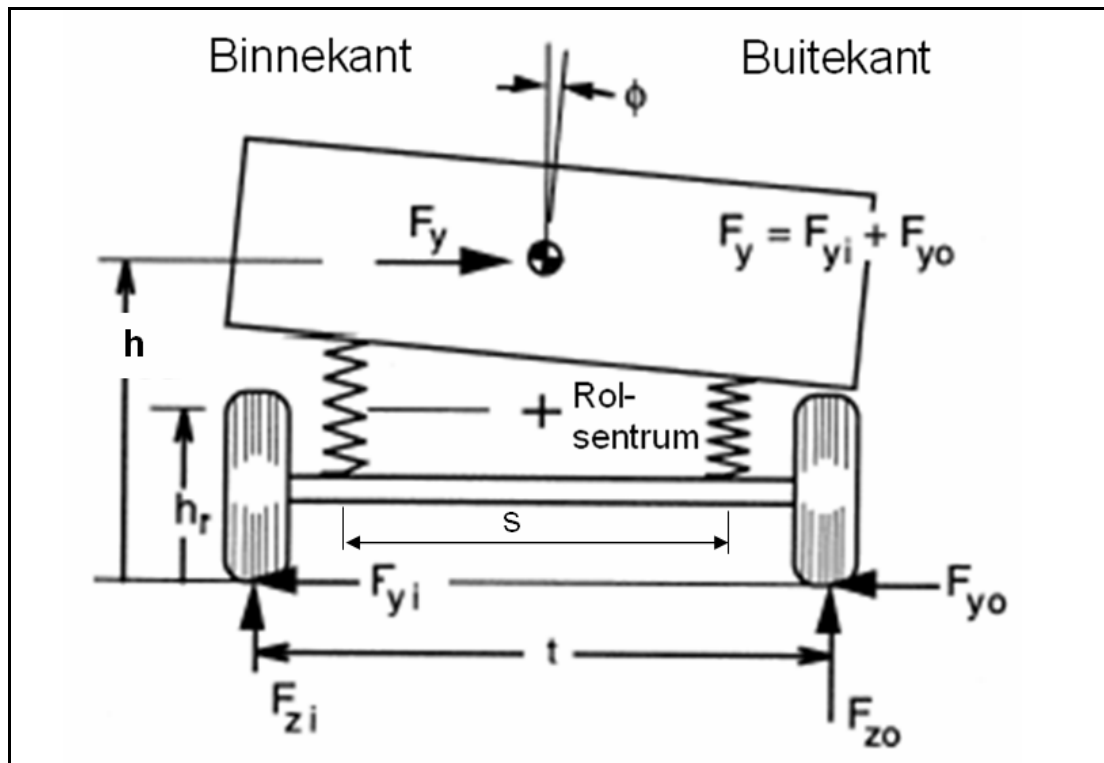
Volgens **Gillespie (1992)** (sien Figuur 2.1) word die rolstyfheid van 'n suspensie, volgens 'n twee-dimensionele benadering, gegee deur:

$$K_{\phi} = 0.5K_s s^2 \quad [2-1]$$

Waar: K_{ϕ} = Die rolstyfheid van die suspensie.

K_s = Vertikale styfheid van beide die regterkantse en linkerkantse vere.

s = Laterale afstand tussen die vere aan die regterkant en die linkerkant.



Figuur 2.1 – Kragte op 'n eenvoudige voertuig tydens 'n draaimaneuver. (Gillespie (1992))

Verder word die verskil tussen die vertikale krag op die bande aan die buitekant in 'n draai en die bande op die binnekant in 'n draai (ook twee-dimensioneel beskou) deur die volgende vergelyking gegee **Gillespie (1992)**:

$$F_{z_o} - F_{z_i} = 2 F_y h_r/t + 2 K_\phi \phi/t \quad [2-2]$$

Waar: F_{z_o} = Vertikale las op die buitekantste wiel in die draai.

F_{z_i} = Vertikale las op die binnekantste wiel in die draai.

F_y = Laterale krag = $F_{yi} + F_{yo}$.

h_r = Hoogte van die rolsentrum.

t = Spoorwydte van die voertuig.

K_ϕ = Rolstyfheid van die suspensie.

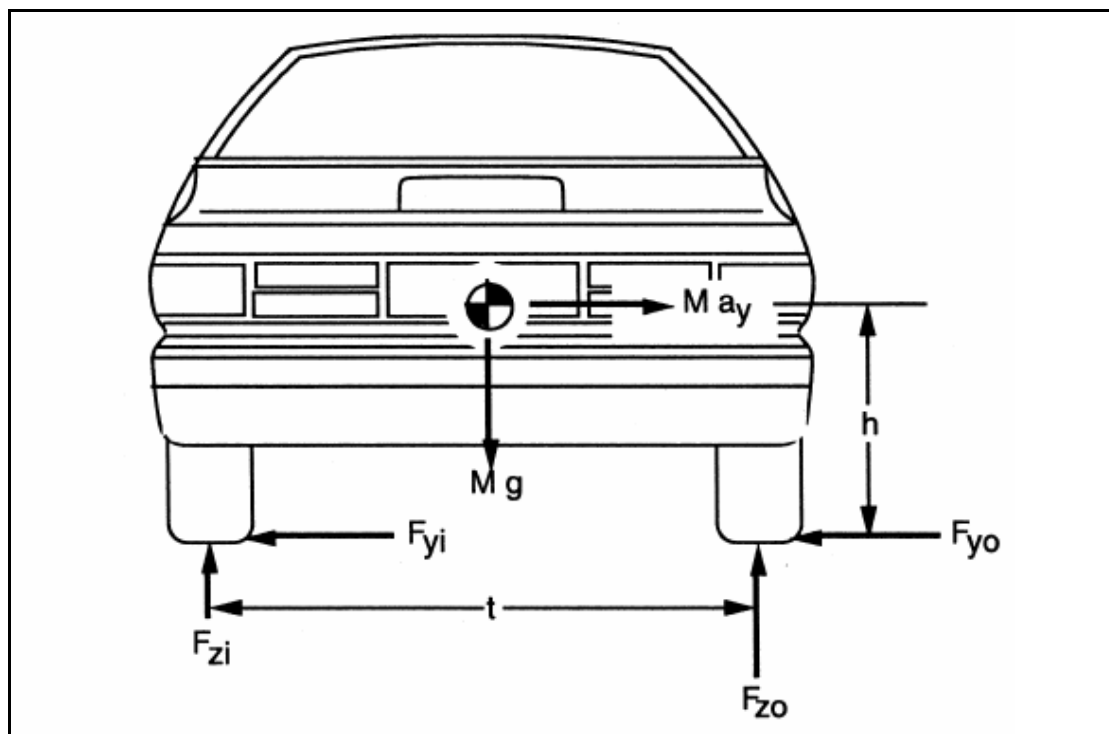
ϕ = Rolhoek van die voertuig.

Hoewel vergelyking 2-2 nie spesifiek vir omrol afgelei is nie, kan daar wel relevante afleidings gemaak word. Indien 'n voertuig 'n draaimaneuver uitvoer teen 'n spoed wat 'n sekere limiet oorskry, sal die voertuig omrol (mits glip nie plaasvind nie). Hoe groter die verskil in vertikale krag tussen die binnekantste wiele en die buitekantste wiele in 'n draai, hoe nader is die binnekantste wiele aan ophlig; met ander woorde, hoe

nader is die voertuig aan omrol. Om omrolgeneigdheid te verminder moet die twee terme aan die regterkant van die vergelyking dus so klein as moontlik wees. Die enigste term wat deur verstelling aan veerstyfheid verander kan word, is die tweede term van vergelyking 2-2, aangesien die rolstyfheid (K_ϕ) in hierdie term voorkom. Dit is bekend dat rolhoek (ϕ) toeneem indien K_ϕ verlaag word (deur 'n verlaging in veerstyfheid (K_s) in vergelyking 2-1) en dat ϕ afneem met 'n verhoging in K_ϕ . Die waarde van K_ϕ moet dus só bepaal word dat die tweede term van vergelyking 2-2 geminimeer word: óf 'n groter K_ϕ en gevolglik 'n kleiner ϕ , óf 'n kleiner K_ϕ en gevolglik 'n groter ϕ .

2.2.1.2 Die effek van verstelling aan rithoogte

Tydens 'n draaimaneuver kan een van twee dinge met 'n voertuig gebeur. Die voertuig kan omrol, of die voertuig kan gly. In die gedeelte wat volg, word vergelykings afgelei wat aantoon wanneer 'n voertuig sal gly, en wanneer 'n voertuig sal omrol. Die afleiding van die vergelykings word gedoen met behulp van Figuur 2.2, wat die kragte op 'n voertuig met 'n star suspensie (sonder enige beweging), in 'n draai toon.



Figuur 2.2 – Kragte op 'n voertuig met 'n star suspensie wat omrol kan veroorsaak. (Gillespie (1992))

Volgens Newton se tweede wet word die som van die kragte in die laterale rigting gegee deur:

$$\Sigma F_y = Ma_y, \text{ dus}$$

$$F_{yi} + F_{yo} = Ma_y, \text{ waar}$$

F_{yi} = Laterale krag op die band aan die binnekant van die draai.

F_{yo} = Laterale krag op die band aan die buitekant van die draai.

M = Massa van die voertuig.

a_y = Laterale versnelling.

Die som van die kragte in die vertikale rigting word gegee deur:

$$\Sigma F_z = Ma_z, \text{ dus}$$

$$F_{zi} + F_{zo} - Mg = 0, \text{ dus}$$

$$F_{zi} + F_{zo} = Mg, \text{ waar}$$

F_{zi} = Vertikale krag op die band aan die binnekant van die draai.

F_{zo} = Vertikale krag op die band aan die buitekant van die draai.

g = Gravitatieversnelling.

Indien aanvaar word dat al die bande kontak met die pad behou, is die maksimum wrywingskrag wat moontlik is (op die bande binne en buite in die draai):

$$F_{yi} = \mu F_{zi}, \text{ en}$$

$$F_{yo} = \mu F_{zo}, \text{ waar}$$

μ = Wrywingskoeffisiënt tussen die pad en die band.

Dus:

$$F_{yi} + F_{yo} = \mu (F_{zi} + F_{zo}), \text{ of}$$

$$Ma_y = \mu Mg$$

$$\text{dus } \left(\frac{a_y}{g} \right)_{gly} = \mu \quad [2-3]$$

Momente kan geneem word om die middelpunt van die kontakvlak van die bande aan die buitekant van die draai (die aangrypingspunt van F_{zo}) (**Gillespie (1992)**). Verder word $F_{zi} = 0$ vir omrol om plaas te vind. Die momentvergelyking by die aanvang van omrol lyk dus soos volg:

$$\Sigma M_o = 0;$$

$$Mg\left(\frac{t}{2}\right) - Ma_y h = 0$$

$$Mg\left(\frac{t}{2}\right) = Ma_y h$$

$$\text{Dus: } \left(\frac{a_y}{g}\right)_{rol} = \frac{t}{2h} \quad [2-4]$$

Waar: h = Hoogte van die massamiddelpunt.

t = Spoorwydte van die voertuig.

Hierdie laterale versnelling, waar die vertikale krag op die binne-band (F_{zi}) gelyk aan 0 is, word die omroldrumpel genoem.

Dit is wenslik dat die voertuig moet gly voordat dit rol, dus $\left(\frac{a_y}{g}\right)_{rol} > \left(\frac{a_y}{g}\right)_{gly}$. Vir

$\frac{t}{2h} > \mu$ sal die voertuig gly voordat dit rol. Met ander woorde, die spoorwydte gedeel deur twee maal die hoogte van die massamiddelpunt, moet groter wees as die wrywingskoeffisiënt tussen die pad en die band. Hierdie omroldrumpel ($\frac{t}{2h}$) word die Statiese Stabiliteitsfaktor (SSF) genoem (**Forkenbrock et. al. (2004)**).

'n Voertuig met suspensiebeweging word vervolgens beskou (sien Figuur 2.3). Momente word geneem om die aangrypingspunt van F_{zo} . Die momentvergelyking by die aanvang van omrol lyk soos volg (**Gillespie (1992)**):

$$\Sigma M_o = 0;$$

$$Mg\left[\left(\frac{t}{2}\right) - \sin\phi(h - h_r)\right] - Ma_y[h - (h - h_r)(1 - \cos\phi)] = 0$$

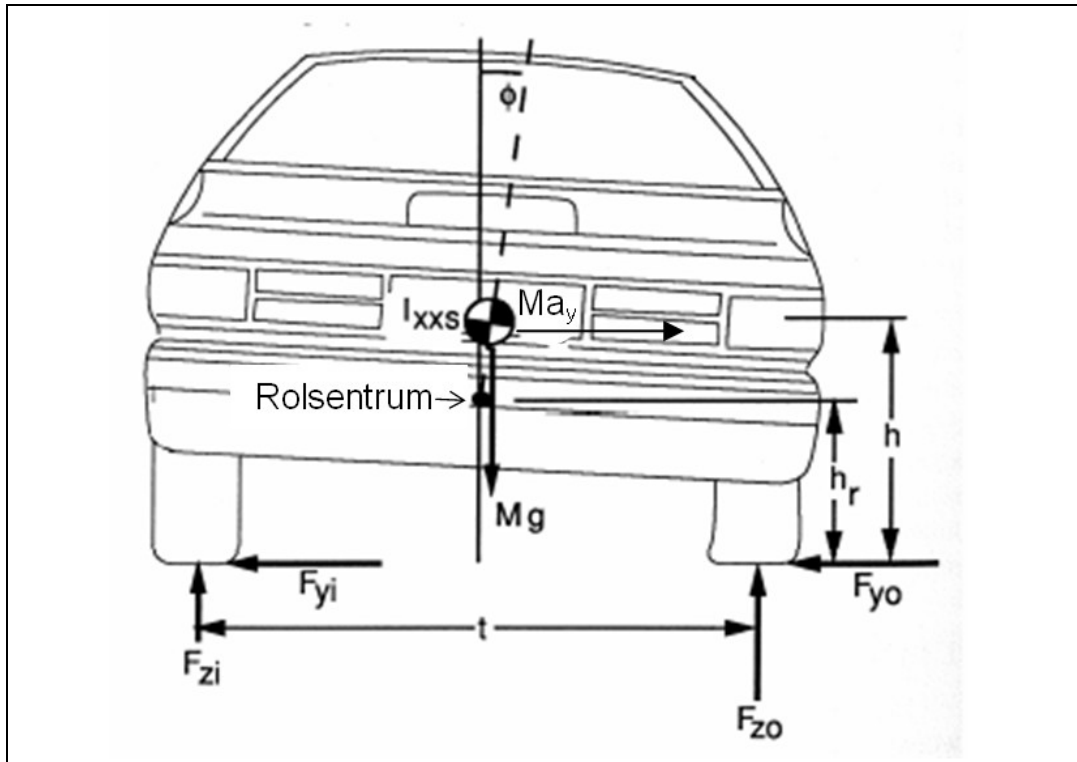
Waar: ϕ = Rolhoek.

h_r = Hoogte van die rolsentrum.

Vir klein hoeke is $\sin\phi \approx \phi$ en $\cos\phi \approx 1$, dus:

$$Mg\left[\left(\frac{t}{2}\right) - \phi(h - h_r)\right] - Ma_y h = 0$$

Verder is $\phi = a_y R_\phi$; waar R_ϕ die rolaanwins is, (in radiale/g) en a_y se eenhede in g is.



Figuur 2.3 – Kragte op 'n voertuig wat omrol kan veroorsaak. (Gillespie (1992))

Dus:

$$Mg \left[\left(\frac{t}{2} \right) - R_\phi \left(\frac{a_y}{g} \right) (h - h_r) \right] - Ma_y h = 0$$

$$g \left(\frac{t}{2} \right) - a_y R_\phi (h - h_r) - a_y h = 0$$

$$a_y R_\phi (h - h_r) + a_y h = g \left(\frac{t}{2} \right)$$

$$\frac{a_y}{g} = \left(\frac{t}{2} \right) \left(\frac{1}{R_\phi (h - h_r) + h} \right)$$

$$\frac{a_y}{g} = \left(\frac{t}{2h} \right) \left(\frac{1}{1 + R_\phi \left(1 - \frac{h_r}{h} \right)} \right) \quad [2-5]$$

Dus, vir gly om voor rol plaas te vind, met suspensie beweging in ag geneem, moet:

$$\mu < \left(\frac{t}{2h} \right) \left(\frac{1}{1 + R_\phi \left(1 - \frac{h_r}{h} \right)} \right), \text{ 'n verlagting met die faktor } \left(\frac{1}{1 + R_\phi \left(1 - \frac{h_r}{h} \right)} \right) \text{ in}$$

vergelyking met die analise vir 'n voertuig met 'n star suspensie. Hierdie faktor is vir 'n tipiese passasiersvoertuig gelyk aan ongeveer 0.95, m.a.w. 'n verlaging van ongeveer 5% in omroldrumpel (**Gillespie (1992)**).

Hoe kleiner die verskil tussen h en h_r is, hoe kleiner is die effek van hierdie faktor (**Gillespie (1992)**). Vir vaste-as voertuie, soos die toetsvoertuig in hierdie studie, is h_r hoog (en die afstand tussen h en h_r dus kleiner) en speel die faktor 'n kleiner rol as in 'n voertuig met 'n onafhanklike suspensie (soos byvoorbeeld 'n tipiese passasiersvoertuig). Indien $h_r > h$, rol die voertuigbak binne in die draai in, en nie uit die draai, soos in die meeste gevalle nie.

Die omgekeerde van die SSF, $2h/t$ word deur sommige navorsers gebruik as 'n riglyn van omrolgeneigdheid (**Gillespie (1992)**). Hoe groter die waarde van die omrolgeneigdheid – hoe makliker sal die voertuig omrol.

2.2.2 Omrolgedrag en omroltoetse

Volgens **Marine et. al. (1999)** kan omrol in twee hoofkategorieë geklassifiseer word, naamlik gepootjiede-omrol en ongepootjiede-omrol. Ongepootjiede-omrol kan weer eens in twee kategorieë verdeel word, naamlik:

- Die bestuurder verloor beheer oor die stuurrigting en kantglijphoek word al groter, totdat omrol uiteindelik plaasvind. Die voertuig begin 'n gierbeweging en groot kantglijp vind plaas. Die laterale krag opgewek by die agterwiele veroorsaak 'n stabiliserende moment om die voertuig se massamiddelpunt. As die laterale krag wat nodig is om stabiliteit te verseker die maksimum wat vir die bande moontlik is oorskry, verloor die bestuurder beheer oor die stuurrigting. Die voertuig rol dan as gevolg van traagheidseffekte.
- Oorgangsdraaimanoeuvres wat die voertuig se rolmodus opwek. In hierdie geval speel suspensie-eienskappe 'n baie groot rol.

Twee stelle rolweerdere (“outriggers”) is gebruik. Die swaarder stel het die roltraagheid met 47.2 % verhoog en die ligter stutte met 20.8 %. “Consumers Union Modified Obstacle Avoidance Course” (CUMOAC) toetse is gedoen, waar gepoog is om wiellig te verhoed, en dan ook te verkry. Die verskil tussen wiellig en nie-lig is nie

baie sensitief vir laterale versnellings nie, maar wel vir maksimum stuurwielhoek. Daar is nog nie eenstemmigheid bereik oor die rol wat velling-kontak as 'n pootjiegeganisme speel nie. Die vraag is of die skraapmerke wat die vellings maak, ontstaan (a) as die voertuig begin omrol, met ander woorde die velling het die voertuig gepootjie en dus die omrol veroorsaak, of (b) as die voertuig reeds as gevolg van traagheid gaan omrol, met ander woorde, die velling maak die skraapmerk as gevolg van omrol wat besig is om plaas te vind. Verdere navorsing in hierdie verband sal nuttig wees.

Die “National Accident Sampling System-Crashworthiness Data System” (NASS-CDS) definieer die volgende tipes omrolongelukke: Pootjie-omrol (“trip-over”), Omval (“fall-over”), Omkeer (“flip-over”), Draai-omrol (“turn-over”), Neus-oor-stert (“end-over-end”), Oorklim (“climb-over”), en Oorhop (“bounce-over”) (**Linstromberg et. al. (2005)**). Die outeurs maak melding van verskillende omroltoetse. Die toetse, en die persentasie ongelukke wat elke toets verteenwoordig, word in Tabel 2.1 opgesom. Die eerste toets wat deur die outeurs gedoen word, is die sogenaamde sand-pootjie omroltoets. Hierdie toets is verteenwoordigend van ongeveer 52% van alle omrolongelukke van passasiersvoertuie en 48% van ongelukke van ligte afleweringvoertuie. Volgens die outeurs is die skuinswalomroltoets verteenwoordigend van ongeveer 13% van alle omrolongelukke van passasiersvoertuie en 15% van ligte afleweringvoertuie. Die walomroltoets is verteenwoordigend van ongeveer 10% van alle omrolongelukke van passasiersvoertuie en 5% van ligte afleweringvoertuie. Randsteen-pootjie omroltoetse verteenwoordig ongeveer 9% van alle omrolongelukke van passasiersvoertuie en 7% van ligte afleweringvoertuie.

Linstromberg et. al. (2005) gebruik die “Federal Motor Vehicle Safety Standards” 208 (FMVSS 208) omroltoets om die effek wat omrol-insette op die voertuigstruktuur het, te ondersoek. Hierdie toets verteenwoordig nie 'n beduidende deel van werklike ongelukke nie. Misbruiktoetse wat gebruik word, is op- en afdraande ry, hobbelspring, slalom, herttoets, U-draai, figuur-8-baan en gly.

Tabel 2.1 – Omroltoets en persentasie omrolongelukke van passasiersvoertuie en ligte afleweringsvoertuie deur die toets verteenwoordig.

Omroltoets	Passasiersvoertuie %-vertteenwoordigend	Ligte afleweringsvoertuie %-vertteenwoordigend
Sand-pootjie omroltoets	52	48
Skuinswalomroltoets	13	15
Walomroltoets	10	5
Randsteen-omroltoets	9	7

Daar word aangetoon dat bakrolhoek 'n laterale verskuiwing van die voertuig se massamiddelpunt veroorsaak, wat die half-spoorwydte, en dus die hefarm van die stabiliserende krag, verminder.

Hac (2002) beweer dat die effek van giroskopiese kragte weglaatbaar klein is. Die belangrikste bydraende faktore is: (1) laterale verplasing van die voertuig se massamiddelpunt, (2) laterale meegee van die bande, (3) effek van suspensie kinematika, en (4) verandering in hoogte van die massamiddelpunt.

Volgens **Ozaki (2002)** sal 'n voertuig bakrol na binne ondervind indien die rolas van die voertuig bo die massamiddelpunt is. Oor die algemeen is dit nie die geval nie, en rol die voertuig dus na die buitekant van 'n draai. Resultate verkry met behulp van 'n vereenvoudigde wiskundige model van 'n voertuig toon aan dat daar 'n lineêre verwantskap tussen die rolhoek, en die hoogte tussen die rolas en massamiddelpunt is. Dit beteken volgens **Ozaki (2002)** dat die rolhoek nie beïnvloed word deur die lasverspreiding (tussen voor en agter), rolstyfheid-verspreiding (tussen voor en agter) of die hoek van die rolas nie.

'n Gestadigde toestand omroldrumpel en dinamiese omroldrumpel word deur **Dahlberg (2000)** met 'n energie-metode bepaal, met inagneming van roldinamika. Gier word nie in ag geneem nie. Daar bestaan nie 'n lineêre verwantskap tussen die twee drumpelwaardes nie. Indien 'n voertuig byvoorbeeld ontwerp word om die gestadigde toestand omroldrumpel te verbeter, kan dit die dinamiese omroldrumpel versleg. Beide die drumpels neem af soos wat die hoogte van die massamiddelpunt

toeneem. In die meeste gevalle werk demping omrol teë, maar daar is sekere maneuvers waar demping stabiliteit verlaag. Een voorbeeld is as 'n padsirkel verlaat word teen lae spoed.

Sharp en Pan (1991) beweer dat 'n voertuig wat nie bakrol het nie, beter stuurgedrag as 'n voertuig met bakrol toon. Hoekom dit so is, is nog onduidelik, maar dat dit wel so is, is seker. Indien veranderinge aan 'n voertuig aangebring word, met verbetering van hantering in gedagte, word die voertuig se rolstyfheid verhoog, dikwels deur suspensieverstywing of die toevoeging van teenrolstawe.

Volgens **Momiyama et. al. (1999)** het die hoogte van die massamiddelpunt 'n invloed op die rolgedrag van 'n voertuig tydens baanverwisseling. Indien die massamiddelpunt hoër is, is die rolsnelheid van die voertuig groter, en die fasevertraging kleiner. Grafieke toon dat daar beter korrelasie is tussen giersnelheid en stuurhoek, as tussen rolhoek en stuurhoek. Verder word beweer dat rolsnelheid sensitief is vir die laterale beweging wat veroorsaak word deur 'n ongelyke padoppervlak (in die hoë frekwensie gebied). 'n Filter word gebruik om hierdie invloede uit te skakel.

Volgens **Hac (2005)** faal 'n voertuig die "National Highway Traffic Safety Administration" (NHTSA) se "New Car Assessment Program" (NCAP) dinamiese omroltoets (vishoektoets) as die voertuig tweewiel-oplig van meer as 2 duim (50.8 mm) ondervind.

Hierdie toets bestaan uit die stuur van die stuurwiel teen 'n hoë hoeksnelheid in die een rigting, wat opgevolg word deur die stuurwiel teen 'n hoë hoeksnelheid in die teenoorgestelde rigting te draai. Hierdie tweede stuurwielhoek word vir ongeveer 4 sekondes gehandhaaf. Gedurende hierdie tweede deel van die toets (waartydens maksimum laterale versnelling ervaar word), ondervind baie voertuie bakrol-ossilasies, in plaas van die verwagte gestadigde toestand. In sommige gevalle is hierdie ossilasies van so 'n ernstige graad dat tweewiel-oplig tydens die gestadigde toestand deel van die maneuver plaasvind.

Die gevolgtrekking wat gemaak word, is dat hierdie ossilasies veroorsaak word deur die koppeling tussen die rol-, oplik- en uiteindelik giermodusse van die voertuig wat weer veroorsaak word deur suspensie-opligkragte. Hierdie kragte veroorsaak noemenswaardige vertikale bewegings van die voertuigbakwerk tydens draaimanoeuvres van hoë felheidsgraad. Die vertikale bewegings veroorsaak op hulle beurt wisseling in die normaalkragte op die bande.

Simulasieresultate toon ook dieselfde ossilasie-verskynsel. Aangesien die aanname tydens simulatie is, dat die pad perfek glad is en adhesie uniform is, kan die ossilasies nie verduidelik word aan die hand van wisseling in padoppervlak of padgrofheid nie. Indien grafieke van rolhoek en bak-oplig vergelyk word, wil dit voorkom of daar 'n verband tussen die ossilasies van hierdie parameters is. Verder lyk dit of vertikale ossilasies gekoppel is aan laterale versnelling. 'n Moontlike verklaring is dat die vertikale bakbewegings wisselende vertikale bandkragte veroorsaak, wat dan weer wisselende laterale kragte veroorsaak. Wisselende laterale kragte beïnvloed laterale versnelling en dit veroorsaak die bakrol-ossilasies.

Simulasie toon dat indien demping na dubbel die nominale waarde verander word, die ossilasies vinnig uitgedemp word. Simulasie toon verder dat die hoogte van die rolsentrum en nie-lineariteit van suspensiestyfheid die grootste invloed op voertuiggedrag het. Tydens draaimanoeuvres laat die nie-lineêre eienskap van die suspensie minder defleksie in samedrukking (aan die buitekant) as verlenging (aan die binnekant) toe. Die resultaat is dat die massamiddelpunt van die voertuig gelig word. Hierdie effek kan veral groot wees vir 'n voertuig met vol vrag in 'n draaimanoeuver van hoë felheid, aangesien die suspensie heeltemal saamgedruk kan word en dus die gebied van hoë nie-lineariteit binnegaan.

Tydens vishoekmanoeuvres rol die voertuigbakwerk en lig ook op, duik vind egter ook plaas. Hierdie duik het primêr twee oorsake: longitudinale vertraging van die voertuig tydens 'n draaimanoeuver, en verskille in die verhouding tussen die voorste en agterste oplikkragte relatief tot die gewigsverspreiding. Uit 'n gelineariseerde wiskundige model word ook afgelei dat bandmeeegee aan die voorkant (veroorzaak deur stuurkragte) die stabiliteitsgrens van die voertuig in die giervlak kan verminder tydens manoeuvres wat groot stuurhoeke behels, soos byvoorbeeld die vishoekmanoeuver.

Penny (2004) beskou 'n voertuig as 'n star liggaam. Volgens die outeur word die kritieke “omroltoestand” gegee deur: $t/2h = v^2/Rg$, met t die spoorwydte, h die hoogte van die massamiddelpunt bo die grond, v die voertuigsnelheid, R die radius van die sirkel wat gery word, en g gravitasieversnelling. Hoe groter t , of hoe kleiner h , hoe hoër is die snelheid waarmee die voertuig om die draai kan ry, en hoe meer stabiel is die voertuig dus. Die verhouding $t/2h$ word die Statiese Stabiliteitsfaktor (SSF) genoem. Hoe groter die SSF dus is, hoe meer stabiel is die voertuig.

Indien die maksimum wrywingskrag moontlik in ag geneem word, word gevind dat $t/2h = \mu_k$ geld op die punt van omrol, waar μ_k die kinetiese wrywingskoeffisiënt tussen die pad en die band is. Aangesien $t/2h = SSF$, beteken dit dat as die $SSF \geq \mu_k$ die voertuig sal gly in plaas van rol. Suspensie effekte en laterale banddefleksie lei tot 'n daling van ongeveer 10% in die SSF. Dus, $0.9 * SSF = \mu_k$, of $SSF = \mu_k / 0.9$. 'n Skoon, droë oppervlak het 'n μ_k waarde van ongeveer 0.88. As 'n voertuig dus 'n SSF van kleiner as omtrent 1 ($0.88 / 0.9 = 0.98$) het, sal die voertuig omrol eerder as om te gly. Volgens statistiek, rol lae-stabiliteit voertuie proporsioneel meer op die pad, as nadat die pad reeds verlaat is. Dit wil dus voorkom of pootjie, as 'n snellermeganisme, 'n kleiner invloed op lae-stabiliteit voertuie as op hoë-stabiliteit voertuie het.

2.3 Simulasie van omrol

Frimberger et. al. (2000) bevind dat hoeksnelheid en versnellings (vertikaal en lateraal) gebruik kan word as insette vir 'n omrol-opsporingsalgoritme. Verskillende omroltipes en die parameter wat elke omroltipe beïnvloed word in Tabel 2.2 getoon (**Frimberger et. al. (2000)**).

Misbruiktoetse is ook nodig. Hierdie toetse word gedoen onder omstandighede wat nie omrol sal veroorsaak nie, maar wat die aktiverende seine vir die algoritme sal opwek.

Voorbeelde van misbruiktoetse:

- Rowwe oppervlaktes
- Ry op skuinswalle met groot hellings
- Spring oor 'n hobbel (waar die bande padkontak verloor)

- Dubbelbaanverandering
- Kurktrekkertoets
- Uitswaai
- Randsteen-pootjie
- Voorkant / sykant botsings
- Syhelling

Tabel 2.2 – Omrolomstandighede en parameters wat dit beïnvloed.

Omrolomstandigheid	Parameter
Kritieke gly	Voertuigspoed
Baanverwisseling	Voertuigmassa / las
Skuinswal	Stuurhoek
Kurktrekkertoets	Veereienskappe
Randsteen-pootjie (lateraal)	Dempereienskappe
Randsteen-pootjie (voorkant)	Bande
Statiese omrol	Hindernisgeometrie
FMVSS 208 (23° Trollie)	Padtoestande

ADAMS word gebruik om die verskillende toetse te simuleer, sodat die limiet waar die voertuig rol, vasgestel kan word. Die ADAMS View model wat gebruik word, is gevalideer. Daar word egter nie gemeld vir watter parameters die model gevalideer is nie. Volgens die outeurs is die versnelling- en hoeksnelheid-data, van die simulasiefase waar die voertuig in die lug is, voldoende vir ontwikkeling van die algoritme. Die volgende bestuursomstandighede is gesimuleer:

- Uitswaai
- Baanverandering
- Skuinswal
- Kurktrekkertoets

Die volgende parameters is verstel:

- Vrag: slegs bestuurder; volvrag
- Veer karakteristiek: hard (+20%; normaal; sag (-20%))
- Demper karakteristiek: hard (+20%); normaal; sag (-20%)

- Bande: verskillende tipes
- Voertuigspoed

Vir die kurktrekkertoets is die hoogte van die skuinswal ook verstel.

Die verstelling aan voertuigspoed, hoogte van die skuinswal en vrag tydens die kurktrekkertoets, toon dat hierdie parameters 'n invloed op omrol het. Veer- en demperkarakteristieke en bandsoort toon nie 'n groot invloed op hierdie tipe omrol nie.

Die algoritme wat voorgestel word, gebruik rolsnelheid, laterale en vertikale versnelling (gemeet by die massamiddelpunt) as insette. Hierdie insette word gebruik om 'n sekere kriterium te bepaal, wat dan vergelyk word met 'n voorafbepaalde dinamiese drumpel. Indien ware voertuigmassa deur middel van wiellas-sensors gemeet kan word, kan dit gebruik word om ander omrol-opsporingsalgoritmes te ontwikkel.

Daar word in **Lozia (1998)** van vier metodes gebruik gemaak om die omroldrumpel te bepaal. Die eerste is 'n kwasi-statische analise wat suspensie- en bandelastisiteit buite rekening laat. Die tweede metode is soos die eerste, maar hier word die invloed van bakrolhoek en horisontale beweging van die massamiddelpunt in ag geneem. Die derde metode beskou die gestadigde toestand beweging van 'n model met 14 vryheidsgrade, (teen 80 km/h). Die vierde metode behels ook die model met 14 vryheidsgrade (soos in die derde metode), maar neem ook die oorgangsgedrag van die model tydens die trapinset in ag. Die omroldrumpel bepaal deur die derde metode is 25-30% laer as die eerste metode, en 18-28% laer as die tweede metode. Die groot verskil kan toegeskryf word aan die feit dat die model met 14 vryheidsgrade realistiese faktore soos 'n komplekse bandmodel insluit. Die derde en vierde metode se waardes stem ooreen, wat sin maak as in ag geneem word dat beide hierdie metodes van die model met 14 vryheidsgrade gebruik maak.

Fukuba et. al. (2003) ontwikkel 'n stelsel om voertuigposisie, -gedrag, -snelheid en -hoeksnelheid te benader deur gebruik te maak van 'n kombinasie van posisie-meting met behulp van 'n "Real Time Kinematic Global Positioning System" (RTK-GPS), hoeksnelheid-meting met behulp van 'n optiese vesel giroskoop en 'n Kalman-filter.

Omdat die stelsel die totale beweging van die voertuig benader, kan 'n rotasie-as benadering gevolg word om die detail beweging van die voertuig te analiseer. Die voertuigbak word benader as 'n star liggaam, en die rotasie-as word benader as die versameling punte waar die laterale en vertikale snelhede gelyk aan nul is vir elke tydstep. Die rotasie-as word dan aangewend om die subjektiewe evaluering van die rolbeweging te verduidelik. Korrelasie tussen die rotasie-as gedrag en subjektiewe evaluering is geverifieer met behulp van 'n voertuig met verlaagde rolstyfheid en baanveranderingsmaneuvers.

Eger en Kiencke (2003) maak gebruik van 'n twee liggaam, twee vryheidsgraad (hoek tussen ongeveerde massa en padoppervlak; en hoek tussen geveerde en ongeveerde massa) model om omroltendense te ondersoek. Hulle maak die gevolgtrekking dat indien rol plaasvind, die relatiewe beweging tussen die geveerde en ongeveerde massa weglaatbaar is. Hulle gaan dan voort deur 'n stabiliteitsgrens analities af te lei indien die voertuig as een liggaam benader word (gebaseer op die bogenoemde bevinding). Die stabiliteitsgrens, wat met behulp van Figuur 2.4 afgelei word, is as volg:

$$\omega_x \leq \sqrt{\frac{2Mgr[1 - \cos(\kappa - \phi)]}{I_{xxs} + Mr^2 \sin^2(\kappa - \phi)}}, |\phi| \leq \kappa \quad [2-6]$$

Waar: ω_x = Rolsnelheid.

M = Voertuigmassa.

g = Gravitatieversnelling.

r = Afstand van die massamiddelpunt na die rotasiepunt.

ϕ = Rolhoek.

I_{xxs} = Roltraagheidsmoment.

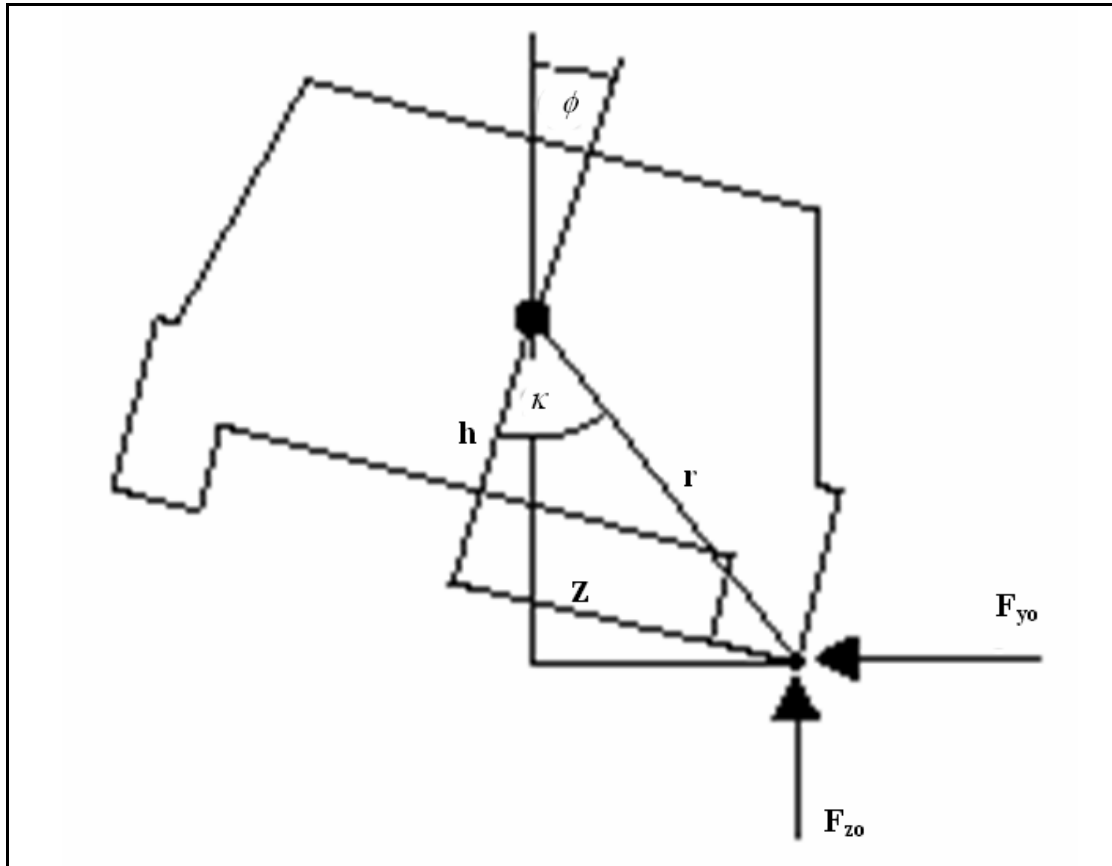
$$\kappa = bg \tan\left(\frac{z}{h}\right)$$

Waar: h = Hoogte van massamiddelpunt.

z = Soos in Figuur 2.4 aangedui.

Die metode maak van slegs een sensorinset gebruik, naamlik die hoeksnelheid om die voertuig se rolas. Die metode slaag daarin om naderende omrol te identifiseer, hoewel klein rolhoeke uitgesluit moet word vir die fase waar al vier die bande steeds kontak

met die padoppervlak het, aangesien die effek van voertuigdinamika en suspensiekragte nie in ag geneem word nie. Indien sensors aangebring word wat kan bepaal of wiellig plaasvind, kan hierdie probleem die hoof gebied word.



Figuur 2.4 – Figuur wat gebruik word om die stabiliteitsgrens af te lei (Eger en Kiencke (2003)).

2.4 Bestaande omrolvoorkomingstegnieke

Volgens **Sharp en Pan (1991)** kan teenrolstawe verander word van passief na aktief, deur die gebruik van aktueerders en 'n gepaste beheerstrategie. Sulke aktueerders (saam met die gepaste beheerstrategie) kan tot 'n baie groot mate bakrol tydens hanteringsmaneuvers uitskakel, sonder die negatiewe effekte van 'n stywe (passiewe) teenrolstaaf op ritgemak. In hierdie geval is 'n konvensionele teenrolstaaf verdeel, en 'n rotasionele hidrouliese aktueerder aan die een kant geanker. Die ander deel van die teenrolstaaf word dan gewring (ten opsigte van die eerste helfte). Hierdie wringing word gebruik om bakrol te reguleer en beïnvloed ook die manier waarop laterale

lasoordrag tussen die voor- en agteras gedeel word. (Die voorste en agterste aktueerders is hidroulies verbind.) Die stelsel bring 'n vermindering in bakrol teweeg. **Palkovics et. al. (1999)** beweer dat omrol 'n tipiese, en die gevaarlikste ongeluk is waarin 'n kommersiële voertuig betrokke kan wees. 'n Klein aantal ongelukke sou voorkom kon word, indien 'n waarskuwingstoestel geïnstalleer was. Van alle omrolongelukke word 49.7% as onvoorkombaar gekategoriseer. Die stuurwiel, rem en brandstofpedaal is nie genoeg aktueerders om in alle omstandighede ongelukke te voorkom nie. Die volgende is dus nodig: (1) Die aantal sensors moet vermeerder word, of die bestaande sensors moet anders gebruik word. (2) Nog aktueerders moet geïnstalleer word, of huidige stelsels moet anders aangewend word. (3) As die bestuurder nie ten volle in beheer van die voertuig is nie, moet die stelsel die bestuurder se aksie ondersteun sonder die bestuurder se direkte inset.

Omdat die remstelsel longitudinale snelheid en wielglip (en dus laterale krag) beheer, het hierdie stelsel groot potensiaal om voertuigstabiliteit te verbeter. Tradisionele lasafhanklike kleppe in die remstelsel se werking is gebaseer op die statiese defleksie van die agterste suspensie en is nie in staat om dinamiese lasoordrag tussen voor- en agteraste in ag te neem nie. Daar is dus twee sake van belang: Die gevaar van omrol moet vroeg genoeg geïdentifiseer word deur sensors op die voertuig en omrol moet verhoed word.

Omrol van 'n voertuig begin indien een van die binneste wiele kontak met die pad verloor, en die krag tussen die band en die pad gelyk aan nul word. Die kragpaar verantwoordelik vir omrol, is die laterale traagheidskrag op die massamiddelpunt van die voertuig en die laterale krag op die band. Indien die massamiddelpunt hoog is, is die omrolmoment groter. Een manier om te bepaal of 'n voertuig naby aan omrol is, is om die rem of traksiekrag te meet. As daar geen vertikale las op die wiel is nie, kan daar ook geen rem- of traksiekrag wees nie.

Die Knorr Remse gepatenteerde “Rollover Prevention[®]” (ROP[®]) omrolvoorkomingstelsel stimuleer die rem- of brandstofstelsel deur middel van 'n klein inset indien die berekende laterale versnelling 'n sekere waarde oorskry. As hierdie klein inset 'n groot verskil in glip tussen die wiel links en regs veroorsaak, beteken dit dat die betrokke wiel op die punt is om kontak te verloor. Bepaalde stappe

kan dan geneem word om omrol te verhoed. Hierdie stappe behels die vermindering van die laterale traagheidskrag deur middel van snelheidsvermindering, gepaardgaande met 'n verlaging in laterale krag op die wiel deur die wielglip aan te pas.

'n Nadeel van die ROP[®] is dat hierdie stelsel slegs binne die gewone sluitweerremstelsel se glipgebied kan werk. Buite hierdie gebied het die stelsel geen inligting oor die werklike gedrag van die voertuig nie. Indien buite hierdie gebied beweeg word, is verdere inligting, en meer sensors nodig, naamlik: stuurwielhoek-sensor (meet die bestuurder se rigtingsbehoefte) giersnelheid-sensor, en longitudinale- en laterale versnellingsensors. Hierdie gemete waardes verskaf genoeg inligting vir die stuurstabiliteit-beheerstelsel om die werklike en verlangde gedrag van die voertuig te bepaal. Indien hierdie twee waardes (werklik en verlang) meer as 'n sekere vooraf bepaalde hoeveelheid verskil, rem die stuurstabiliteit-beheerstelsel een van die wiele van die voertuig. Die belangrikste element van die stuurstabiliteit-beheerstelsel is korrekte beheer van wielglip.

Kyrtzos (1998) stel voor dat daar van drie versnellingsmeters en twee wielsnelheidsmeters gebruik gemaak moet word om omrolgeneigdheid te bepaal. Die lesings van twee versnellingsmeters word vergelyk om te bepaal of omrol besig is om plaas te vind, terwyl die derde versnellingsmeter gebruik word om pad-effekte waar te neem om die invloed daarvan uit te skakel. As 'n kontrole kan die wielspoed van 2 wiele gemeet word, en indien die een wiel stadiger begin draai (omdat die wiel kontak verloor) kan 'n omrolvoorkomingsmeganisme (bv. 'n rem-aktueerder) geaktiveer word.

Hac et. al. (2004) beweer dat dit voordelig is om sowel die rolhoek as rolsnelheid van die bakwerk te meet by die opsporing van omrol. Die metode wat deur die navorsers voorgestel word, sluit 'n algoritme in wat rolhoek en -snelheid van die bakwerk relatief tot die grond voorspel (met behulp van laterale versnelling- en rolsnelheid sensors). Aangesien die dinamika van die rolbeweging verskil tussen gewone en omroltoestande, wissel die parameters van die model afhangende van die bewegingstoestand. Die finale voorspellings van rolhoek en rolsnelheid word saam

met die gemete laterale versnelling gebruik om 'n omrol-indeks te bepaal wat omrolrisiko aandui.

Voorspelling met 'n enkele sensor lewer besondere uitdagings. Die grootste uitdaging is om bevredigende voorspellings in alle gebruiksomstandighede te maak sodat aktivering van die beheerstelsel plaasvind as dit nodig is, en ter selfdertyd onnodige aktiverings tot 'n minimum beperk. Rolbeweging van die bakwerk word primêr deur twee soorte versteurings veroorsaak: (1) opwekking as gevolg van padinsette en (2) traagheidskragte veroorsaak deur draaimaneuvers. Die navorsers beweer dat gebruik van 'n enkele sensor gewoonlik net bevredigende voorspellings vir een van die opwekkingsmeganismes lewer.

Voorspellings gemaak met behulp van laterale versnelling en rolsnelheid komplimenteer mekaar in die meeste gevalle. Die een verskaf gewoonlik 'n goeie resultaat as die ander nie daartoe in staat is nie. Voorspellings gemaak deur laterale versnellings en relatiewe suspensiebeweging is akkuraat in dieselfde omstandighede. 'n Kombinasie van hierdie twee tipe metings sal dus nie omstandighede verbeter nie.

Inligting rakende die omrolindeks word vervolgens bespreek.

Volgens **Hac et. al. (2004)** is daar twee redes waarom vroeë opsporing van naderende omrol belangrik is. Hoe later opsporing plaasvind, hoe groter is die rolhoek, hoe groter is die regstellende aksie wat nodig is om omrol te verhoed. Tweedens het aktiewe suspensiestelsels ook 'n sekere tydsvertraging. Al hierdie behoeftes moet gebalanseer word teen die oogmerk om vals aktiverings, wat die voertuig se hantering kan benadeel, te vermy.

Die omrolindeks is 'n funksie van gemete laterale versnelling, gemete rolsnelheid en voorspelde rolhoek. Hierdie indeks neem aan dat die voertuig toegerus is met 'n stabiliteitsbeheerstelsel wat giervlak voertuigdinamika stabiliseer en sodoende laterale snelheid verlaag. Indien die voertuig nie met so 'n stelsel toegerus is nie, moet die indeks ook 'n funksie van voorspelde syglipsnelheid wees.

Drie optiese hoogtesensors (wat die hoogte tussen die bakwerk en die grond aan elke kant meet) word gebruik om die ware bakrolhoek ten opsigte van die grond te bepaal.

Indien laterale versnelling en relatiewe suspensieverplasing gebruik word vir voorspellings tydens hanteringsmaneuvers, op gelyk paaie, met al die wiele op die grond, word goeie resultate verkry, maar swak resultate vir padgeaktiveerde rol en tweewiel-oplig. Die kombinasie van 'n rolsnelheid en laterale versnellingsensor lewer die beste resultate.

2.5 Navorsing deur die NHTSA

Intensiewe navorsing is die afgelope paar jaar deur die NHTSA in die VSA gedoen met die doel om 'n toetsmetode daar te stel wat gebruik kan word om die omrolgeneidheid van voertuie eksperimenteel te bepaal. Hierdie toetsmetode moet ook gebruik kan word om voertuigeienaars in te lig oor die omrolgeneidheid van hulle voertuie.

2.5.1 *Inleiding*

Volgens **Forkenbrock et. al. (2004)** het die NHTSA in die VSA 'n ondersoek gedoen om vas te stel watter dinamiese parameters gebruik kan word om omrolgeneidheid te bepaal. Alvorens hierdie ondersoek is slegs van 'n statiese eienskap van voertuie (SSF) gebruik gemaak om die omrolgeneidheid van voertuie te klassifiseer. Verder is verskillende dinamiese voertuigtoetse ook ondersoek, om vas te stel watter toets die beste weerspieëling van ware omroltoestande is. Dié intensiewe ondersoek het 'n hele aantal jaar geduur, en 'n hele paar fases behels. Die gevolgtrekking van die ondersoek was dat die sogenaamde NHTSA-vishoek die beste toets is om die dinamiese omrolgeneidheid van 'n voertuig te bepaal. Daar is ook bepaal dat wiellig die parameter is wat gebruik moet word om omrolgeneidheid te meet.

Forkenbrock et. al. (2004) sê die volgende rakende die toetsprosedure wat gevolg is in die finale fase van die ondersoek:

Elke voertuig wat in die toetse gebruik is, is beoordeel met een sogenaamde karakteriseringsmaneuver (die geleidelik-toenemende stuurinset-toets), en een sogenaamde rolweerstandsmaneuver (die NHTSA-vishoek). Die resultate van die geleidelik-toenemende stuurinset-toets is gebruik om die groottes van die stuurwielinsette vir die vishoektoets te bepaal. 'n Programmeerbare stuurrobot is

gebruik om die stuurinsette vir elke toets van die betrokke studie te gee. 'n Kort beskrywing van die maneuvers volg.

2.5.2 Geleidelik-toenemende stuurinset-toets

Voordat die vishoektoets gedoen kan word, moet die grootte van die maksimum stuurwielhoek eers bepaal word. Volgens **Forkenbrock et. al. (2004)** word 'n konstante spoed van 80 km/h gehandhaaf deur middel van brandstofbeheer. Die stuurwiel word gestuur van 0° tot 30° teen 'n tempo van 13.5 °/s. Hierdie stuurinset is gekies omdat die outeurs daarvan oortuig was dat hierdie inset 'n gestadigde toestand laterale versnelling binne die lineêre gebied van enige ligte voertuig kan lewer. Die laterale versnelling ($a_{y,30^\circ}$) by dié stuurwielhoek van 30° word gemeet.

Die maksimum stuurwielhoek van die geleidelik-toenemende stuurinset-toets word vervolgens met die volgende vergelyking bepaal:

$$\delta_{0.55g} = 0.55 \left(\frac{30^\circ}{a_{y,30^\circ}} \right) \quad [2-7]$$

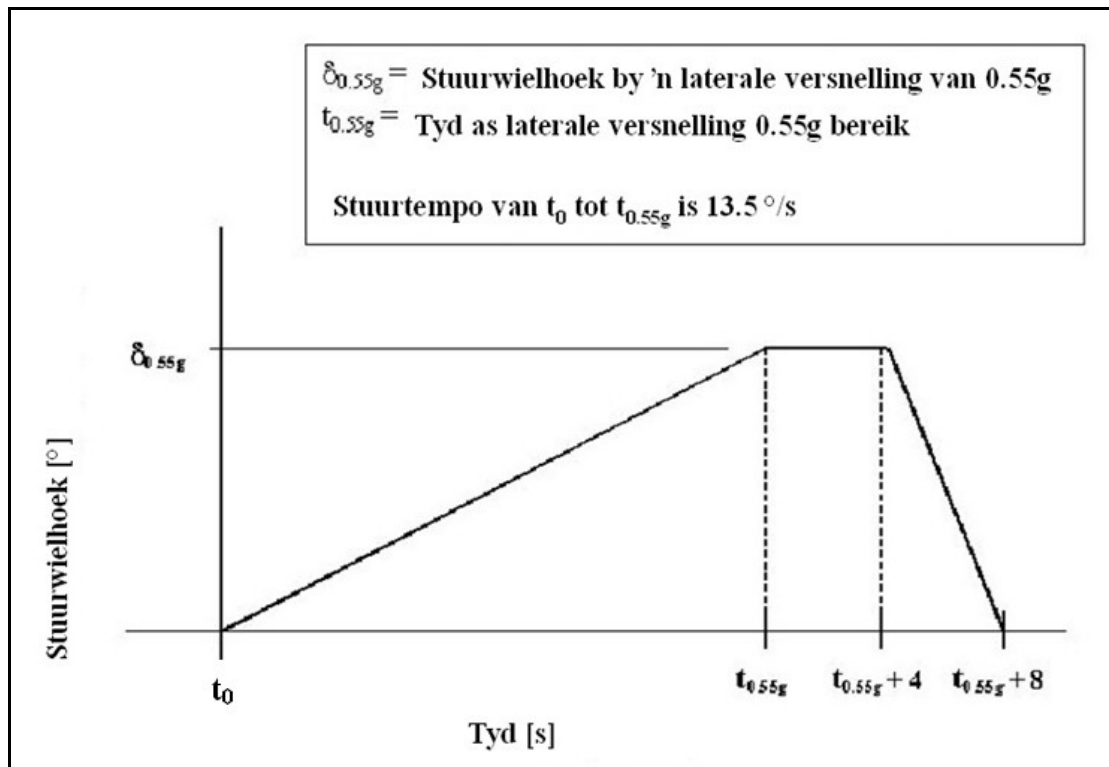
waar:

$a_{y,30^\circ}$ = Laterale versnelling gemeet by 'n stuurwielhoek van 30°.

0.55 = Laterale versnelling van 0.55 g.

Met hierdie maksimum stuurwielhoek bepaal, kan die geleidelik-toenemende stuurinset-toets gedoen word. Die stuurwielhoekinset vir die geleidelik-toenemende stuurinset-toets word in Figuur 2.5 getoon.

Al kan die geleidelik-toenemende stuurinset-toets gebruik word om belangrike inligting rakende voertuighantering te bekom, benodig die NHTSA se rolweerstandstoetse slegs die resultate van hierdie maneuver om die groottes van stuurwielinsette te bepaal, en word hierdie toets as sulks nie aangewend om inligting rakende voertuighantering in te win nie. Die maksimum stuurwielhoek wat gebruik word tydens die NHTSA-vishoek word bepaal as daardie stuurwielhoek wat 'n gemiddeld van 0.3 g laterale versnelling lewer tydens die geleidelik-toenemende stuurinset-toets.



Figuur 2.5 – Stuurinset vir die geleidelik-toenemende stuurinset-toets (Forkenbrock et. al. (2004)).

2.5.3 NHTSA-vishoek

Die stuurwielinsette van die vishoektoets benader die stuurpogings van 'n verskrikte bestuurder wat probeer om weer in sy baan op 'n tweebaanspad te kom nadat daar met twee wiele van die pad af gery is. Die vishoektoets is die enigste van die nege rolweerstandstoetse wat deur die NHTSA tydens Fase IV toetse getoets is wat 'n "Uitstekend" toegeken is vir elkeen van die vier maneuvre beoordelingsfaktore (Objektiwiteit en Herhaalbaarheid, Uitvoerbaarheid, Onderskeidingsvermoë, Verteenwoordigend van werklikheid). Die NHTSA beskou die NHTSA-vishoek as die algeheel beste maneuvre om dinamiese omrolgeneigdheid te evalueer. Tydens Fase IV toetse is gedemonstreer dat dit binne 'n bestuurder se vermoë is om die stuurwieltempo's en stuurhoekgroottes te kan uitvoer.

Tydens Fases IV en V is die groottes van die stuurhoekinsette bepaal deur die stuurwielposisie, wat 'n gemiddeld van 0.3 g laterale versnelling tydens die geleidelik-toenemende stuurinset-toets veroorsaak, te vermenigvuldig met 'n faktor van 6.5. Latere toetse tydens Fases VI en VII het egter getoon dat vir sommige voertuie, die

stuurinsette wat deur hierdie faktor bereken is, so groot is dat die voertuig se vermoë om tweewiel-oplig te lewer daardeur beperk word. In 'n poging om die maneuer se felheid te verhoog, is daar tydens sommige toetse in Fases VI en VII van kleiner stuurwielhoeke gebruik gemaak. Hierdie stuurwielhoeke is bereken deur 'n faktor van 5.5 in plaas van 6.5 te gebruik.

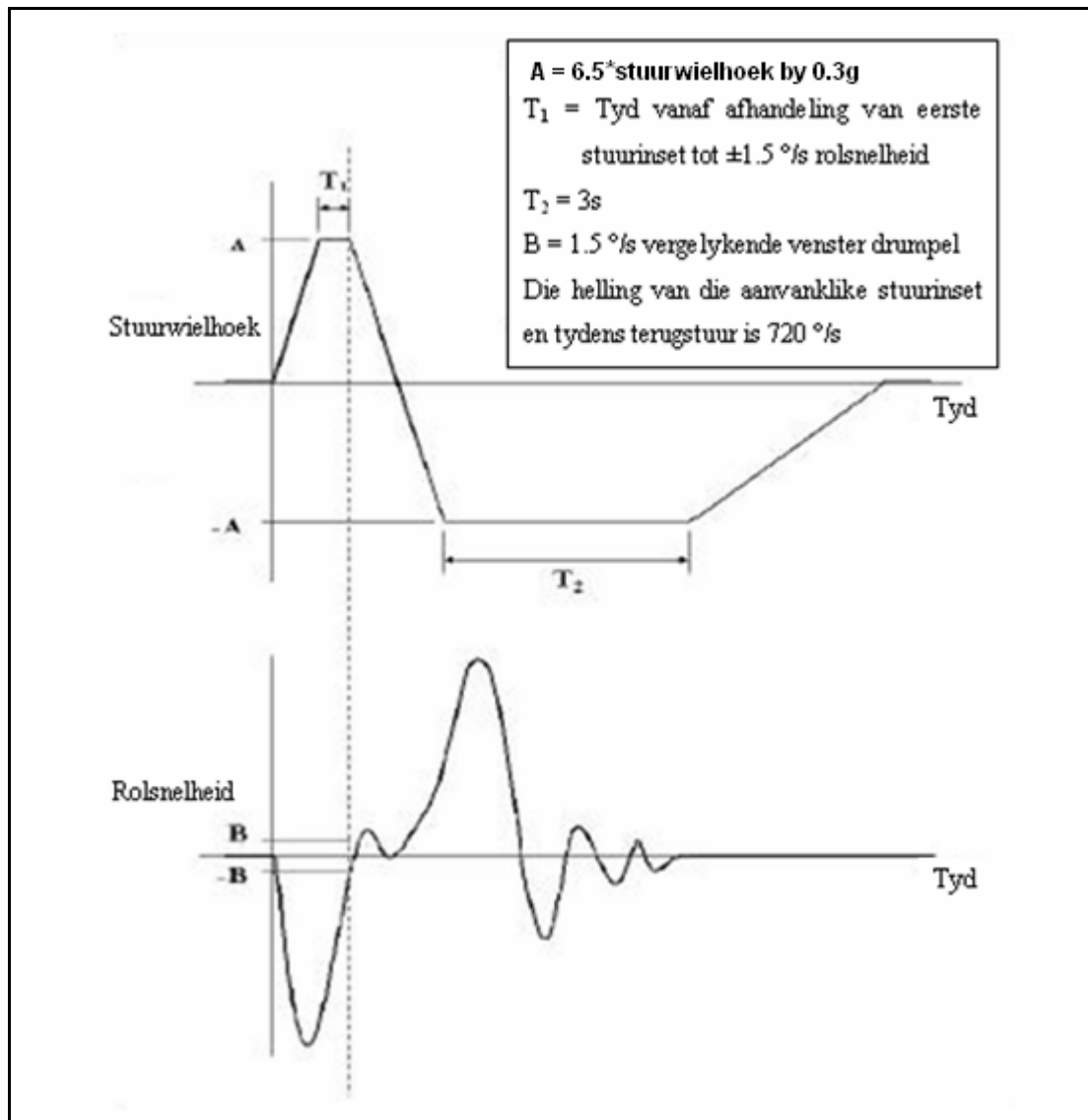
Vir die NHTSA-vishoek is die maksimum stuurwielhoek gelyk aan 6.5 maal dié stuurwielhoek, waar 0.3 g laterale versnelling gemeet is tydens die geleidelik-toenemende stuurinset-toets, met dieselfde voertuig en lastoestand. Die grootte van die teenstuurhoek is gelyk aan die grootte van die aanvanklike stuurhoek, en rolsnelheid-terugvoer is gebruik vir die berekening van die tyd van teenstuur. Die stuurwielinset vir hierdie maneuer word in Figuur 2.6 getoon.

Hierdie toets word eerstens gedoen deur eers links te stuur en dan regs te stuur, en dan deur eers na regs te stuur en dan links. Op hierdie manier word verseker dat die spoed wat bepaal word as die spoed waarby tweewiel-oplig plaasvind, werklik die laagste spoed is waarby dit gebeur. Daar is 'n moontlikheid dat die voertuig die maneuer na die een kant toe by 'n hoër spoed kan doen as na die ander kant toe.

2.6 Gevolgtrekking uit literatuurstudie

Uit die statistiek waarna verwys is, is dit duidelik dat omrol vir 'n groot aantal sterftes (tussen 30% en 40% van alle voertuigongeluksterftes) op die paaie van Suid-Afrika, en die wêreld, verantwoordelik is. Om hierdie rede is dit van die grootste belang dat daar gepoog moet word om die voorkoms van hierdie soort ongeluk te verhoed of te verminder.

Al is daar heelwat werk gedoen op die opsporing van omrol en op omrolvoorkomingstelsels, is die teorie van die meganisme van omrol en die opsporing van omrol nog in 'n beginstadium. Die literatuur dui aan dat verlies aan stuurstabiliteit veroorsaak word deur 'n komplekse koppeling tussen rol-, oplig- en giermodusse, met die limiet van bandkragte, die hoogte van die rolsentrum en hoogte van die massamiddelpunt wat 'n belangrike rol speel.



Figuur 2.6 – Die stuurinset vir die NHTSA-vishoektoets. Die rolsnelheid vir die berekening van die terugstuurtyd word ook getoon (Forkenbrock et. al. (2004)).

Bitter min werk is gedoen om te bepaal watter demperstellings en watter veerstellings moontlik omrol kan verhoed. Volgens die eenvoudige teoretiese analise sal verstelling aan veerstyfheid moontlik omrolgeneigtheid verminder. In sommige gevalle word 'n voertuig se omroldrumpel (en dus stabiliteit) verbeter indien demping verhoog word. 'n Verhoging in demping veroorsaak verder dat bakrol-ossilasies tydens die tweede deel van die NHTSA-vishoektoets vinnig uitgedemp word.

Daar is verder aanduidings dat 'n laer massamiddelpunt omrolgeneigtheid kan verminder, maar wat die optimale verlaging is en wat die dinamiese verband tussen omrolgeneigtheid en massamiddelpunthoogte is, is nie aangespreek nie.

Uit die literatuur blyk dit dat die belangrikste parameters wat gebruik word in die opsporing van omrol, die volgende is:

- Laterale versnelling
- Rolhoek
- Rolsnelheid
- Giersnelheid
- Wiellig

Die meeste navorsing is gebaseer op vereenvoudigde twee-dimensionele benaderings tot die probleem. 'n Gevalideerde drie-dimensionele voertuigmodel kan dus 'n groot bydra maak om betroubare inligting rakende omrol in te samel.

In hierdie studie is gevolglik besluit om die volgende metodiek te volg:

- I. Gebruik 'n volledige nie-lineêre voertuigmodel en bandmodel vir die navorsing.
- II. Gebruik die NHTSA se vaste tydstep vishoektoets met wiellig as hoofparameter om omrol te ondersoek.
- III. Valideer die voertuigmodel teen basislyndata.
- IV. Vervang die suspensie in beide die basislynvoertuig en die ADAMS View model met die 4S₄.
- V. Valideer die voertuigmodel teen 4S₄-toetsdata.
- VI. Verstel die gasvolume (veerstyfheid), dempingskaalfaktor en rithoogte en bepaal die effek van elk op wiellig by verskillende voertuigsnelhede (met behulp van 'n ADAMS View model).
- VII. Identifiseer die “beste” veer-, en demperkarakteristiek asook rithoogte vir die laagste omrolgeneigdheid.

3. Eksperimentele werk

In die komende afdelings word die eksperimentele metodiek wat gevolg is, bespreek. Daar word beskryf hoe te werk gegaan is om die uitvoering van die vaste tydstep vishoektoets moontlik te maak.

3.1 Eksperimentele metodiek

Die NHTSA-vishoek is reeds in die literatuurstudie bespreek. Aangesien hierdie die eerste navorsing van die betrokke voertuigdinamika-navorsingsgroep van die Universiteit van Pretoria in hierdie verband is, is daar besluit om die sogenaamde vaste tydstep vishoektoets te doen. In die eerste plek is die doel van die huidige studie om basiese omrolgedrag te ondersoek. Anders as in die geval van die NHTSA, is die doel nie om verskillende voertuie kwantitatief te evalueer en met mekaar te vergelyk nie. Die verdere kompleksiteit (en voordeel) van die NHTSA-vishoek waar rolsnelheid gebruik word om die tyd van terugstuur te bepaal, is dus in hierdie stadium nie as nodig beskou nie. Daar was ook beperkings op die stuurrobot, wat self deur die navorsingsgroep gebou, en tydens die toetse gebruik is.

’n Diagram, wat aandui hoe die stuurwielhoekinset vir die vaste tydstep vishoektoets lyk, word in Figuur 3.1 getoon.

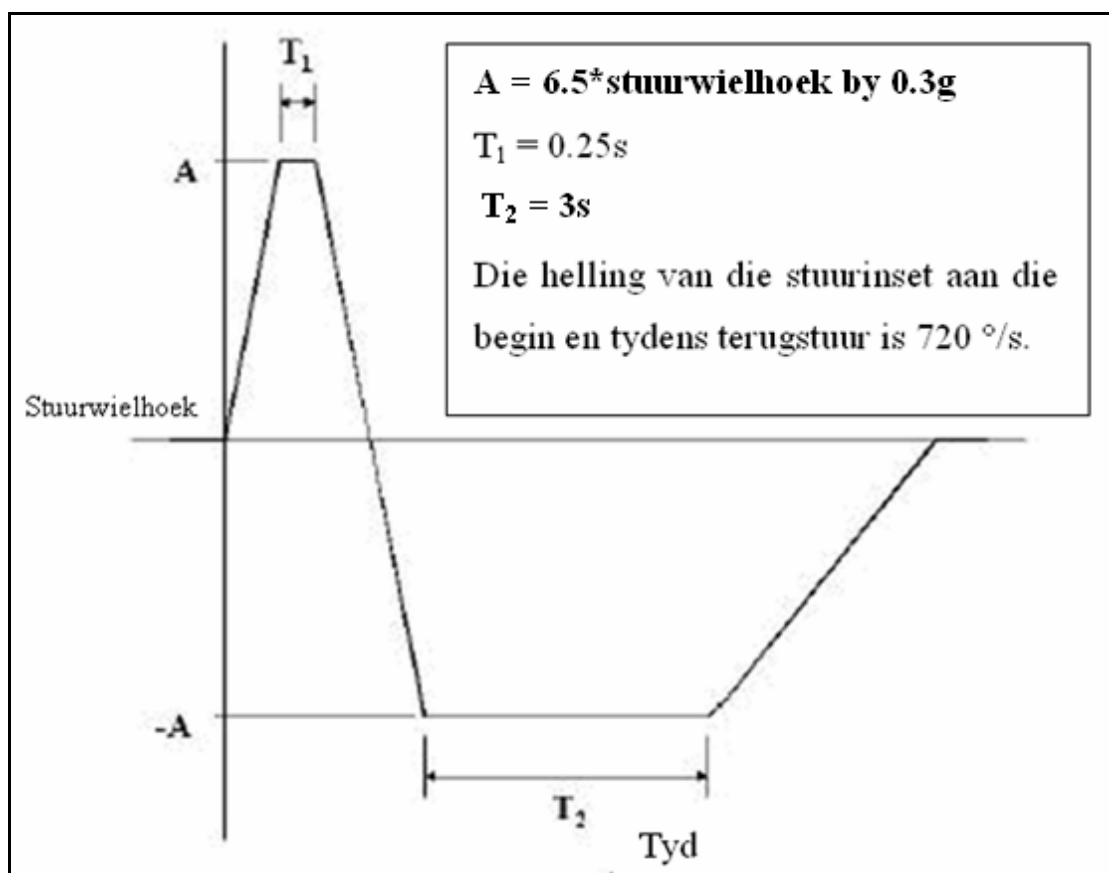
3.2 Implementering

In die volgende afdeling word bespreek hoe die vishoektoets uitgevoer is.

3.2.1 Die stuurinset

Die doel van die geleidelik-toenemende stuurinset-toets is, soos bespreek in die literatuurstudie, om te bepaal wat die stuurwielhoek by ’n gestadige toestand laterale versnelling van 0.3 g is, sodat die stuurwielhoekinset van die NHTSA-vishoek bepaal kan word.

Aangesien gemete data van 'n konstante-radius toets beskikbaar was, (en die toets maklik uitgevoer kon word) is besluit om die grootte van die stuurhoekinset vir die vishoektoets met hierdie toets te bepaal. Die konstante-radius toets behels die volgende: Die voertuig ry 'n konstante radius, terwyl die spoed geleidelik verhoog word. Stuurhoek, voertuigspoed en laterale versnelling word gemeet. Die toets word beëindig as die verlangde laterale versnelling bereik word, of die toets onveilig word as gevolg van erge oorsteur, ondersteur of 'n verlies aan traksie omdat die wiele begin oplug.



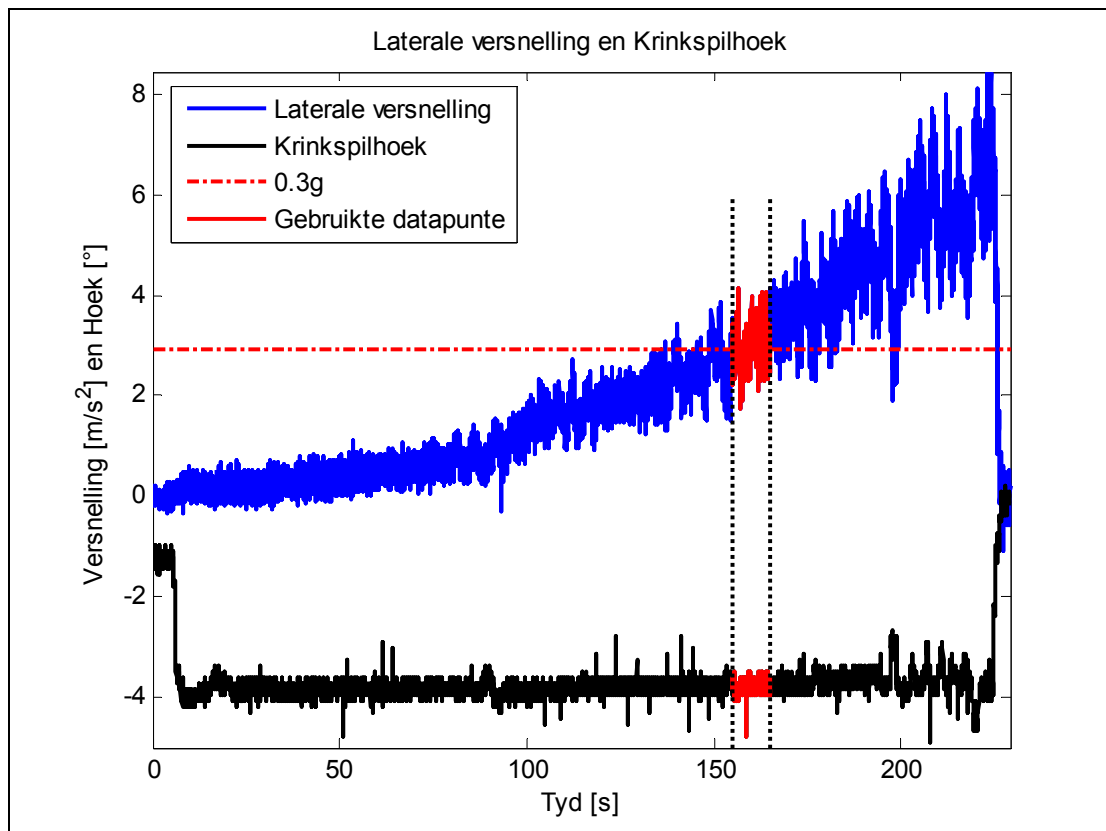
Figuur 3.1 – Die stuurwielinset vir die vaste tydstap vishoektoets (Forkenbrock et. al. (2004)).

In Figuur 3.2 word die gemete laterale versnelling en klinkspilhoek (van 'n konstante-radius toets) teen tyd gestip. Daar is ook 'n lyn wat 0.3 g voorstel, en die datapunte waaroor die gemiddelde geneem is, word ook getoon. Tydens die uitvoer van hierdie toetse kon die stuurwielhoek nie suksesvol gemeet word nie, dus moes die klinkspilhoek verwerk word om 'n ekwivalente stuurwielhoek te gee.

Daar is vasgestel dat die totale stuurwielbeweging 3 omwentelings, of 1080° is. Die totale hoeveelheid wat die krinkspilhoek van die een limiet tot die ander limiet verander is 50° . Die aanname is gemaak dat daar 'n lineêre verwantskap tussen stuurwielhoek en krinkspilhoek is. Die stuurwielhoek is soos volg bereken:

$$\text{Stuurwielhoek} = (1080/50) * \text{Krinkspilhoek.}$$

[3 -1]



Figuur 3.2 – Resultate van 'n konstante-radius toets wat gebruik is om die grootte van die stuurhoek vir die vishoektoets te bepaal.

Die krinkspilhoek is uit Figuur 3.2 bepaal as 3.8° , wat 'n stuurwielhoek van 82.1° lewer as vergelyking 3 - 1 gebruik word. Soos in die literatuurstudie genoem, moet hierdie hoek met 6.5 vermenigvuldig word om die maksimum stuurhoek vir die vishoektoets te verkry. Dus:

$$\text{Stuurwielhoek} = 6.5 * 82.1 = 533.7^\circ$$

Hierdie stuurwielhoek kom neer op 'n krinkspilhoek van 24.7° . Daar is besluit dat hierdie waarde te naby aan die absolute maksimum van 25° is. Hierdie klein marge kan probleme tydens toetse veroorsaak. Soos deur die NHTSA voorgeskryf vir

sommige gevalle is toe besluit om eerder 'n faktor van 5.5 te gebruik. Vir 'n faktor van 5.5 is die stuurwielhoek:

Stuurwielhoek = $5.5 * 82.1 = 451.6^\circ$ en die kringspilhoek 20.9° .

Met die maksimum waardes bepaal kon die stuurrobot geprogrammeer word, en met die toetse voortgegaan word.

Indien verdere navorsing in hierdie veld gedoen word, is dit nodig dat die insette vir die NHTSA-vishoek met behulp van die geleidelik-toenemende stuurinset-toets bepaal word. Verder moet die stuurwielhoek akkuraat gemeet word, sodat dit nie nodig is om stuurwielhoek uit kringspilhoek te bereken nie.

3.2.2 Die stuurrobot

Om te verseker dat die toetse herhaalbaar uitgevoer kon word, is gebruik gemaak van 'n programmeerbare stuurrobot.

Hierdie stuurrobot bestaan uit 'n hegstuk wat op die stuurwiel vaskom, 'n gelykstroom motor en reduksieratkas, en 'n anker wat die motor vashou. Die stuurrobot word in Figuur 3.3 getoon.

Die hoeksnelheid en grootte van die hoek wat die motor stuur, word beheer deur 'n beheerstelsel wat gebruik maak van 'n potensiometer vir stuurwielhoek-terugvoer.

Daar is gevind dat, indien die tyd wat 'n sekere hoek gehandhaaf moet word te kort is, die stuurrobot nie tot by die verlangde hoek stuur nie. Die tyd wat die maksimum stuurwielhoek gehandhaaf word, is verleng om te verseker dat die verlangde hoek wel bereik word.

3.2.3 Meet van wiellig

In die literatuurstudie is wiellig geïdentifiseer as die parameter wat gebruik word om omrolgeneigheid te kwantifiseer. Dit sou dus wenslik wees om die hoeveelheid wat die wiele tydens toetse oplig, te meet.



Figuur 3.3 – Die stuurrobot wat gebruik is om redelike herhaalbaarheid te verseker, gemonteer op die stuurwiel.

Aanvanklik is van laser-verplasingmeters gebruik gemaak om die hoeveelheid wat die wiel van die grond af oplig te meet. Hierdie verplasingmeters werk egter nie op die grys (teer) oppervlak waar die toetse gedoen is nie.

In 'n poging om die lasersensors te kry om wel te lees, is daar 'n slee gemaak wat 'n vel ligte plastiek onder die laser se oog saam met die voertuig gesleep het (Figuur 3.4). Weens die groot bewegings wat tydens die toetse plaasvind, was hierdie poging egter nie geslaagd nie.

'n Ander plan moes gemaak word om wiellig te meet. Daar is besluit om 'n sleeparm met 'n veerbelaaide skarnier aan die voertuig se as vas te maak. Op die punt van hierdie sleeparm word daar 'n wielletjie gemonteer, en die verplasing word dan tussen die wielletjie en 'n vaste punt op die as, met behulp van 'n toutjie-verplasingmeter, gemeet. In Figuur 3.5 word getoon hoe dit aan die agterkant van die voertuig gedoen is, en in Figuur 3.6 word die meetstelsel aan die voorkant getoon.



Figuur 3.4 – Die slee onder die voertuig vir gebruik saam met die laserverplasingmeters.

3.2.4 Rolweorders

In vorige studies is bevind dat dit nodig is om die voertuig met rolweorders (“outriggers”) toe te rus om te verhoed dat die voertuig tydens toetse omrol.

Vir hierdie studie is die aanwending van rolweorders absoluut noodsaaklik, aangesien omrol spesifiek ondersoek word. Omrol van die voertuig moet ten alle koste vermy word.

Rolweorders wat vir die vorige toetse ontwikkel is, is op die voertuig aangebring. In Figuur 3.7 kan die rolweorders op die voertuig tydens die uitvoering van ’n toets gesien word.



Figuur 3.5 – Die meganisme wat gebruik is om die hoeveelheid wat die wiel links agter op lig, te meet.



Figuur 3.6 – Die meganisme wat gebruik is om die hoeveelheid wat die wiel links voor op lig, te meet.

Die rolweerders beïnvloed die traagheidsmomente van die voertuig. Hierdie studie poog egter nie om kwantitatiewe afleidings van die spesifieke voertuig se omrolgeneidheid te maak nie, maar probeer eerder om die omrolgedrag te verstaan, en om vas te stel wat moontlik gedoen kan word om omrolgeneidheid te voorkom. Die ekstra traagheid van die rolweerders veroorsaak dus nie dat die doelwitte van die studie nie bereik kan word nie. Indien verskillende voertuie met mekaar vergelyk word, moet rolweerders met die laagste moontlike traagheid en massa gebruik word.

Dit moet moontlik wees om die rolweerders se hoogte te verstel, aangesien dit nodig is om die rolweerders hoër te maak as kontak met die toetsoppervlak te vroeg plaasvind. Die gebruikte rolweerders se wiele op die punte kan opgestel word. (Die wiele is opgestel vir die toetse).



Figuur 3.7 – Die rolweerders gemonteer op die voertuig tydens ’n toetslopie.

3.2.5 Installasie van die 4S₄-eenhede

Hierdie projek het toetse met die basislynsuspensie (die standaardsuspensie van die toetsvoertuig), en die hidropneumatiese suspensie (4S₄) ingesluit. Nadat toetse met die basislynvoertuig afgehandel is, moes die basislynsuspensie dus verwyder word en die 4S₄ geïnstalleer word.

Die 4S₄-eenhede is geïnstalleer baie naby aan die oorspronklike posisies van die basislynvere. Daar moes hegstukke gemaak word om die eenhede aan die as te heg, en

die bestaande hegstukke op die onderstel moes aangepas word om die 4S₄-eenhede te akkommodeer.

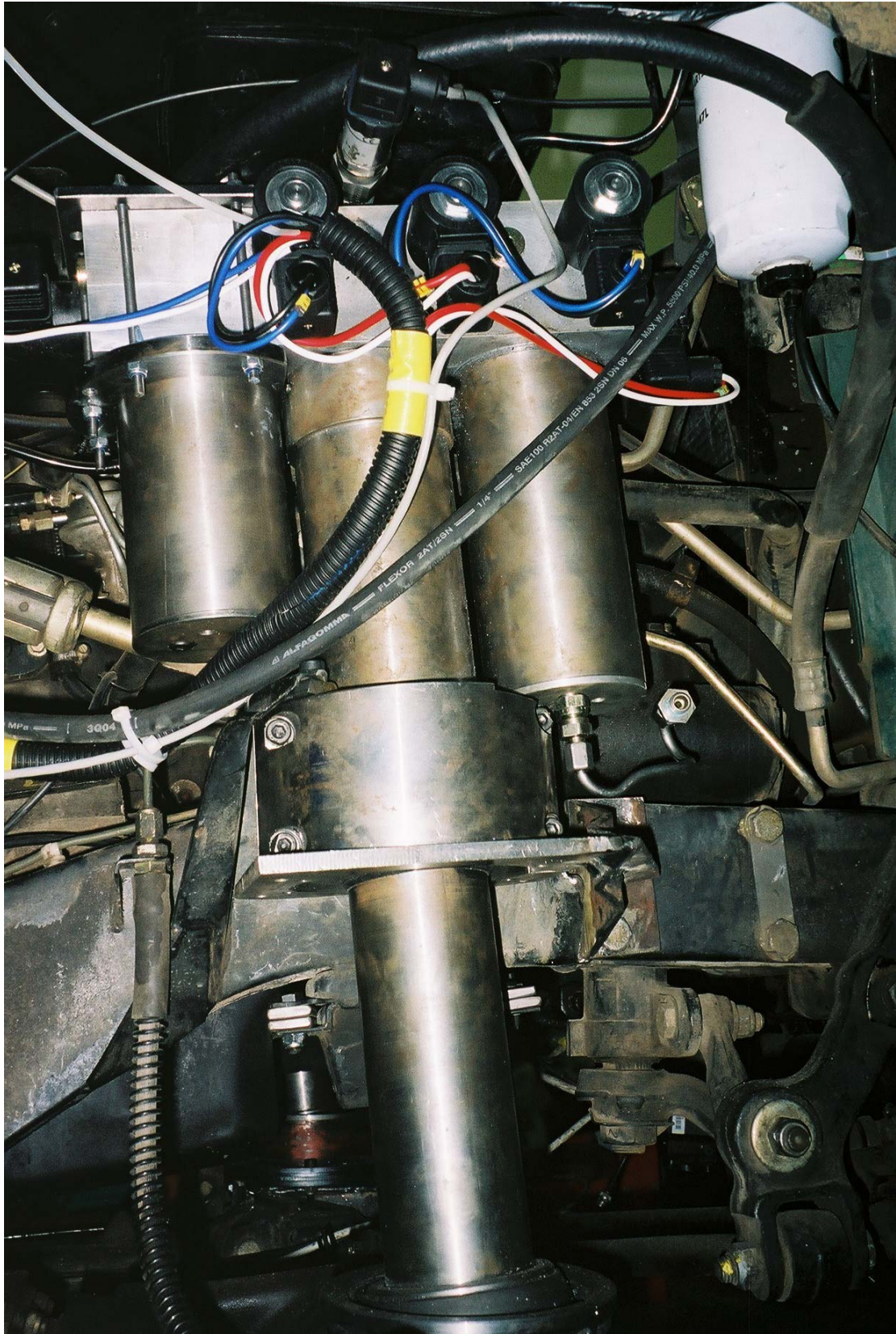
Aangesien daar redelik baie ruimte op die voertuig beskikbaar is (juis een van die redes hoekom hierdie voertuig as toetsvoertuig deur die studieleier gekies is), het installasie sonder ernstige probleme plaasgevind.

Die hidropneumatiese suspensie moet met gas en olie gelaai word. Veral die proses om gas te laai was redelik stadig, aangesien dit 'n iteratiewe proses was. Daar is 'n spuitstuk vervaardig, en elektronies-beheerde solenoïed-kleppe geïnstalleer sodat die verplasingmeters in die 4S₄-eenhede gebruik kon word om te help met die gaslaaiproses. Die hele proses is op hierdie manier met behulp van 'n rekenaar beheer.

Hierdie solenoïed-kleppe het die laai van gas aansienlik vergemaklik, en word in Figuur 3.8 getoon. 'n Foto van die 4S₄-eenheid regs voor op die voertuig word in Figuur 3.9 getoon.



Figuur 3.8 – Om die gaslaaiproses makliker en meer akkuraat te maak, is solenoïed-kleppe geïnstalleer.



Figuur 3.9 – 'n Syaansig van die 4S₄-eenheid wat regs voor op die voertuig gemonteer is.

3.3 Opneem van data

Die parameters wat tydens die voertuigtoetse opgeneem is, word in Tabel 3.1 opgesom.

Tabel 3.1 – Die parameters wat tydens toetse gemeet is, en die plek van meting.

Gemete Parameter	Posisie	Meetapparaat
Veerverplasing LA	In 4S ₄ -eenheid LA	Reostaat verplasingsmeter
Veerverplasing LV	In 4S ₄ -eenheid LV	Reostaat verplasingsmeter
Veerverplasing RA	In 4S ₄ -eenheid RA	Reostaat verplasingsmeter
Veerverplasing RV	In 4S ₄ -eenheid RV	Reostaat verplasingsmeter
Laterale versnelling LA	Onder sitplek LA	±4g Versnellingsmeter
Laterale versnelling RA	Onder sitplek RA	±4g Versnellingsmeter
Wiellig LA	Agter-as links	Toutjie-verplasingsmeter
Wiellig LV	Voor-as links	Toutjie-verplasingsmeter
Wiellig RA	Agter-as regs	Toutjie-verplasingsmeter
Rolsnelheid	Voor tussen sitplekke	Giroskoop (y-as)
Giersnelheid	Voor tussen sitplekke	Giroskoop (z-as)
Stuurwielhoek	Stuurrobot ratkas	Potensiometer
Kringspilhoek (Links)	Kringspil links	Potensiometer
Kringspilhoek (Regs)	Kringspil regs	Potensiometer
Voertuigspoed (Dryfas)	Weerkaatsstrook op dryfas	Optiese sensor
Voertuigspoed (Wiel)	Weerkaatsstrook op wiel LA	Optiese sensor

3.4 Resultate

Die toetse het met redelike sukses verloop, daar was egter 'n paar knelpunte. In die eerste plek kon wiellig nie met die nodige akkuraatheid gemeet word nie. Die arm, waarop die wiel wat gesleep het gemonteer was, is met behulp van 'n torsievoor teen die toetsoppervlak vasgedruk – daar was egter geen demping nie. Die gevolg was dat die wiel erg gehop het, en dat daar hoogstens 'n tendens uit die metings waargeneem kon word – die data was nie goed genoeg om te gebruik vir korrelasie-doeleindes nie.

In hierdie opsig het die oppervlak van die toetssterrein 'n groot probleem geskep. Die terrein se oppervlak is baie onreëlmatig, en ook teen 'n effense helling. Veral die onreëlmatigheid van die terrein het veroorsaak dat daar baie geraas op die gemete data was. Vir verdere navorsing sal dit nodig wees om in die bou van 'n goeie oppervlak, wat groot genoeg is vir die doen van omroltoetse, te belê.

Figuur 3.10 toon 'n toetslopie waar daar aansienlike ophig van die wiel links agter is.



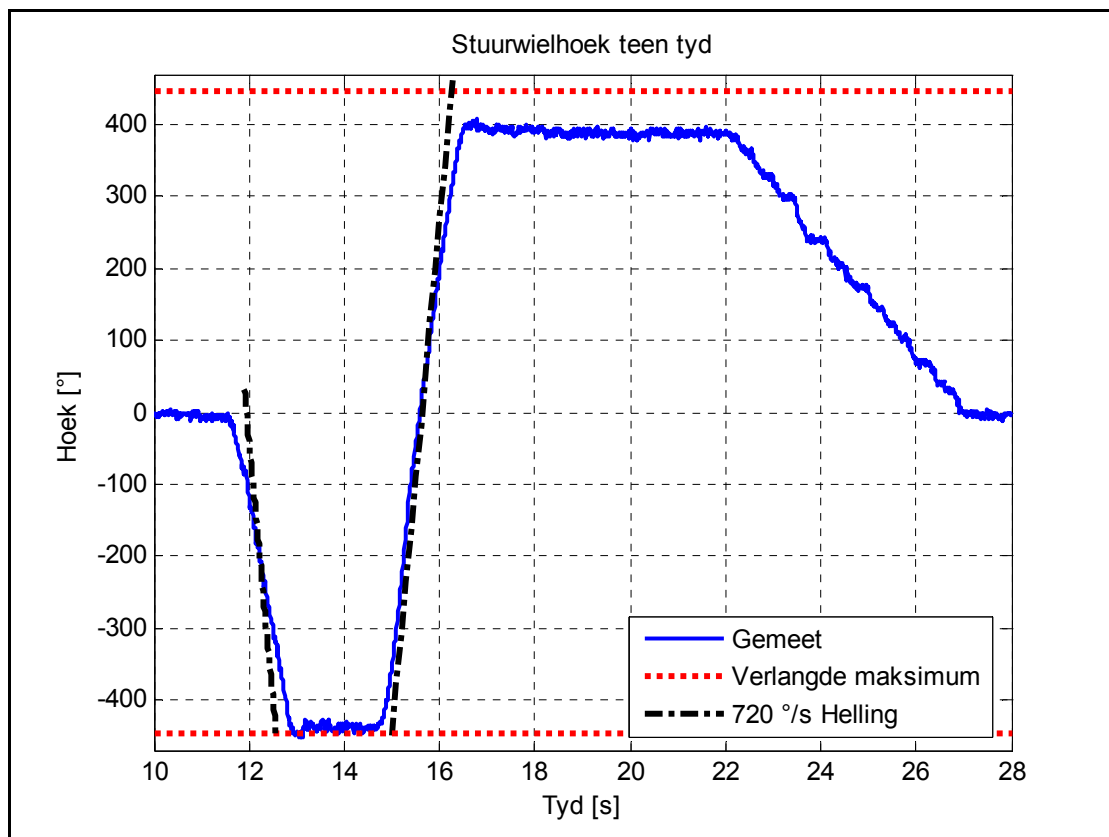
Figuur 3.10 – Die agterwiel aan die linkerkant van die voertuig lig op tydens 'n toetslopie.

Die voertuigspoed is met behulp van 'n kontaklose optiese meetstelsel gemeet. 'n Weerkaatsstrook is op die linkerkantste agterwiel geplak. (Spoedmeting op die dryfas was nie suksesvol nie.) Die retro-reflektiewe optiese sensor tel dan elke keer die plakker op as dié verby beweeg. Aangesien die toets se felheid so hoog is, is daar redelike groot veranderinge in wielradius, asook baie beweging van die as en suspensie. Dit het veroorsaak dat spoed net akkuraat gemeet kon word tot net voor die toets begin is – daarna het die groot bewegings akkurate meting beïnvloed. In die toekoms moet voertuigspoed eerder met 'n GPS-stelsel gemeet word, aangesien hierdie apparaat se betroubaarheid en akkuraatheid hoog is.

Die toetsbestuurder het egter gepoog om die snelheid tydens toetse konstant te hou. Die simulaties is dus gedoen deur die maksimum gemete spoed tot op die einde van die toets konstant te handhaaf.

Die stuurwielhoekinset wat deur die stuurrobot uitgevoer is, word in Figuur 3.11 getoon. Die verlangde maksimum stuurwielhoek en lyne wat 'n helling van $720\text{ }^\circ/\text{s}$ het, word ook op die grafiek getoon. Soos gesien kan word, word die regte maksimum bereik tydens die aanvanklike stuurinset, terwyl die tweede stuurwielinset effens laer is as die verlangde waarde. Die maksimum stuurwielhoeke is egter langer gehandhaaf as wat voorgeskryf word deur die NHTSA. Die stuurrobot moet so verbeter word dat die regte stuurwielhoekgrootte bereik kan word, terwyl die hoek ook slegs die voorgeskrewe tyd gehandhaaf word.

Die tempo van die stuurwielhoekinset is laer as die voorgeskrewe waarde van $720\text{ }^\circ/\text{s}$. Die eerste helling is ongeveer $364\text{ }^\circ/\text{s}$ en die teenstuurhelling is $525\text{ }^\circ/\text{s}$. Vir toekomstige navorsing sal dit dus wenslik wees dat die stuurrobot so verbeter word dat hoër insetsnelhede moontlik is. 'n Gebrek aan stroom om die motor aan te dryf, is 'n moontlike verklaring vir die laer draaitempo. Korter en dikker kragdrade mag moontlik die probleem verklein.



Figuur 3.11 – Gemete stuurwielhoek en lyne wat ideale waardes aandui.

Die rolweerders is tot die maksimum afstand van die grond verstel. Die rolweerders het egter steeds by laer snelhede as wat wenslik is, kontak met die toetsoppervlak gemaak. Dit is baie nodig dat toetse by hoër snelhede gedoen moet word. Die ontwerp van die rolweerders moet dus heroorweeg word, sodat toetse by hoër snelhede gedoen kan word. Akkurate simulاسie en berekeninge sal nodig wees om die rolweerders só te ontwerp dat die gewenste resultate verkry word, terwyl die veiligheid van die voertuig en die passasiers en bestuurder steeds gewaarborg word.

3.5 Gevolgtrekking

’n Aangepaste weergawe van die vaste tydstap vishoektoets is suksesvol met behulp van die stuurrobot uitgevoer. Daar is egter ruimte vir verbetering. Daar moet verseker word dat die regte stuurwielhoeke vir die korrekte tydsduur gehandhaaf word, en dat die tempo van die stuurinset met die voorgeskrewe waarde ooreenstem.

Dit is nodig dat die insette vir die NHTSA-vishoek met behulp van die geleidelik-toenemende stuurinset-toets bepaal word. Soos in Figuur 3.2 gesien kan word, is die konstante-radius toets nie ideaal om die stuurinset te bepaal nie, aangesien die klinkspilhoek ongeveer konstant bly vir veranderende laterale versnelling. Dit is nie die geval tydens die geleidelik-toenemende stuurinset-toets nie. Akkurate meting van die stuurwielhoek is vir hierdie doeleindes ook nodig.

Daar moet na meer betroubare meetstelsels vir die meet van voertuigspoed oorgeskakel word. Die gebruik van ’n GPS kan betroubare voertuigspoed resultate lewer.

Die regte laser-verplasingmeters moet gekoop word sodat die hoeveelheid wiellig suksesvol gemeet kan word. Ander metodes van meting, byvoorbeeld deur middel van foto’s of video’s geneem deur ’n digitale kamera, kan ook ondersoek word.

Die rolweerders moet verder kan oplik. Die bestaande rolweerders sal dus aangepas moet word, of nuwe rolweerders sal ontwerp en vervaardig moet word. Indien dit nodig sou wees om verskillende voertuie met mekaar te vergelyk, sal ligter rolweerders oorweeg moet word.

4 Die voertuigmodel

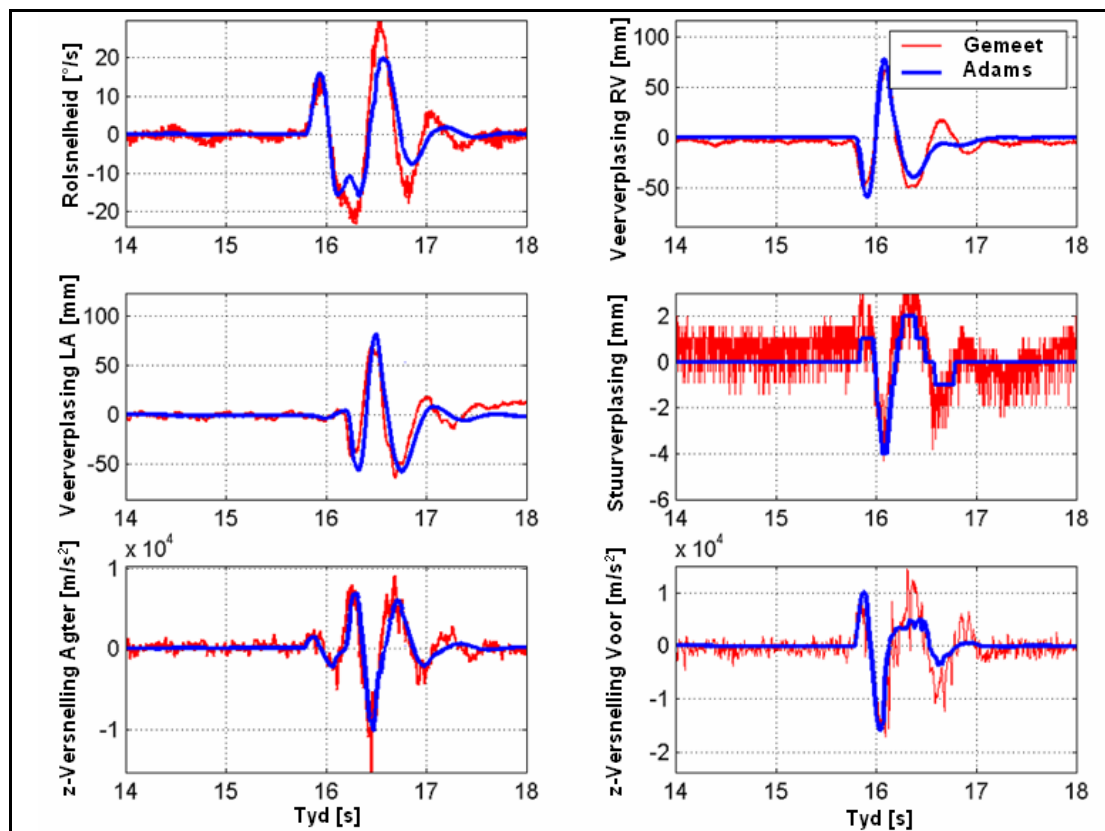
In hierdie hoofstuk word die ADAMS View model wat vir die simulاسies gebruik is, beskryf.

4.1 Die model

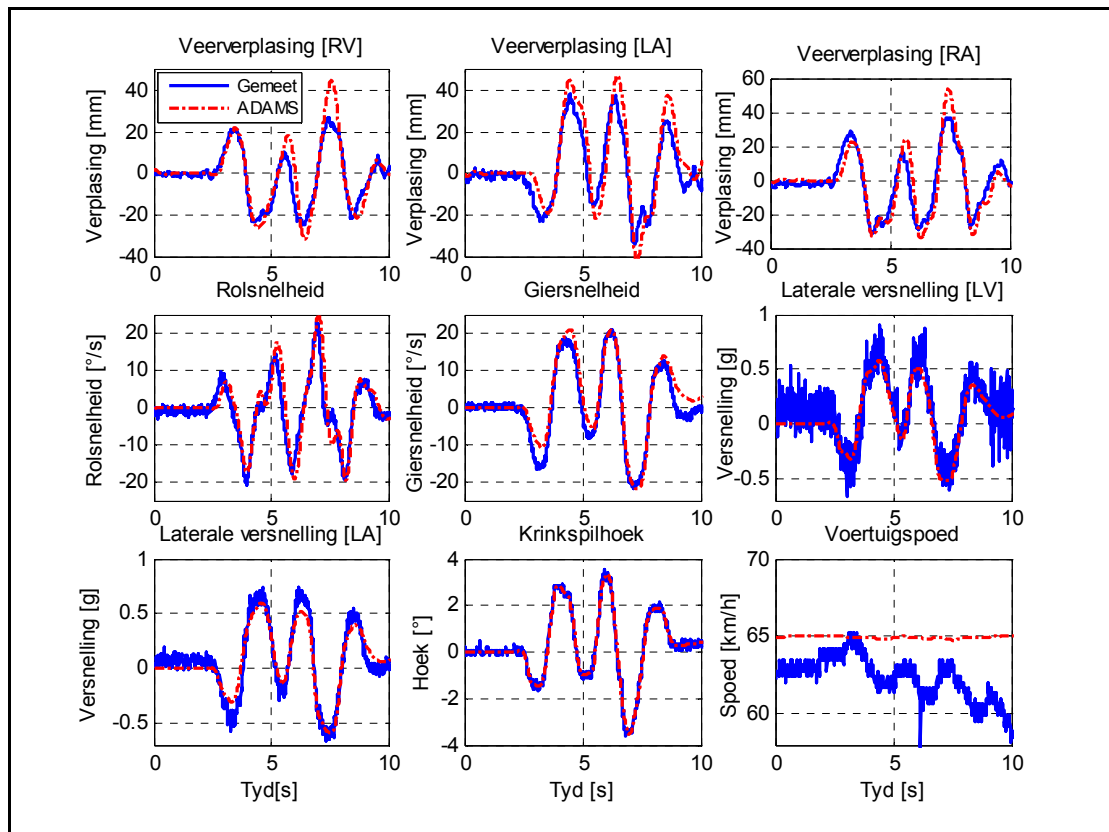
In hierdie afdeling word 'n algemene beskrywing van die model opgevolg deur 'n meer indiepte bespreking van die suspensie voor en agter, en die bandmodel wat gebruik is.

4.1.1 Algemeen

Die ADAMS View model wat in hierdie studie gebruik is, is ontwikkel deur **Thoreson (2003)** soos ook beskryf deur **Els (2006)**. Hierdie model is gevalideer vir ritgemak oor 'n APG-hobbel (sien Figuur 4.1) asook vir hantering deur gebruik te maak van 'n dubbelbaanveranderingsmaneuver (sien Figuur 4.2).



Figuur 4.1 – Korrelasie vir 'n enkel APG-hobbel (basislynvoertuig) (Els (2006)).



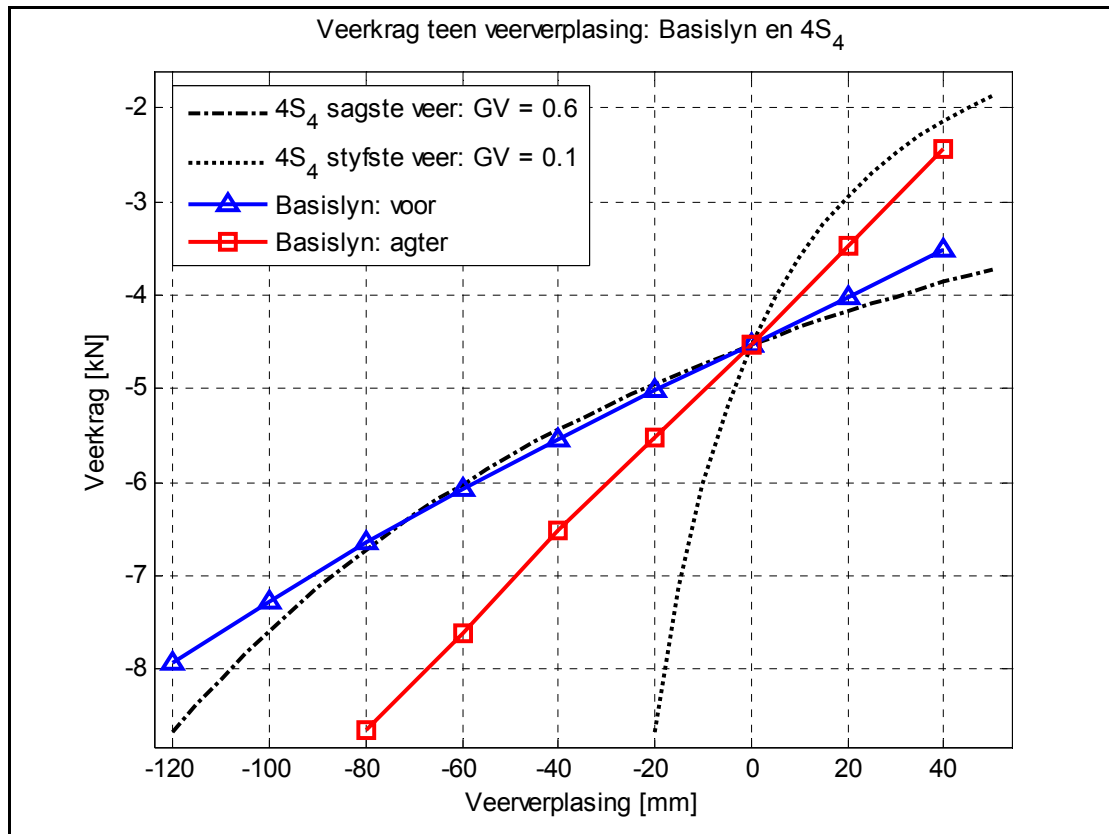
Figuur 4.2 – Korrelasie vir die dubbelbaanveranderingstoets (basislynvoertuig). (Els (2006))

Die geometriese eienskappe van die voertuig is verkry deur fisiese opmeting van die voertuig. Sommige kritieke afmetings is bekom uit beskikbare tekeninge.

Die massa van die voertuig is ook bepaal deur meting. Om die torsionele styfheid van die onderstel te modelleer, is die voertuigbakwerk in 'n voorste en agterste liggaam verdeel, met massas van 682.2133 kg en 893.6054 kg onderskeidelik. Hierdie twee liggame is op die rolas met 'n skarnier en 'n torsieveer, met 'n styfheid van 250 Nm/°, aan mekaar verbind. Die geometrie van die model is egter van so 'n aard dat die massaverspreiding tussen voor en agter baie naby aan 50/50 is. Die eksperimentele bepaling van die posisie van die voertuig se massamiddelpunt, en benaderde waardes vir die rol-, duik- en giertraagheidsmomente word beskryf deur **Uys et. al. (2006)**.

Die styfheid van die teenrolstaaf is bepaal as 134 Nm/°. Die dempers, vere, en deurstampstoppe van die standaard basislynvoertuig is van die voertuig verwyder sodat hierdie komponente se eienskappe bepaal kon word. Die krag-verplasing en

krag-snelheid verwantskappe is met behulp van SCHENCK Hydropulse toetstoerusting bepaal. Die krag-verplasing verwantskap van die voorste en agterste vere van die basislynmodel, en van die sagste (gasvolume 0.6 liter) en styfste (gasvolume 0.1 liter) vere van die 4S₄, word in Figuur 4.3 getoon.



Figuur 4.3 – Die krag-verplasing verwantskap van die voorste en agterste vere van die basislynmodel.

’n Tweewiel-bandtoetser wat agter ’n voertuig gesleep word, is gebruik om die sykrug teen glijhoek eienskappe van die bande te bepaal. Daar kon egter net tot ’n glijhoek van 10° gemeet word met hierdie toerusting. Die gemete data is gebruik om die koëffisiënte te bepaal wat nodig is vir die ADAMS View Pacjeka ’89 bandmodel (Bakker et. al. (1989)).

4.1.2 Die stuurinset

Om die hele stuurstelsel van die toetsvoertuig te modelleer, is ’n ingewikkelde taak. Met die aanvanklike bou van die ADAMS View model is daar besluit om nie die

volledige stuurstelsel te modelleer nie. Tydens voertuigtoetse is die krinkspilhoek van die voertuig direk gemeet. Hierdie gemete krinkspilhoek (tesame met voertuigspoed) word gebruik as inset vir die ADAMS View model.

Tydens die toetse is die voertuig gestuur deur 'n stuurrobot wat op die stuurwiel gemonteer was. Vir die simulاسies is die voertuig gestuur deur die krinkspilhoek te draai. Soos genoem, is die gemete krinkspilhoek as inset gebruik vir die validering van die model. Vir verdere simulاسies is daar 'n krinkspilhoekinset met behulp van vergelyking 3-1 bepaal, wat ekwivalent aan die verlangde stuurwielhoekinset is. Figuur 4.4 toon 'n voorbeeld van die gemete stuurwielhoek (bo) en krinkspilhoek (onder).

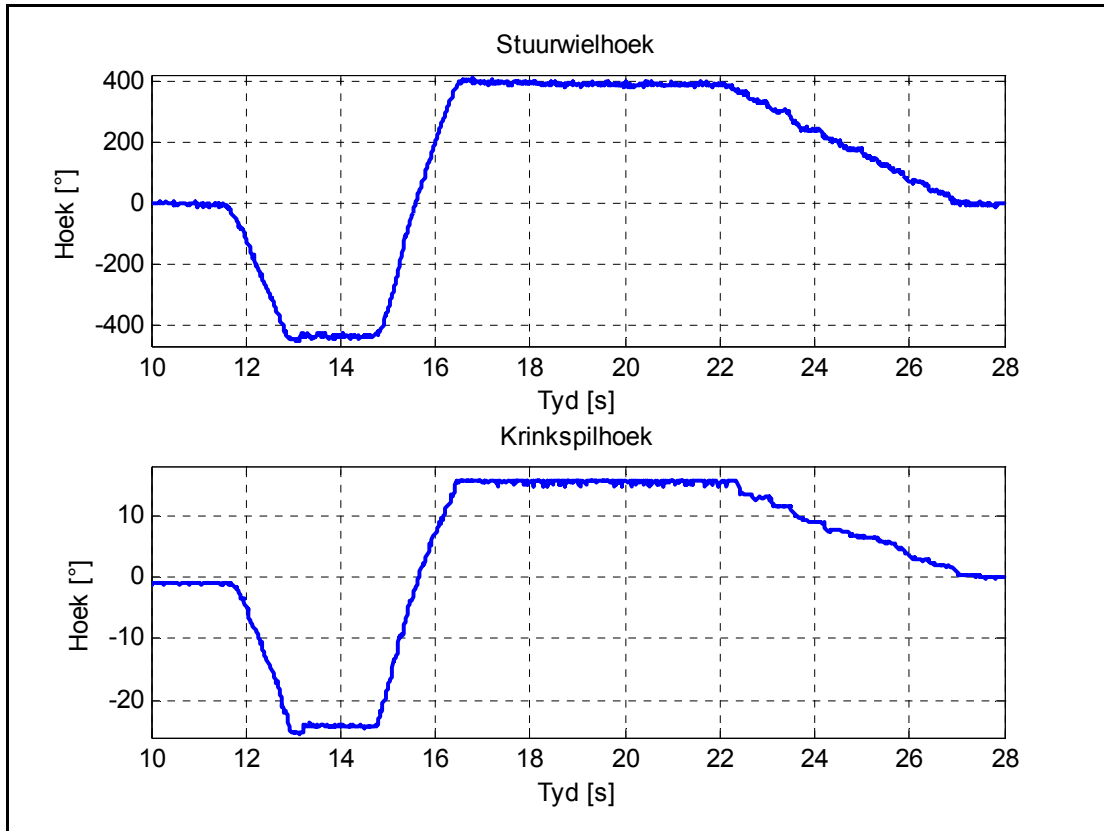
In Figuur 4.5 word die gemete stuurwielhoek teen die gemete krinkspilhoek gestip. Om die metode so eenvoudig moontlik te hou, is besluit om die stuurhoek teen krinkspilhoek se verwantskap te lineariseer. Daar is 'n lineêre krommepassing deur die data gedoen, wat ook getoon word. Die ander lyn op die grafiek is 'n lyn met 'n helling van (1080/50), die verhouding wat gebruik is om die stuurwielhoek vir die vishoektoetse te bepaal.

Soos uit die figuur duidelik is, is daar 'n baie klein verskil tussen die lineêre krommepassing wat op die data gedoen is, en die eenvoudige benadering wat bloot gebruik maak van die helling (1080/50). Dit verklaar hoekom die uiteindelijke stuurinset tydens die toetse so naby aan die verlangde stuurwielhoek was. Dit beteken verder dat die hellings en groottes van die verlangde stuurwielhoekinset net met die faktor (1080/50) geskaal kan word om die ekwivalente krinkspilhoekinset te gee.

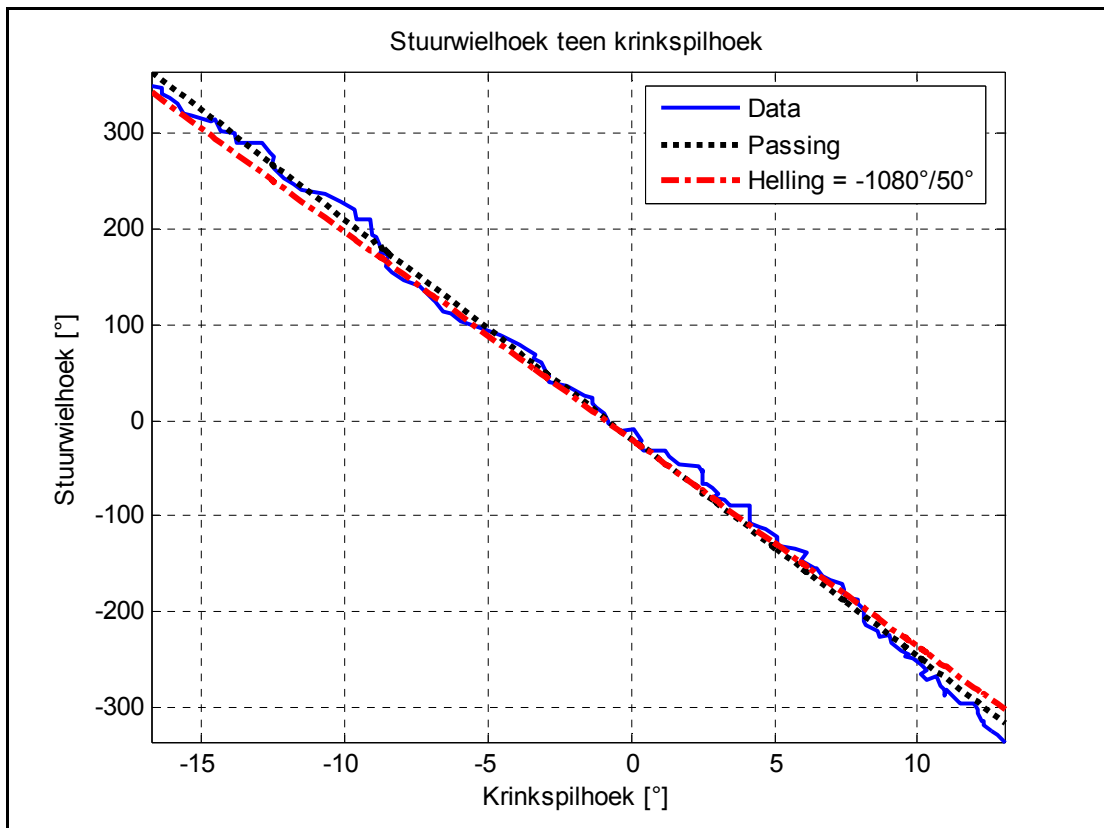
Die grootte van die krinkspilhoekinset is reeds in die vorige hoofstuk bereken as 20.9°. Dit is afgerond tot 21° vir die simulاسies. Die tempo van die krinkspilhoekinset is dus:

$$720 \text{ }^\circ/\text{s} * (50/1080) = 33.3 \text{ }^\circ/\text{s}.$$

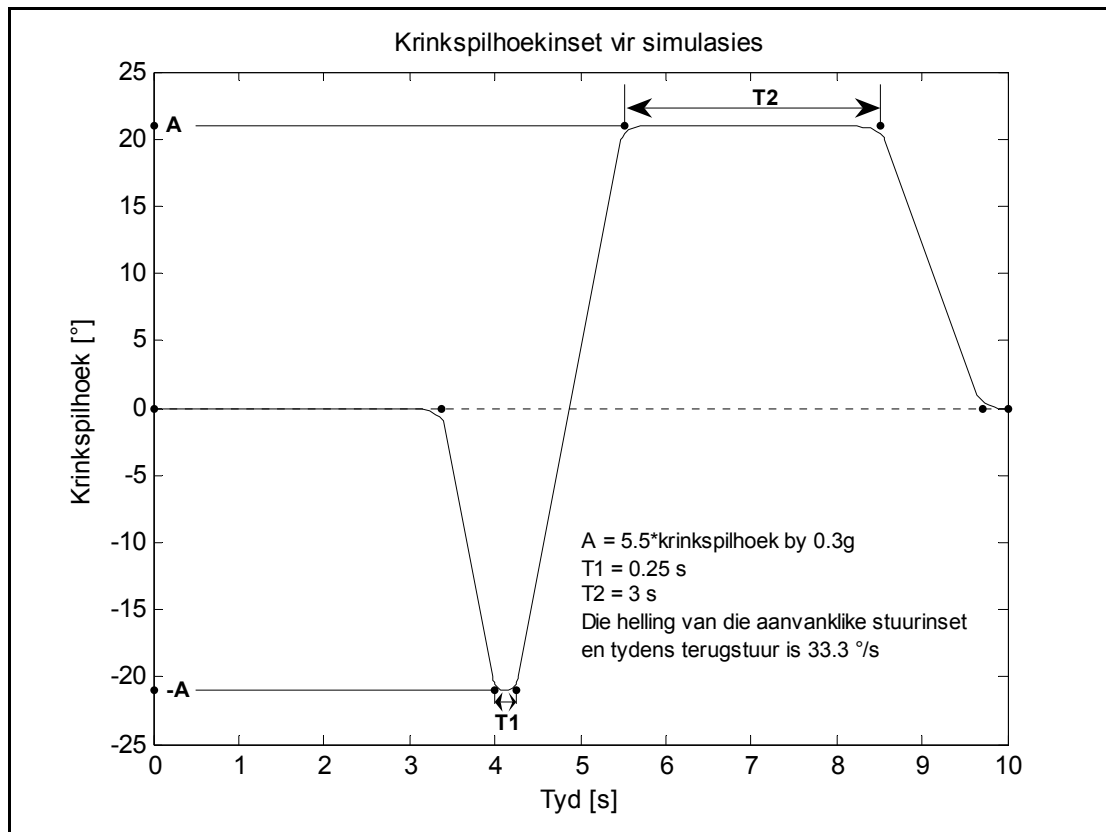
Figuur 4.6 toon die krinkspilhoekinset wat vir die simulاسies gebruik is.



Figuur 4.4 – Die gemete stuurwielhoek en krinkspilhoek.



Figuur 4.5 – Stuurwielhoek teen krinkspilhoek, saam met 'n krommepassing en 'n lyn met 'n helling van $-1080^{\circ}/50^{\circ}$.



Figuur 4.6 – Die krinkspilhoekinset gebruik vir die simulاسies.

4.1.3 Die suspensie

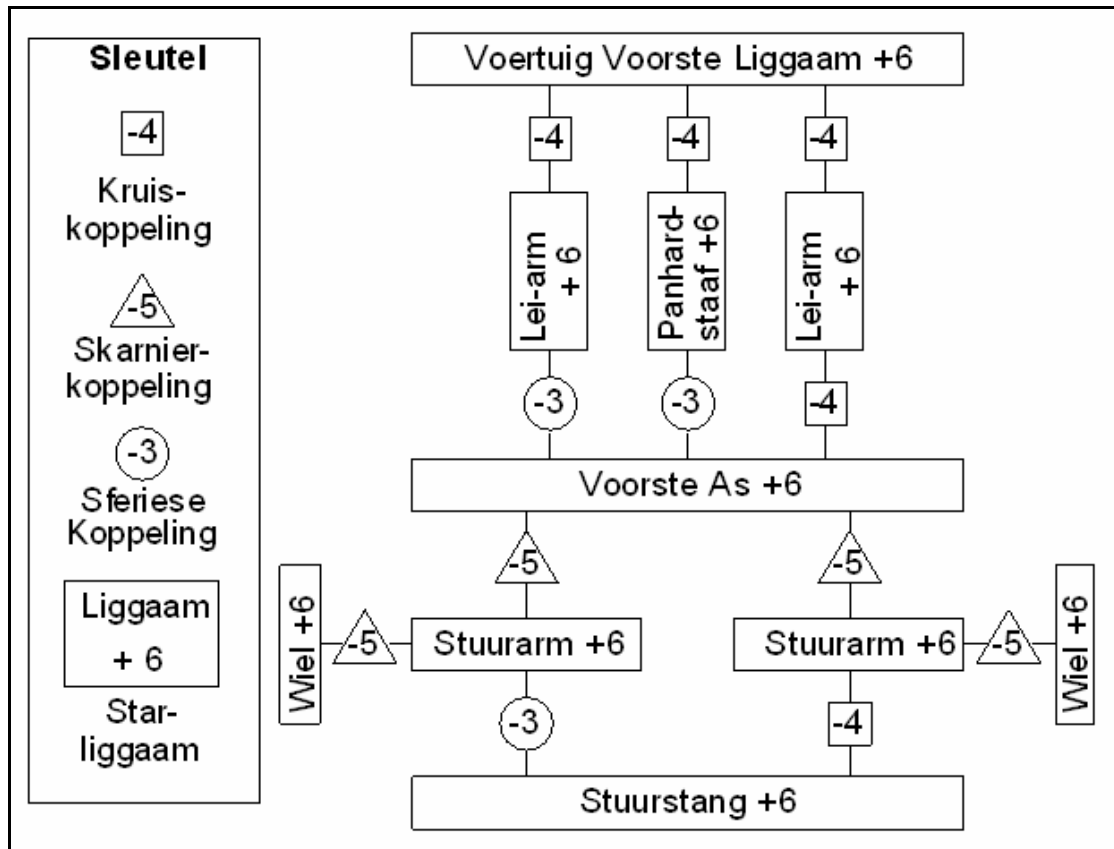
4.1.3.1 Voorste suspensie

Els (2006) beskryf die suspensie soos volg: Die vaste-as word longitudinaal bevestig deur lei-arms wat met rubberbusse aan die voertuigonderstel vasgemaak is. Die styfheid van hierdie rubberbusse is bepaal, en ingesluit in die ADAMS View-model. Die as word lateraal bevestig deur 'n Panhardstaaf. Op die basislynvoertuig is kronkelvere met konsentriese dempers en rubber deurstampstoppe gemonteer. 'n Stuurstang verbind die linker en regter wiele. Die res van die stuurstelsel se geometrie is nie gemodelleer nie. 'n Skematiese uitleg van die verskillende liggame, verbindings en aantal vryheidsgrade van die voorste gedeelte van die voertuigmodel word in Figuur 4.7 getoon. Die aantal vryheidsgrade wat deur elke koppeling verwyder word, word aangedui deur die syfer in die simbool van elke koppeling.

4.1.3.2 Agterste suspensie

Els (2006) beskryf die agterste suspensie soos volg: Die vaste-as word in die laterale rigting bevestig deur 'n A-arm, en in die longitudinale rigting met behulp van twee

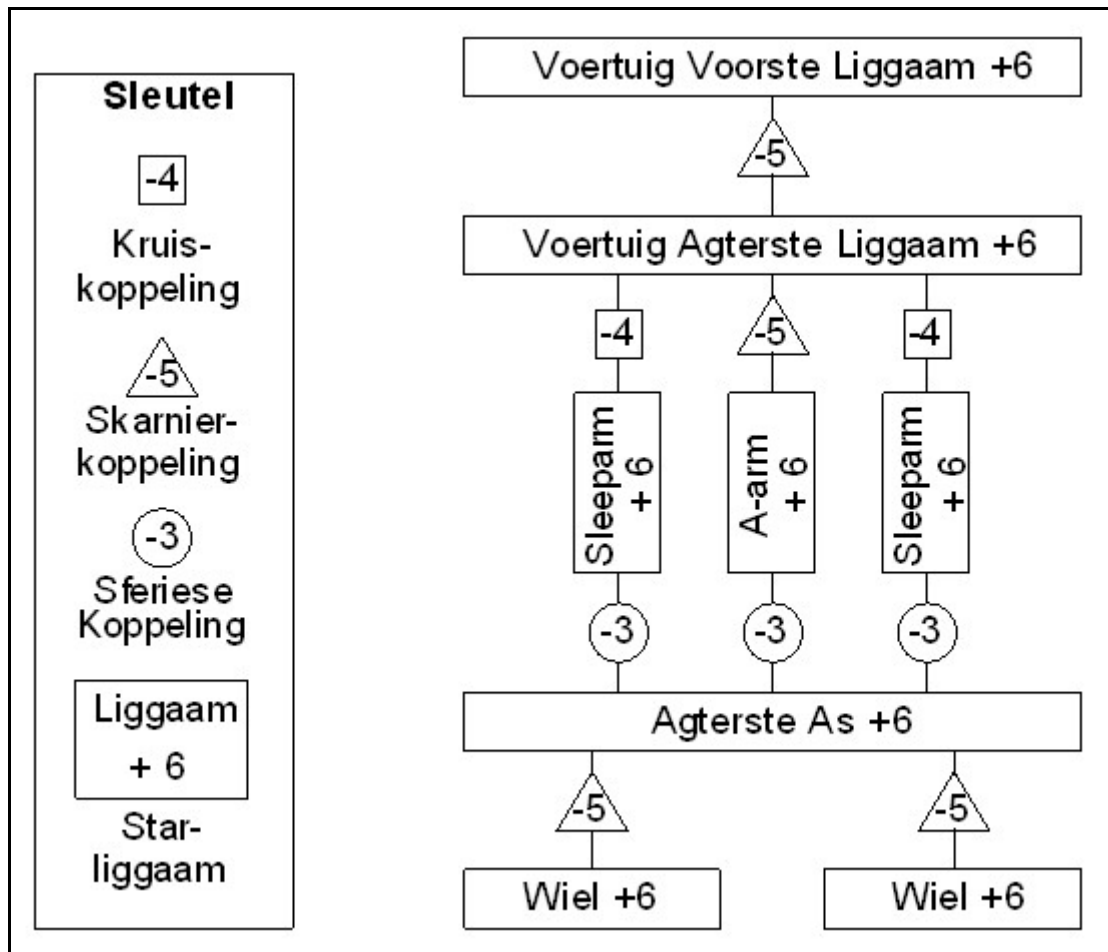
sleeparms. Die styfheid van die rubberbusse waarmee die sleeparms aan die onderstel vasgeheg is, is in die ADAMS View model ingesluit. In die geval van die basislynvoertuig is daar kronkelvere en rubber deurstampstoppe, met dempers wat teen 'n hoek gemonteer is tussen die as en die onderstel. Daar is ook 'n teenrolstaaf gekoppel aan die agterste suspensie. 'n Skematiese voorstelling van die agterste deel van die voertuigmodel word in Figuur 4.8 getoon.



Figuur 4.7 – Skematiese voorstelling van die voorste gedeelte van die voertuigmodel (Els (2006)).

4.1.3.3 Die hidropneumatiese suspensie

Die 4S₄-eenheid is gemodelleer as 'n krag tussen twee bewegende liggame, en vervang die kronkelvere en dempers van die basislynmodel **Thoreson (2003)**. Die 4S₄-eenhede word in die posisie van die kronkelvere gemonteer. Die karakteristieke van die hidropneumatiese vere word in Matlab bereken (Figuur 4.9). Daar word aangeneem dat politropiese samedrukking van die gas plaasvind. Die statiese veerkrag vir ewig is bepaal, en word gebruik om die regte ewewigspunt te bepaal.



Figuur 4.8 – Skematiese voorstelling van die agterste gedeelte van die voertuigmodel (Els (2006)).

Die veerkrag word bereken met die volgende formule (Thoresson (2003)):

$$F = F_s \left[\frac{V_o}{A_o(x_o + x)} \right]^\gamma \quad [4-1]$$

$$F_{veer} = 2F_s - F \quad [4-2]$$

Waar: F_s = Statiese veerkrag [N].

V_o = Statiese gasvolume [m^3].

A_o = Suieroppervlak [m^2].

x_o = Beginposisie van die suier (V_o/A) [m].

x = Huidige posisie van die suier [m].

γ = Gaskonstante vir politropiese samedrukking.

F_{veer} = Die veerkrag wat na ADAMS View gestuur word.

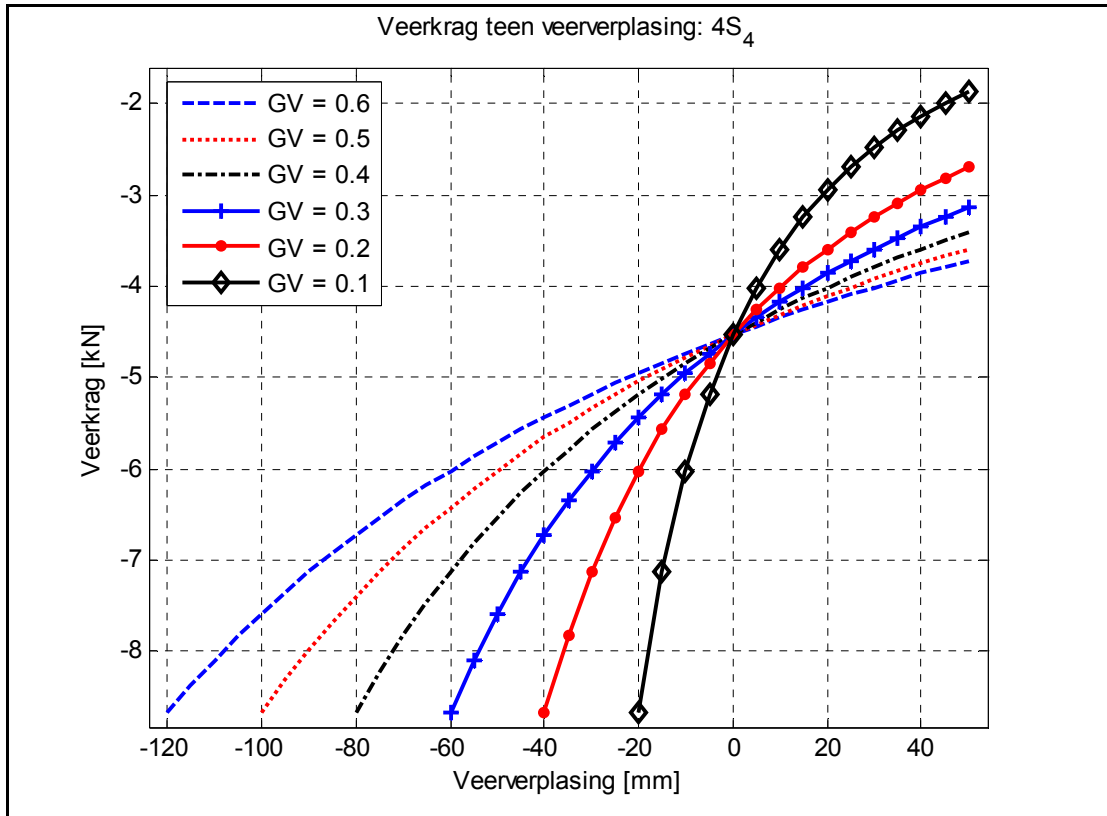
Theron en Els (2005) en **Els (2006)** gee 'n volledige beskrywing van die 4S₄-eenhede, asook van 'n Matlab[®] SIMULINK model van die 4S₄-eenhede. In hierdie meer ingewikkelde model is die skakeling van die kleppe ook gemodelleer. (Hierdie betrokke navorsing het nie die skakeling van kleppe in die 4S₄-eenhede tydens simulاسie behels nie.) Simulasieresultate van hierdie die model is vergelyk met gemete data wat bekom is deur 'n 4S₄-eenheid te toets met behulp van 'n SCHENCK Hydropulse aktueerder in verplasingbeheer. Die krag, wat met 'n lassel gemeet is, en die verplasingsein, is opgeneem. Volgens **Theron en Els (2005)** was daar baie goeie korrelasie tussen die gemete data en die resultate van die model.

In Figuur 4.9 word die veerkrag teenoor veerverplasing vir gasvolumes van 0.1 tot 0.6 liter gestip. Om 'n simulاسie met 'n spesifieke gasvolume (GV) te doen, word die spesifieke gasvolume (V_0 in vergelyking 4-1) vir die funksie gestuur, wat dan die korrekte veer karakteristiek vir dié betrokke gasvolume bereken.

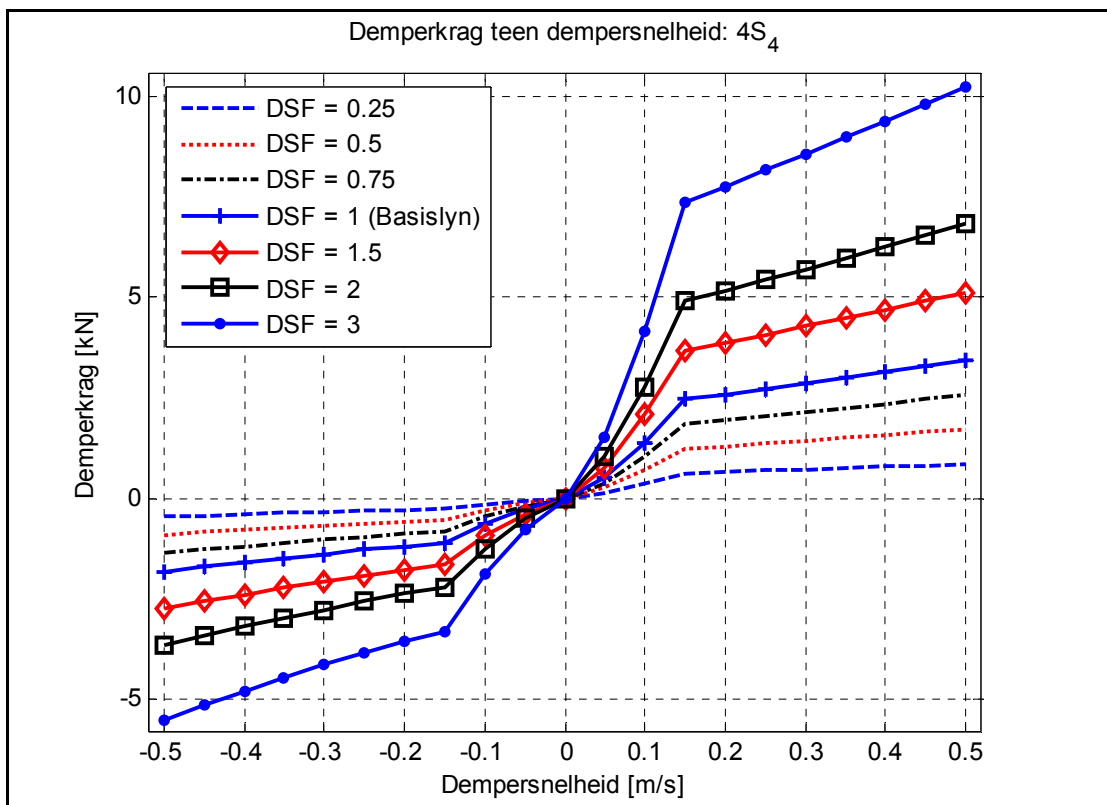
In Figuur 4.10 word die demperkrag teen dempersnelheid vir die dempingskaalfaktore van 0.25 tot 3 gestip. Die demperkarakteristiek is gedefinieer as 'n nie-lineêre funksie. Die funksie gebruik slegs die dempersnelheid op die tydstep waarvoor die berekening gedoen word, en die dempingskaalfaktor (DSF) as inset. Hierdie funksie is so gedefinieer dat die betrokke dempingskaalfaktor wat gebruik word, telkens die regte demperkarakteristiek, vir die spesifieke geval, bereken. Dit maak simulاسie met verskillende demperkarakteristieke maklik, aangesien slegs die dempingskaalfaktor (en die dempersnelheid) aan die funksie gestuur word, en die regte demperkrag dan bereken kan word. Indien 'n dempingskaalfaktor van 1 gebruik word, stem die demperkarakteristiek wat bereken word ooreen met die basislyn demperkarakteristiek. So lewer 'n dempingskaalfaktor van 0.25, 'n demperkrag van 0.25 maal basislyn demperkrag, en 'n dempingskaalfaktor van 3, 'n demperkrag van 3 maal basislyn demperkrag.

4.1.4 Omrol-eienskappe van die model

In die literatuurstudie is getoon dat die SSF (ook bekend as die omroldrumpel) van 'n voertuig gegee word deur $t/2h$, waar t die spoorwydte en h die hoogte van die massamiddelpunt is.



Figuur 4.9 – Veerkrag teen veerverplasing vir die 4S₄ vir gasvolumes van 0.1 tot 0.6 liter.



Figuur 4.10 – Demperkrag teen dempersnelheid vir die 4S₄ vir dempingskaalfaktore van 0.25 tot 3.

Vir hierdie ADAMS View model is $t = 1.4525$ m en $h = 0.7426$ m, dus:

$$SSF = 1.4525 / (2 * 0.7426) = 0.98.$$

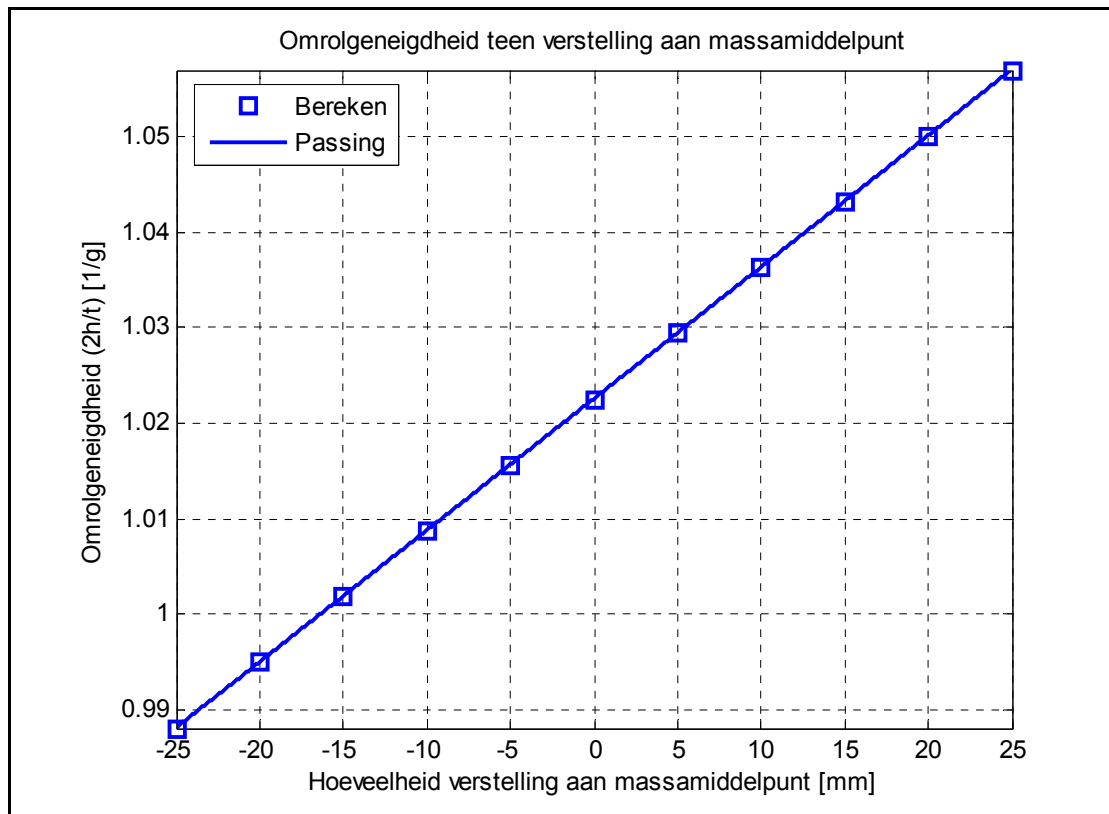
Hierdie vereenvoudigde benadering van die omroldrumpel voorspel dus (volgens die literatuurstudie) dat indien $\mu < 0.98$ die voertuig sal gly voordat dit rol. Volgens **Penny (2004)** beteken hierdie waarde van $SSF = 0.98$ dat die voertuig sal rol voordat dit gly.

Die omgekeerde van die $SSF (2h/t)$ word as 'n aanduiding van die omrolgeneigdheid van 'n voertuig gebruik. Om die effek van die hoogte van massamiddelpunt op die omrolgeneigdheid van die ADAMS View model grafies uit te beeld, is Figuur 4.11 gestip. Die waardes van h en t wat gebruik is, is uit die voertuigmodel verkry.

Indien die hoeveelheid wat die wiele oplik 'n aanduiding is van omrolgeneigdheid, is die tendens wat die grafieke van wiellig teen verstelling in rithoogte uitwys, veronderstel om soortgelyk te wees aan die tendens wat 'n grafiek van omrolgeneigdheid teen verstelling aan rithoogte aantoon. Die voorwaarde is natuurlik dat die omrolgeneigdheid wat bereken en gestip word, wel 'n akkurate benadering (van omrolgeneigdheid) is. Die resultate van hierdie studie, wat in 'n latere hoofstuk bespreek word, toon dat daar 'n ooreenkoms is tussen wiellig en die teoretiese omrolgeneigdheid.

4.2 Verifiëring van model

Die bestaande ADAMS View model van die basislynvoertuig van **Thoreson (2003)** en **Els (2006)**, is reeds geverifieer vir ritgemak en die ISO 3888 dubbelbaanveranderingstoets (hantering). Die volgende stap was dus om die model te valideer vir die vishoektoets. Die model het egter nie goeie korrelasie met die rolsnelheidsdata van die vishoektoets gegee nie. Aanpassings is dus aan die model gemaak om beter korrelasie te verkry. Verskillende aspekte van die model is ondersoek om te bepaal watter aspekte van die model moontlik tot die onakkuraatheid kon aanleiding gee. Die styfheid van die torsiebeer wat die voorste en agterste liggame van die model aan mekaar verbind, asook die bandkarakteristieke is ondersoek.

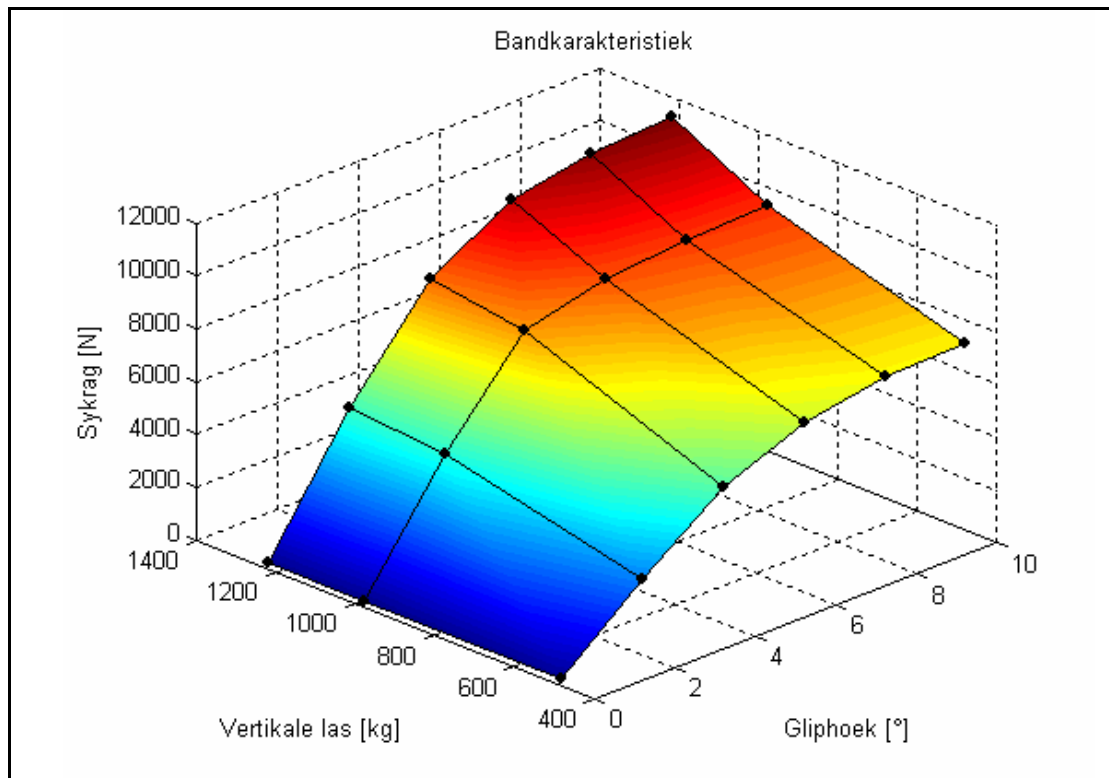


Figuur 4.11 – Omrolgeneigtheid teen hoeveelheid verstelling aan die hoogte van die massamiddelpunt.

4.2.1 Die Bande

Daar is vasgestel dat die rede vir die onakkuraatheid hoofsaaklik in die bandmodel te vinde is. Baie beperkte inligting oor die band is beskikbaar. Hierdie inligting is nodig vir die akkurate bepaling van die koëffisiënte vir die Pacjeka '89 bandmodel (**Bakker et. al. (1989)**). Die sykrag teenoor gliphoek verwantskap vir die band is bepaal deur die sykrag te meet by 'n gliphoek van 0, 2, 4, 6, 8 en 10°, vir vertikale laste van 480, 980 en 1220 kg. Indien die gemete waardes gestip word, word die oppervlak wat in Figuur 4.12 gesien kan word, gevorm.

Daar is aan die koëffisiënte van die Pacjeka '89 bandmodel (**Bakker et. al. (1989)**) verstel, totdat die korrelasie aanvaarbaar was. 'n Simulasie van die dubbelbaanverandering is ook met die verstellde bandmodel gedoen, en korrelasie was steeds goed – feitlik geen verandering in korrelasie het plaasgevind nie. Hierdie bevinding dui daarop dat die vishoektoets in 'n ander gliphoekgebied as die dubbelbaanverandering plaasvind.



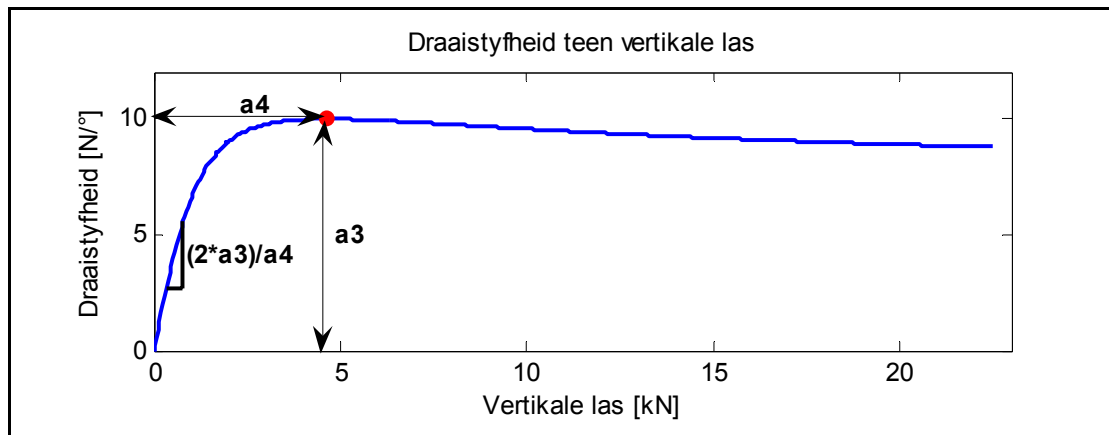
Figuur 4.12 – Sykrag teenoor glijphoek verwantskap van die band vir verskillende vertikale laste.

Die enigste twee koëffisiënte wat verstel is, is a_3 en a_4 . Die fisiese betekenis van koëffisiënte a_3 en a_4 word in Figuur 4.13 aangedui. Die oorspronklike waardes van hierdie koëffisiënte en die waardes wat korrelasie opgelewer het, word in Tabel 4.1 getoon.

Figuur 4.14 toon die effek wat die verstelling van die koëffisiënte op die sykrag-glijphoek verwantskap van die bandmodel gehad het. Die linkerkantste figuur toon die glijphoekgebied waarvoor data beskikbaar was, en die regterkantste figuur die glijphoekgebied waarvoor geen data beskikbaar was nie.

Tabel 4.1 – Die oorspronklike waardes van die Pacjeka '89 bandmodel-koëffisiënte en die waardes gebruik om korrelasie te verkry.

Koëffisiënt	Oorspronklik	Korrelasie
a_3	2125.2	9000
a_4	8.896	65

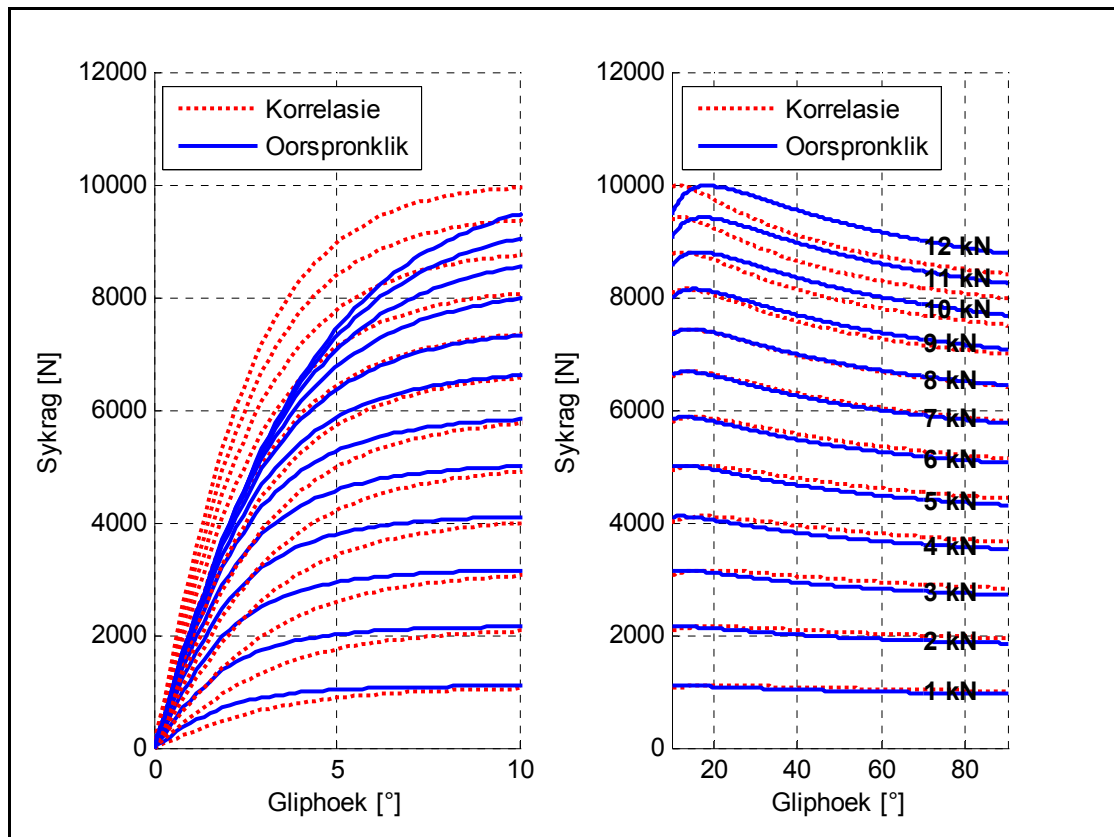


Figuur 4.13 – Fisiese betekenis van koëffisiënte a_3 en a_4 van die Pacjeka '89 bandmodel (Bakker et. al. (1989)).

Die aanvanklike helling (draaistyfheid) van die bandmodel wat korrelasie gegee het, is vir die hoër vertikale laste, groter as vir die oorspronklike bandmodel. Tot by 'n vertikale las van 7 kN (sien Figuur 4.14) lewer die koëffisiënte wat korrelasie gegee het hoër sykragte in die gebied van 10° - 90° gliphoek. Hieruit kan moontlik afgelei word dat veral by groter gliphoeke die laterale krag gegenerer deur die oorspronklike bandmodel kleiner is as wat in werklikheid die geval is.

Hierdie groot effek wat die bandmodel op korrelasie het, beklemtoon die noodsaaklikheid van meer banddata. Dit is veral nodig dat die sykrag-gliphoek verwantskap gemeet word vir baie groter gliphoeke. Die 0° - 10° gliphoekgebied is nie groot genoeg om die band realisties te modelleer nie. Die toerusting beskikbaar in Suid-Afrika is tans die beperkende faktor en die koste om karakteristieke elders te laat bepaal, was buitensporig. Die bandkarakteristieke wat gebruik is, is dus 'n benadering van die werklikheid wat met baie min datapunte gedoen is.

Indien meer banddata bekom kan word, kan beweeg word na 'n meer ingewikkelde, en dus moontlik meer akkurate bandmodel. 'n Meer akkurate bandmodel kan 'n baie groot effek op die akkuraatheid van die model hê, aangesien alle kragte wat na die model oorgedra word (padinsette) via die bande plaasvind.



Figuur 4.14 – Vergelyking van die sykrag teen gliphoek verwantskap van die oorspronklike bandmodel en die bandmodel wat korrelasie gegee het.

4.2.2 Die Basislynmodel

Daar is van verskeie parameters gebruik gemaak om die model te verifieer, naamlik:

- Suspensieverplasing links agter
- Suspensieverplasing links voor
- Suspensieverplasing regs agter
- Suspensieverplasing regs voor
- Laterale versnelling regs agter
- Rolsnelheid

Tydens die uitvoer van die toetse was daar nie meetapparaat beskikbaar om rolhoek direk te meet nie. Rolhoek kon dus nie gebruik word om die model te verifieer nie.

Die volgende parameters is gemeet om as insette vir verifiëring van die model te dien:

- Voertuigspoed
- Kringspilhoek

In Figuur 4.15 word die korrelasie tussen gemete data en simulasieresultate vir die basislynvoertuig getoon. Die korrelasie vir rolsnelheid, laterale versnelling, veerverplasing links agter en veerverplasing regs agter is goed. Korrelasie vir die verplasing van die voorste vere is minder goed, maar volg wel die regte tendense.

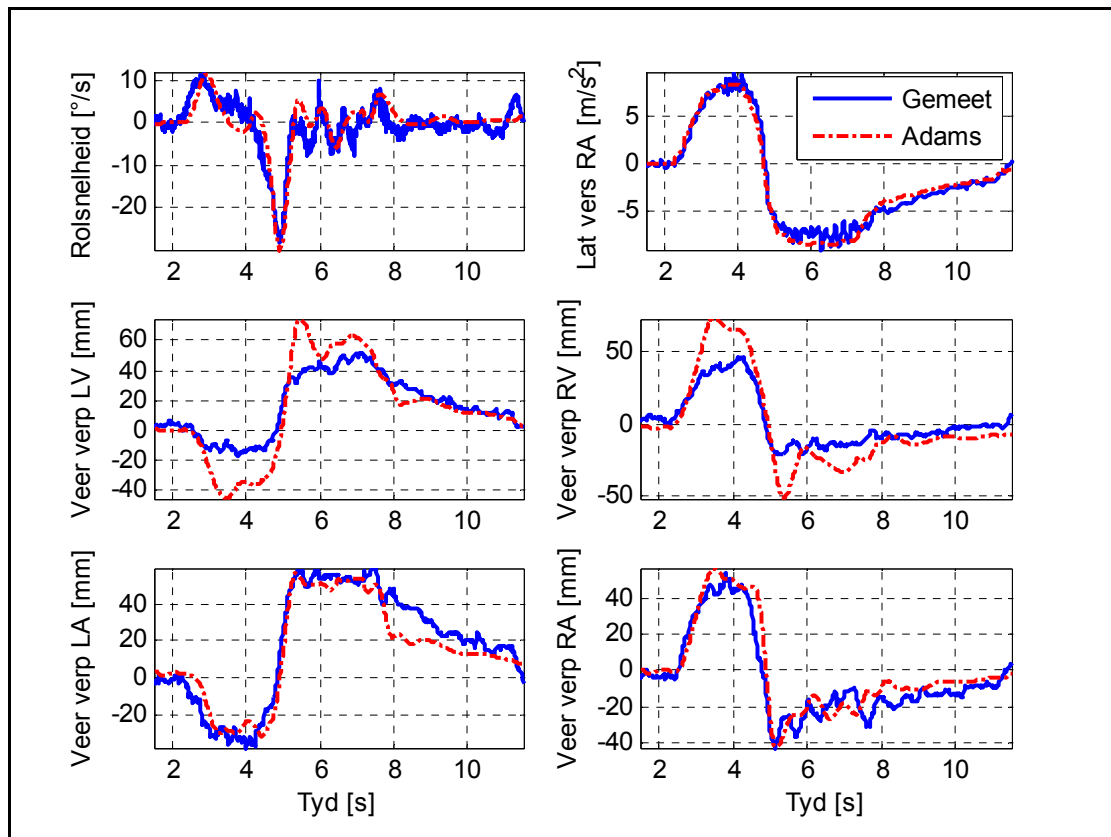
4.2.3 Die model met die 4S₄

Vir die verifiëring van die 4S₄-model is van dieselfde parameters gebruik gemaak as in die geval van die basislynmodel. In die meeste gevalle was daar egter te veel geraas op die rolsnelheidsdata om dit te gebruik vir validering. Daar is dus vir die 4S₄-model ook na giersnelheid gekyk. Die vier verskillende suspensiegevalle wat ondersoek is, word in Tabel 4.2 getoon.

Tabel 4.2 – Die vier verskillende suspensiegevalle wat geverifieer is.

Geval	Veerstyfheid	Demping	Rithoogte
1	Hoog	Hoog	Basislyn
2	Laag	Laag	Basislyn
3	Laag	Hoog	Basislyn
4	Hoog	Hoog	Basislyn - 25 mm

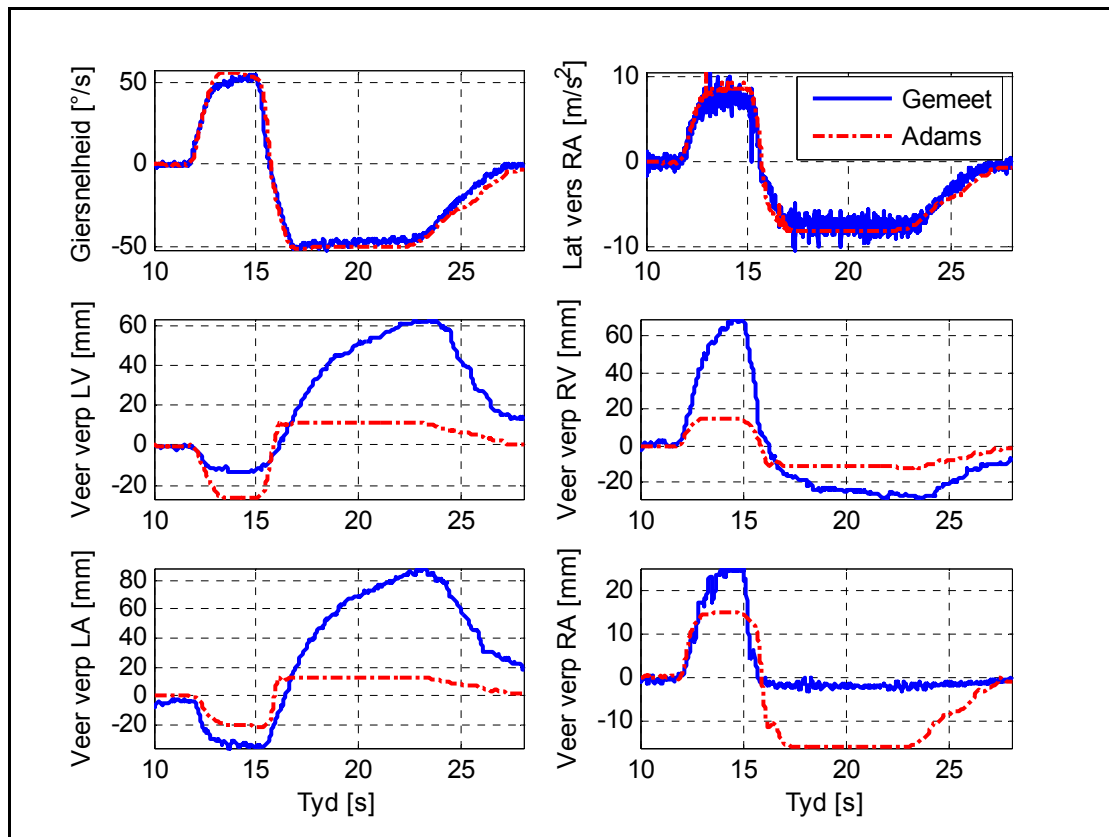
In Figuur 4.16 word die korrelasie vir die hoë veerstyfheid (gasvolume = 0.1 liter), hoë demping (dempingskaalfaktor = 2) geval getoon. In al die vishoektoetse wat uitgevoer is, is daar eers na regs, en dan na links gestuur. Dit beteken dat vir die eerste gedeelte van die manewer die linkerkantste wiele buite in die draai is, en vir die tweede gedeelte van die manewer binne in die draai. Dit is die wiele binne in 'n draai wat moontlik kan oplik. Goeie korrelasie is verkry vir giersnelheid en laterale versnelling. As gevolg van vibrasie, veroorsaak deur die harde suspensie, was daar baie geraas op die rolsnelheidsmeting en is rolsnelheid nie vir valideringsdoeleindes gebruik nie. Die korrelasie vir die veerverplasing is nie so goed nie. Die veerverplasing volg egter die werklike tendense. Die korrelasie tydens die eerste deel van die manewer is beter as vir die tweede deel (behalwe vir die verplasing regs voor).



Figuur 4.15 – Korrelasie tussen gemete data en simulasieresultate: basislynmodel. (Intreesnelheid ongeveer 42 km/h.)

Hierdie toedrag van sake het tot gevolg gehad dat tendense uitgewys deur die eerste gedeelte van die maneuer (“J-draai” in die verslag genoem) en die hele maneuer met mekaar vergelyk word. Aangesien korrelasie vir die tweede deel van die maneuer nie goed is nie, kan daar slegs afleidings gemaak word as dit dieselfde tendense aantoon as die eerste deel van die maneuer.

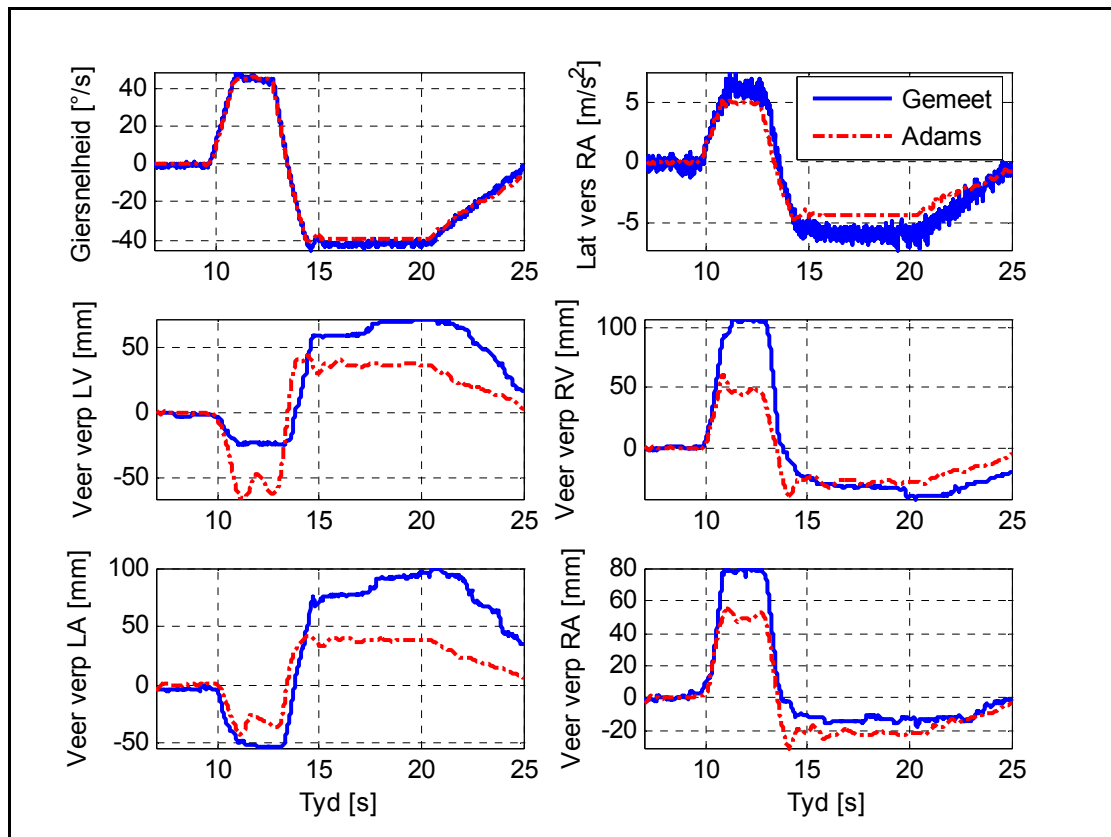
In Figuur 4.17 word die simulasieresultate met gemete data vergelyk waar die veerstyfheid en demping laag is. Korrelasie vir giersnelheid is weer eens baie goed. Soos gesien kan word, is die korrelasie vir laterale versnelling effens slegter. Dit wil voorkom of die model laer laterale versnelling gee as wat tydens die werklike toetse gemeet is. Korrelasie vir die veerverplasings is nie so goed nie, maar is beter as vir die geval waar die veerstyfheid en demping hoog is. Veral die korrelasie vir die veerverplasings aan die regterkant lyk heelwat beter.



Figuur 4.16 – Korrelasie tussen gemete en gesimuleerde resultate vir die suspensie waar die veerstyfheid en demping hoog is. (Intreesnelheid ongeveer 33 km/h.)

In die geval waar veerstyfheid laag en demping hoog is, lyk die korrelasie soos aangetoon in Figuur 4.18. Soos in die ander gevalle is korrelasie vir giersnelheid baie goed, en vir laterale versnelling goed. Die korrelasie tussen gemete waardes en simulasiresultate is ook goed vir die verskillende veerverplasings, veral vir die veerverplasings aan die regterkant. Tendense van die veerverplasings word ook goed gevolg.

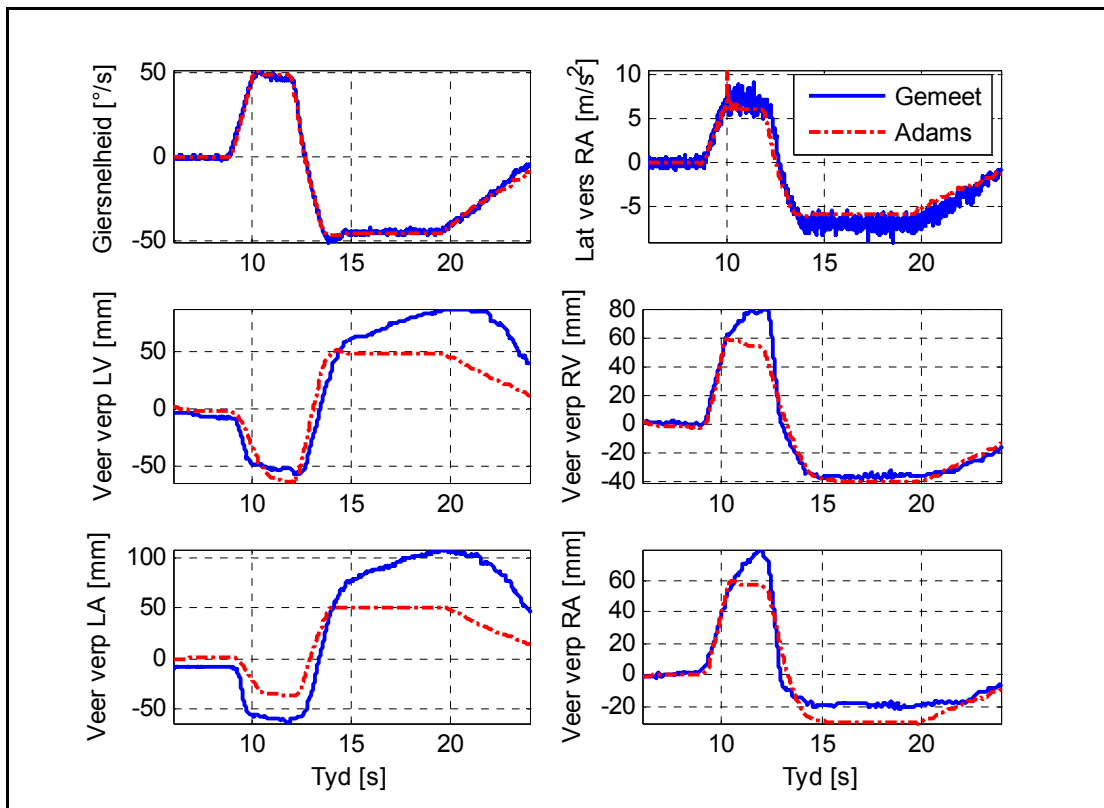
In Figuur 4.19 (links onder) word die krinkspilhoekinsent van die model saam met gemete krinkspilhoek getoon. Aangesien daar minder geraas op die rolsnelheiddata vir hierdie toets is, is daar ook gekyk na korrelasie vir rolsnelheid. In Figuur 4.19 (links bo) word die korrelasie vir rolsnelheid getoon, wat in hierdie geval ook redelik is. Hoewel die pieke van die simulasiwaardes kleiner is as die gemete waardes, word die tendens goed gevolg.



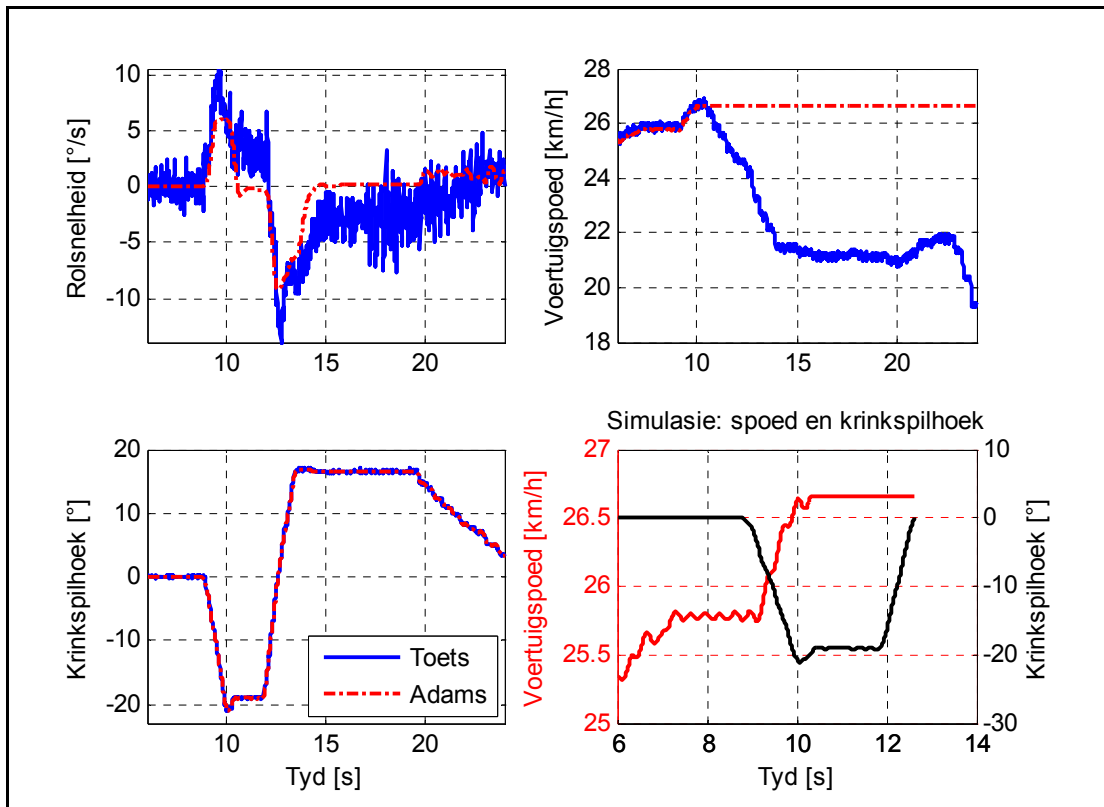
Figuur 4.17 – Korrelasie-resultate vir lae veerstyfheid en lae demping. (Intreesnelheid ongeveer 23 km/h.)

Soos wat regs bo in Figuur 4.19 gesien kan word, is die insetspoed van die model, nadat maksimumspoed bereik is, as konstant geneem. Rotasiesnelheid van die wiel is tydens toetse gebruik om die snelheid van die voertuig te meet. Die groot verplasinge en versnellings wat tydens die maneuvre ervaar word, veroorsaak longitudinale glib en wiellig. As gevolg hiervan, was spoedmeting tydens die maneuvre nie baie akkuraat nie. Die bestuurder het wel probeer om die voertuigspoed konstant te hou, daarom is hierdie (konstante) insetsnelheid vir verifiëring van die model gebruik.

Regs onder in die Figuur 4.19 word die spoed en kringspilhoek van die eerste deel van die maneuvre getoon. Hierdie eerste deel van die maneuvre word in hierdie verslag die “J-draai” genoem. Korrelasie vir veerverplasinge, is in die meeste gevalle vir hierdie eerste deel van die maneuvre, redelik. Dit is resultate van hierdie deel van die maneuvre, wat met die resultate van die hele maneuvre vergelyk gaan word.

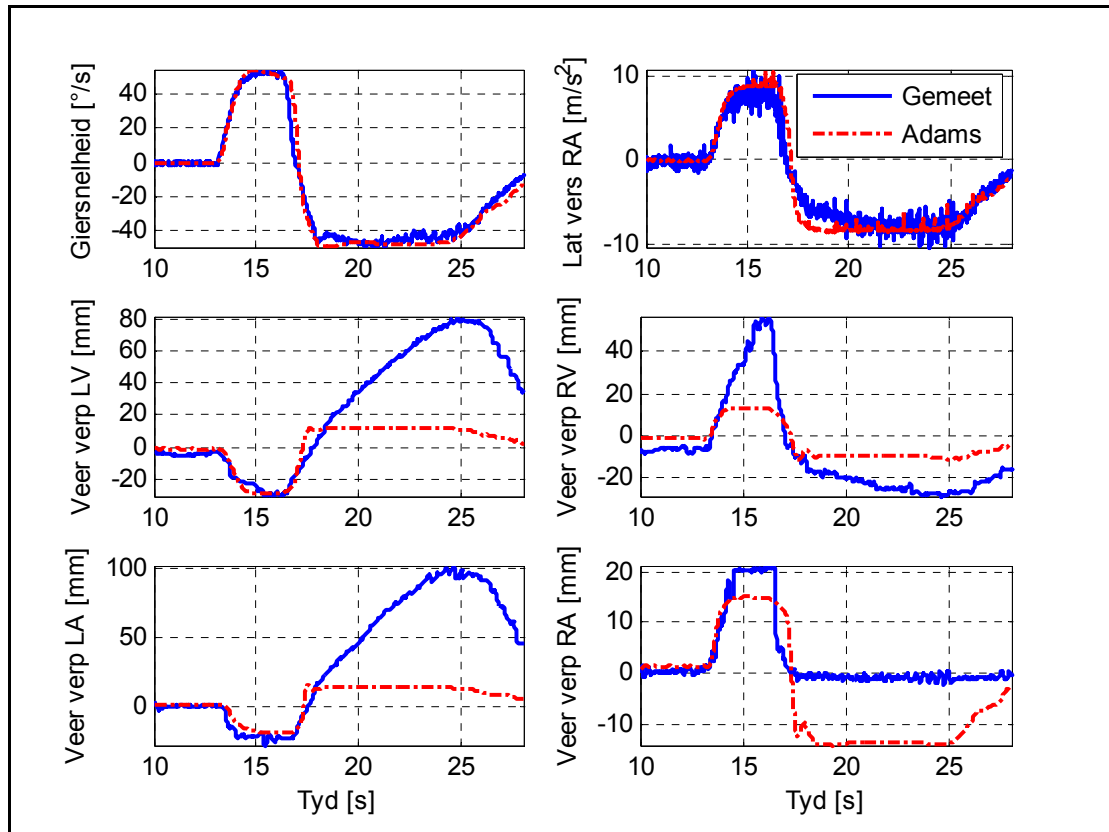


Figuur 4.18 – Korrelasie vir die geval waar die veerstyfheid laag en die demping hoog is. (Intreesnelheid ongeveer 27 km/h.)



Figuur 4.19 – Korrelasie vir rolsnelheid, en vergelyking tussen spoed en kringspilhoek.

Aangesien die suspensie wat op die voertuig geïmplementeer is ook die bykomende moontlikheid van rithoogteverstelling insluit, is die rithoogte verlaag met 25 mm en ook gekyk of die model korrelasie in hierdie geval gee. Soos in Figuur 4.20 gesien kan word, is die korrelasie vir giersnelheid en laterale versnelling goed, en korrelasie vir die eerste gedeelte redelik goed vir die veerverplasings. Tendense van die veerverplasings lyk naby aan tendense van die gemete veerverplasings.



Figuur 4.20 – Korrelasie vir die geval waar veerstyfheid en demping hoog is, met die rithoogte van die voertuig verlaag met 25 mm. (Intreesnelheid ongeveer 36 km/h.)

4.3 Gevolgtrekking

Die ADAMS View model is geverifieer teen eksperimentele data. Vir die basislynmodel is die korrelasie vir giersnelheid, laterale versnelling en veerverplasings agter baie goed. Korrelasie tussen gemete data en simulasiereultate vir die voorste veerverplasings is minder goed.

Vir die $4S_4$ -model is die korrelasie vir laterale versnelling en giersnelheid baie goed. Daar is in die meeste gevalle minder goeie korrelasie vir die veerverplasings tussen die eksperimentele data en die model, die regte tendense word egter gevolg.

Korrelasie van die veerverplasings is in die meeste gevalle beter vir die J-draai gedeelte van die vishoektoets, as vir die tweede gedeelte.

Die model is aanvaarbaar vir die doel van hierdie studie, maar behoort in opvolgende studies verbeter te word.

Banddata, veral by groot gliphoeke, is tans 'n groot leemte. 'n Voorvereiste vir beter korrelasie is 'n meer akkurate bandmodel.

5 Simulasieresultate

Die doel van die analise in hierdie hoofstuk is om die kombinasie van veer karakteristiek, dempingskaalfaktor en rithoogte te bepaal wat die kleinste maksimum wiellig veroorsaak vir verskillende voertuigsnelhede. Die maksimum wiellig is 'n aanduiding van die omrolgeneigdheid van die voertuig. Hoe kleiner die maksimum wiellig is, hoe minder geneig is die voertuig tot omrol.

5.1 Metodiek

Uit die literatuurstudie is die gevolgtrekking gemaak dat die volgende parameters ondersoek moet word, naamlik:

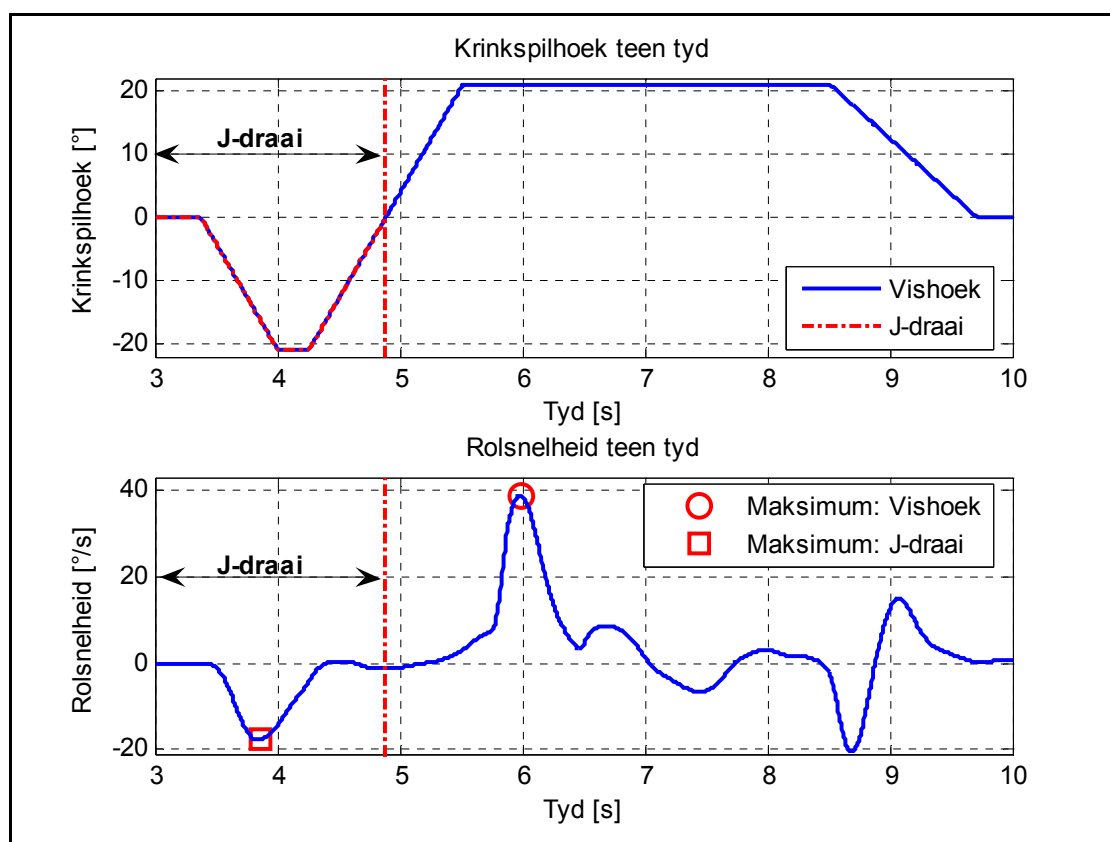
- Rolhoek
- Rolsnelheid
- Giersnelheid
- Laterale versnelling
- Wiellig van elke wiel

Om te bepaal watter veer- en demperstellings die kleinste maksimum in die verskillende parameters (soos wiellig) veroorsaak, is as volg te werk gegaan: Een volledige simulatie (van die vishoektoets), met 'n sekere veer- en demperstelling, word gedoen. (Tydens die vishoektoets word daar eers na regs en dan na links gestuur.) Die maksimum waarde van byvoorbeeld rolhoek vir hierdie simulatie word bepaal en in 'n matriks geberg. Omdat die eerste deel van die manewer beter korrelasie as die tweede gedeelte gegee het, word hierdie eerste deel afsonderlik geëvalueer. Die maksimum bepaal uit die J-draai gedeelte van die manewer word ook in 'n matriks geberg. As die data dan geanaliseer word, word die resultate van die J-draai en die hele vishoektoets met mekaar vergelyk.

Hoewel dit nie ooreenstem met die NHTSA se voorskrif nie, is dieselfde stuurinset vir al die verskillende suspensiekombinasies gebruik. Aangesien hierdie 'n eerste studie van omrol is, is besluit om so eenvoudig as moontlik te werk te gaan, en alle resultate

direk te vergelyk. Die NHTSA se voorskrifte is wel as riglyn gebruik, maar aangepas by plaaslike toerusting en omstandighede.

Figuur 5.1 toon aan hoe die maksimum van 'n lopie bepaal word. Rolsnelheid word as voorbeeld gebruik. Die boonste figuur dui die kringspilhoek aan. Op hierdie grafiek is dit ook aangedui watter gedeelte van die maneuver die J-draai genoem word. Op die onderste grafiek word die rolsnelheid getoon. Die maksimum wat bepaal is vir die J-draai en die maksimum bepaal deur evaluasie van die hele vishoektoets word op die grafiek getoon.



Figuur 5.1 – Bepaling van die maksimums vir die J-draai en hele vishoektoets.

Die volgende simulاسie word dan met ander veer- en demperstellings gedoen, en die res van die proses herhaal. Nadat al die verskillende kombinasies van vere en dempers gesimuleer is, word die kleinste maksimum bepaal. Die gasvolume (GV) (veerstyfhed) en dempingskaalfaktor (DSF) (hoeveelheid waarmee die basislyn-demping vermenigvuldig moet word) wat hierdie kleinste maksimum oplewer, word

as die optimum stelling beskou (Figuur 4.9 en Figuur 4.10 toon die veer- en demperkarakteristieke).

Die volgende sewe dempingskaalfaktore is gebruik:

- $DSF = 0.25; 0.5; 0.75; 1; 1.5; 2; 3$

Die volgende ses gasvolumes is gebruik:

- $GV = 0.1; 0.2; 0.3; 0.4; 0.5; 0.6$ [liter]

Dus by elke voertuigspoed:

- Hoeveelheid lopies = $7 \times 6 = 42$ lopies/voertuigspoed

Dit is gedoen vir die volgende tien voertuigsnelhede:

- $10; 20; 30; 35; 40; 45; 50; 60; 70; 80$ [km/h]

Die hoeveelheid lopies per rithoogte is dus:

- Hoeveelheid lopies = $10 \times 42 = 420$ lopies/rithoogte

Vir elke spoed is daar by verskillende rithoogtes simulaties gedoen. Die hoogte van die massamiddelpunt is met die volgende elf waardes verstel:

- $-25; -20; -15; -10; -5; 0; +5; +10; +15; +10; +25$ [mm]

Die totale hoeveelheid simulasielopies is dus:

- Totale hoeveelheid lopies: $420 \times 11 = 4620$ lopies

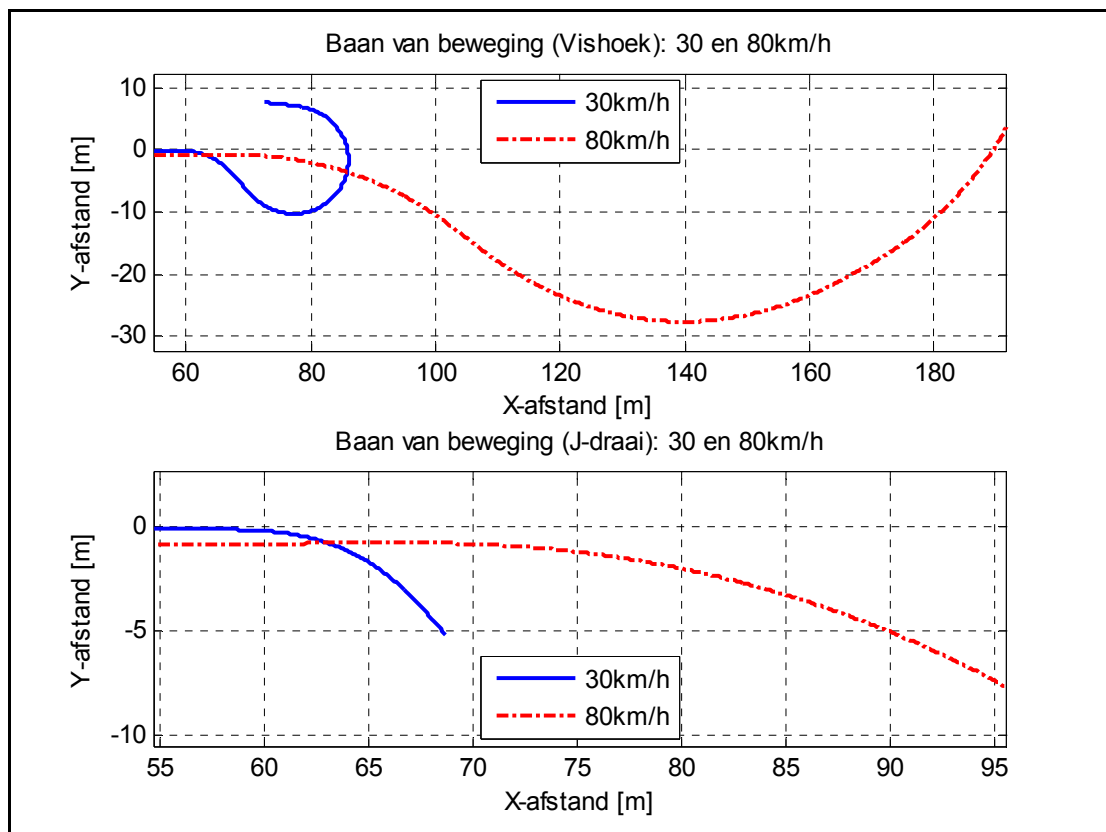
Die effek wat die verstelling in rithoogte op 'n sekere parameter het, is ondersoek deur simulaties te doen, terwyl die veer- en demperstellings gehou is by die “beste kombinasie” (soos bepaal uit die simulaties by verskillende snelhede). Daar is ook bepaal watter kombinasie by elke rithoogte die kleinste maksimum lewer. Die waardes wat so verkry is, word saam met die resultate van die “beste kombinasie” op die grafieke getoon.

Figuur 5.2 toon 'n tipiese baan wat die voertuigmodel ry tydens die vishoektoets (bo) en die J-draai gedeelte (onder), vir 30 en 80 km/h.

5.2 Rolhoek

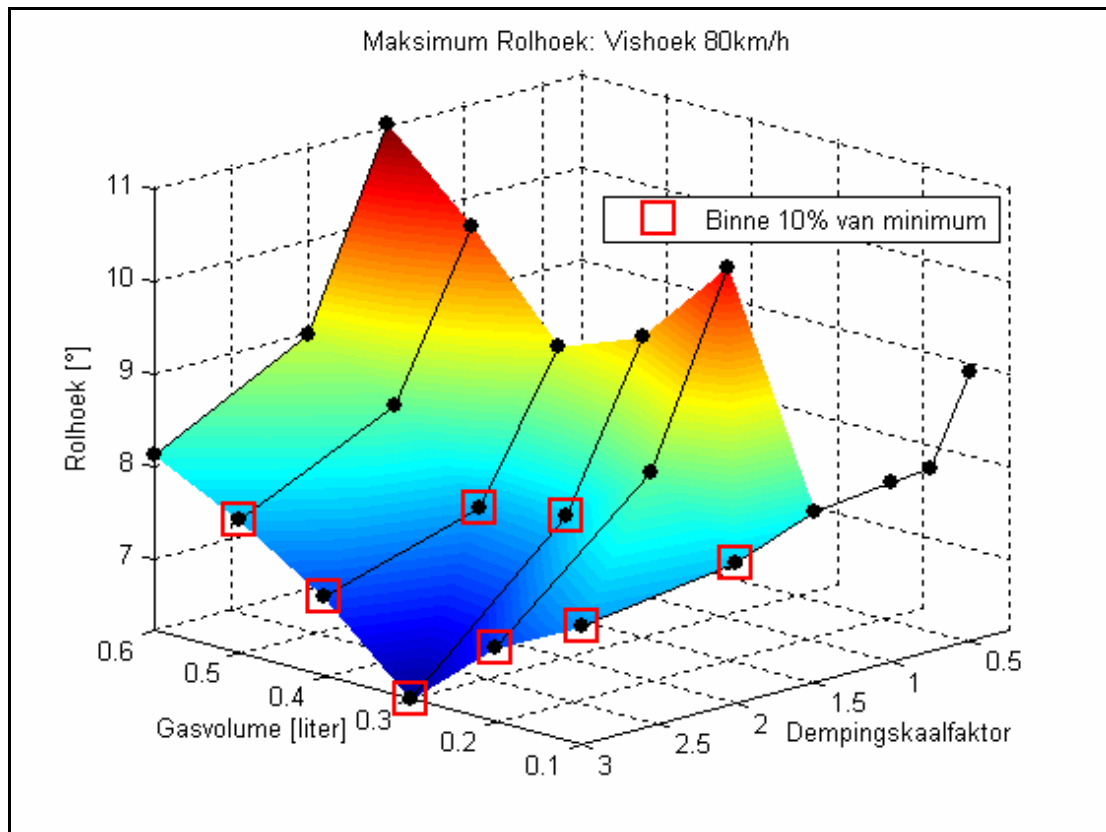
Tydens die uitvoer van die toetse was daar nie meetapparaat beskikbaar om die rolhoek direk te meet nie. As omrol bestudeer word, is dit egter van kardinale belang dat daar na die rolhoek van die voertuig gekyk word. Die maksimum rolhoek word

bepaal vir elkeen van die 42 simulaties wat by 'n sekere voertuigspoed en rithoogteverstelling gedoen word. Die kombinasie van veer- en demperkarakteristiek, wat die kleinste maksimum rolhoek teweegbring, word dan geïdentifiseer. Al die stellings, wat 'n maksimum binne 10% van hierdie kleinste maksimum gee, word as 'n moontlike oplossing beskou. In Figuur 5.3 word al die stellings wat binne 10% van die minimum is, en dus oorweeg word, met 'n rooi vierkant aangedui. Waar geen waardes getoon word nie, het die voertuig omgerol.



Figuur 5.2 – 'n Tipiese baan wat die voertuigmodel volg tydens die vishoektoets (bo) en die J-draai gedeelte (onder).

Figuur 5.4 toon die kleinste maksimum rolhoek (in grade) by 'n sekere spoed, teen voertuigspoed (in km/h) soos verkry uit die simulasiresultate. Die boonste figuur toon resultate as slegs na die eerste deel van die maneuer gekyk word, en die onderste resultate vir die hele vishoektoets. Op elkeen van die grafieke word die simulasiresultate van die basislynsuspensie saam met die resultate van die optimum 4S₄-karakteristieke getoon. Aangesien die basislynvoertuigmodel by voertuigsnelhedes hoër as 41 km/h omrol, is resultate net beskikbaar tot by 41 km/h.



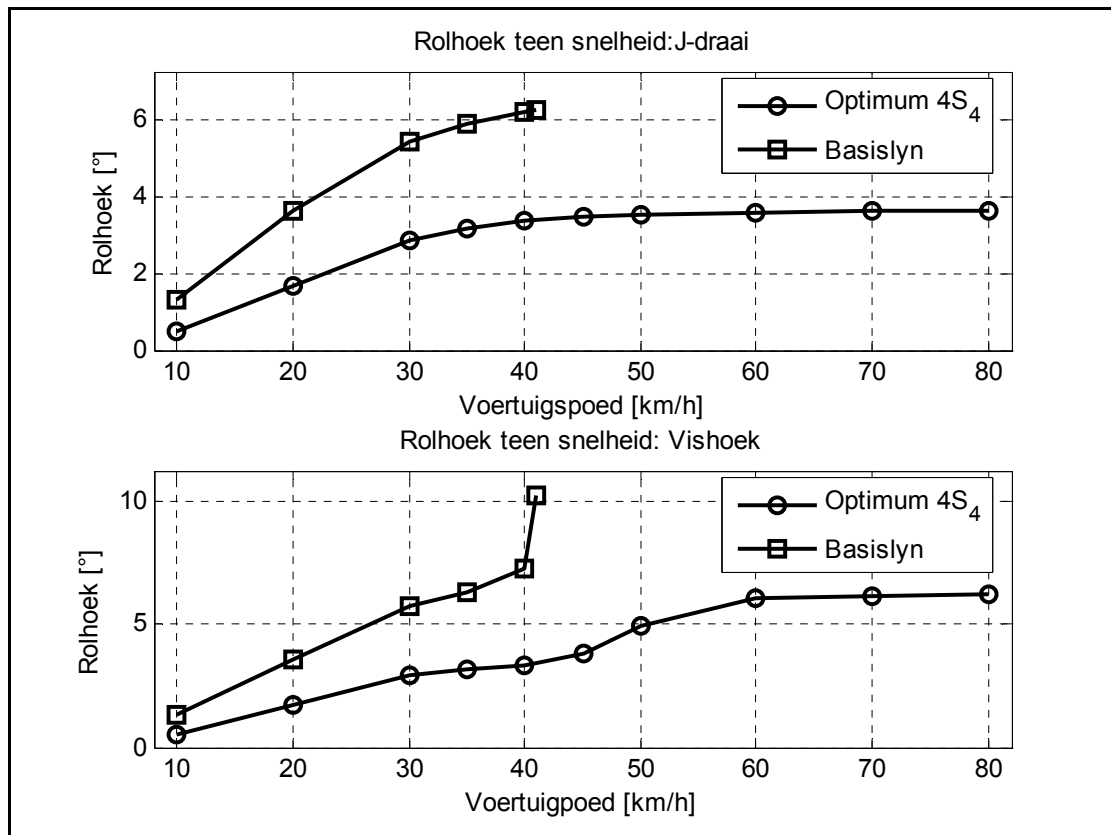
Figuur 5.3 – Oppervlak wat die kleinste maksimum rolhoek vir elke stelling by 80 km/h toon.

Hierdie resultaat, dat die voertuig rol voordat dit gly, stem ooreen met die bewering van **Penny (2004)** dat 'n voertuig met 'n SSF = 0.98 sal rol voordat dit gly. (Die SSF van die ADAMS-model is vroeër bereken as ongeveer 0.98).

Uit die figuur is dit verder duidelik dat die basislynvoertuig groter rolhoeke ondervind as die voertuig met die optimum 4S₄-karakteristieke. Vir die J-draai is die toename in rolhoek van ongeveer 30 km/h af min, met geen noemenswaardige verhoging in rolhoek van 40 km/h af nie. Hieruit kan afgelei word dat van 40 km/h af, 'n verhoging in voertuigspoed nie die hoeveelheid rolhoek tydens die eerste gedeelte van die maneuer beïnvloed nie.

Indien na die hele maneuer gekyk word, is die resultate anders. Soos gesien kan word is daar 'n baie steil toename in rolhoek tussen 40 en 41 km/h vir die basislynvoertuigmodel. (Daarna rol die voertuig.) In die geval van die voertuigmodel met die optimum 4S₄-karakteristieke is daar 'n afplating tussen 30 en 40 km/h en dan

weer 'n toename tussen 40 en 60 km/h. Van 60 tot 80 km/h is daar geen noemenswaardige toename in maksimum rolhoek nie.



Figuur 5.4 – Rolhoek teen voertuigspoed vir die basislynsuspensie en die 4S₄ by 10 – 80 km/h.

Hieruit kan die gevolgtrekking gemaak word dat die optimum 4S₄-karakteristieke die drastiese toename in rolhoek, en dus omrol van die voertuig, verhoed. Die optimum 4S₄-karakteristieke veroorsaak 'n stabilisering in die rolhoek, en hoewel die rolhoek steeds styg van 40 km/h af, is die styging geleidelik, en nie van so 'n aard dat omrol plaasvind nie.

In Tabel 5.1 word aangetoon watter kombinasies van dempingskaalfaktor en gasvolume die kleinste maksimum rolhoek oplewer, met die ooreenstemmende spoed. Dit is duidelik dat 'n klein gasvolume telkens die kleinste maksimum gee vir die J-draai, terwyl gasvolumes van 0.1 tot 0.3 liter minima gee indien na die hele vishoektoets gekyk word.

Tabel 5.1 – Kombinasies van dempingskaalfaktor en gasvolume met ooreenstemmende spoed waar die maksimum rolhoek 'n minimum is.

DSF	GV: liter	Vishoek: km/h	J-draai: km/h
3	0.3	60-80	
3	0.2	50-60	
3	0.1	10-45	10-80
2	0.1		10-80
1.5	0.1		20-80

Die kritieke snelhede vir die uitvoer van hierdie maneuer is die hoër snelhede, aangesien omrol by hoër snelhede baie makliker plaasvind as by laer snelhede, en ook meer ernstige gevolge het. 'n Dempingskaalfaktor van 3 saam met 'n gasvolume van 0.3 liter (in vetskrif in Tabel 5.1) word dus bepaal as die stellings om te gebruik om rolhoek tot 'n minimum te beperk vir die vishoektoets. Hierdie stellings veroorsaak die kleinste maksimum by die hoër snelhede van 60 tot 80 km/h. Die keuse van hierdie stellings word gemaak uit die resultate van die hele vishoektoets, aangesien die rolhoek tydens die J-draai gedeelte van die maneuer heelwat kleiner rolhoeke lewer as die tweede gedeelte van die maneuer en dieselfde tendens in beide grafieke gevolg word.

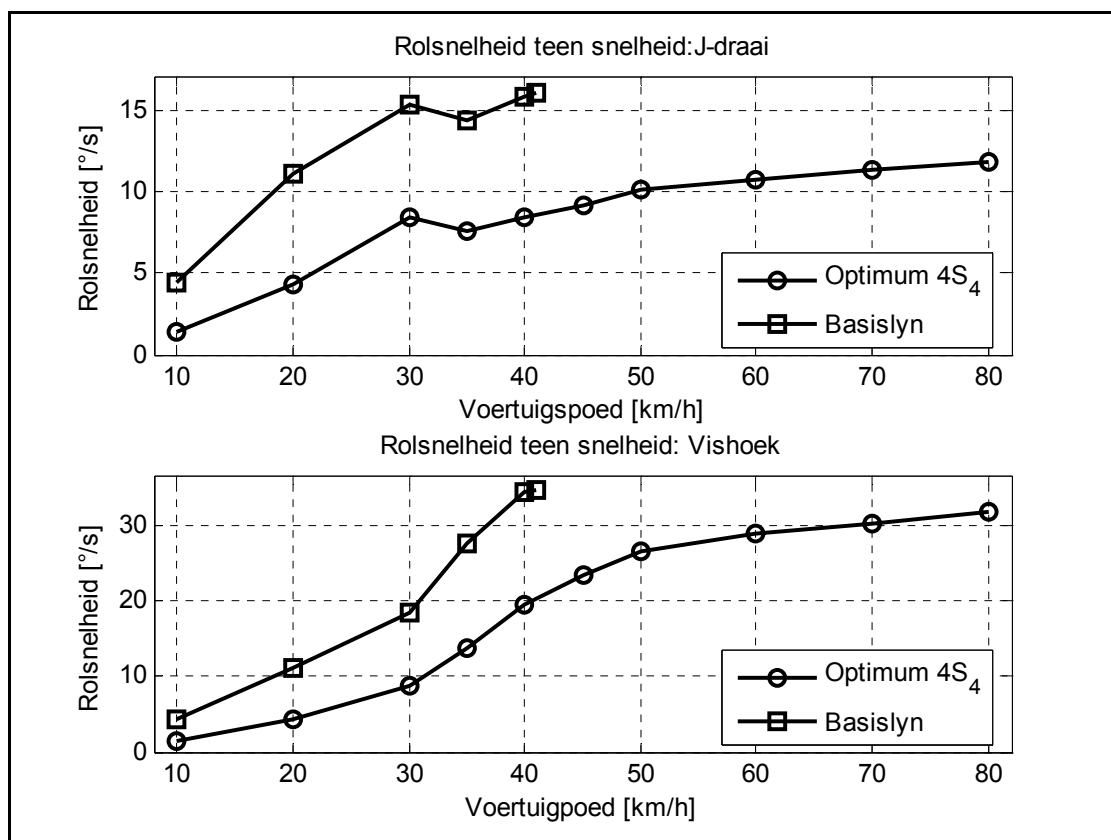
5.3 Rolsnelheid

Figuur 5.5 toon rolsnelheid teen spoed vir die J-draai (bo) en die hele vishoektoets (onder). Die kleinste maksimum rolsnelheid van die basislynvoertuig is in beide gevalle groter as die rolsnelheid-resultate van die model met die optimum 4S₄-karakteristieke. Vir die J-draai styg die waarde van die kleinste maksimum tot by 30 km/h. By 35 km/h is die kleinste maksimum kleiner as by 30 km/h, maar van hierdie spoed af styg die waardes geleidelik, met 'n laer helling as die aanvanklike toename.

Indien die maksimum bepaal word deur die evaluasie van die hele vishoektoets, vertoon die resultate anders. Daar is 'n toename in die waarde van die kleinste maksimum van 10 tot 30 km/h. Van 30 km/h tot 50 km/h (tot 40 km/h vir die basislyn) verhoog die tempo waarteen die maksimums toeneem. Van 50 km/h af is die

tempo van toename meer geleidelik, en daar is nie noemenswaardige verhoging in rolsnelheid van 60 tot 80 km/h nie. Hieruit is dit weer eens duidelik dat die optimum 4S₄-karakteristieke die rolsnelheid geleideliker laat toeneem as die basislyn suspensiekarakteristieke. Hierdie stelsel kan dus gebruik word om vinnig toenemende maksimum rolsnelheid te verhoed.

In Tabel 5.2 word die stellings aangetoon wat minimum rolsnelheid lewer. In die geval van rolsnelheid lewer 'n dempingskaalfaktor van 3 in kombinasie met 'n gasvolume van 0.1 liter die kleinste maksimum rolsnelheid.



Figuur 5.5 – Rolsnelheid teen voertuigspeed vir 10 tot 80 km/h.

Tabel 5.2 – Kombinasies van dempingskaalfaktor en gasvolume wat minimum rolsnelheid lewer.

DSF	GV: liter	Vishoek: km/h	J-draai: km/h
3	0.1	10-80	10-80
3	0.2	40-80	30,50,60

As daar dus na die rolhoek en rolsnelheid gekyk word, gee 'n dempingskaalfaktor van 3 telkens die kleinste maksimum, terwyl die gasvolume vir rolhoek 0.3 liter en vir die rolsnelheid 0.1 liter is.

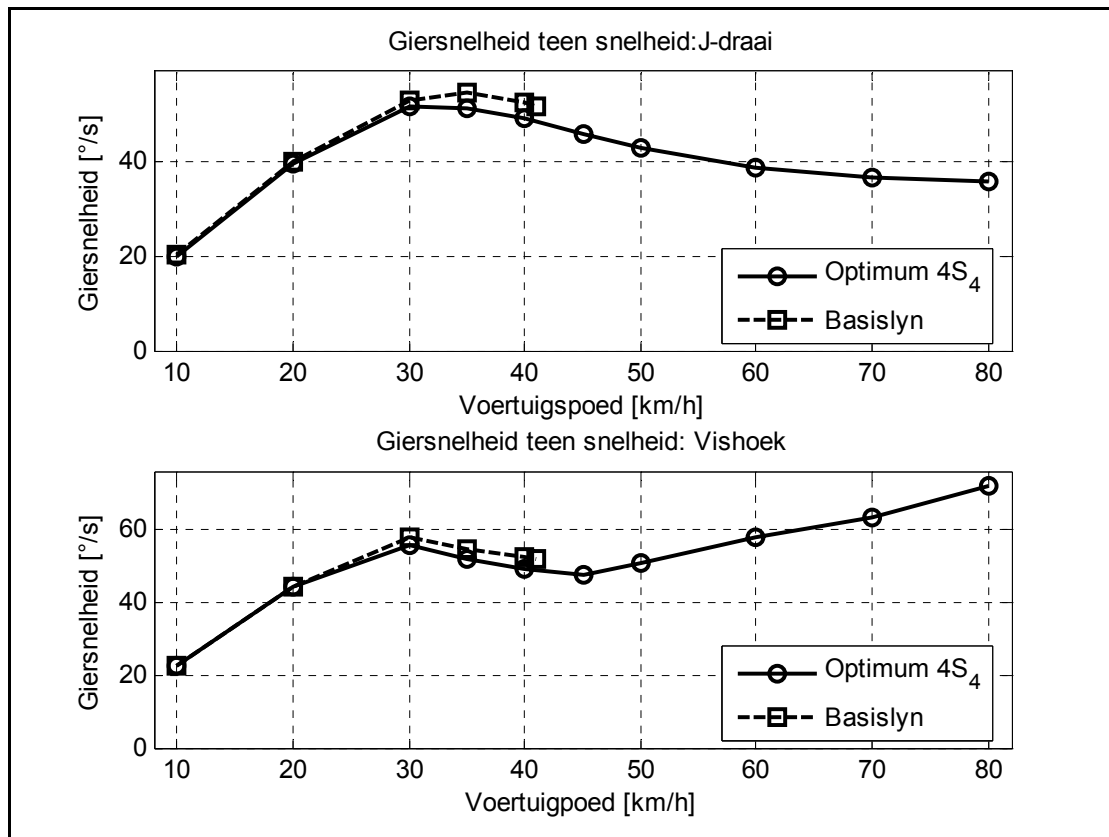
5.4 Giersnelheid

Figuur 5.6 toon die kleinste maksimum giersnelheid teen voertuigspoed vir die J-draai en die hele vishoektoets aan. Die kleinste maksimum basislyn giersnelheid wat ondervind word, is slegs effens hoër as in die geval van die optimum 4S₄-karakteristieke. Dit is interessant om waar te neem dat die maksimum giersnelheid tydens die eerste gedeelte van die maneuer afneem van 35 km/h af. As na die hele maneuer gekyk word, neem die maksimum giersnelheid toe tussen 10 en 30 km/h. Van 30 km/h tot 45 km/h daal die kleinste maksimum giersnelheid; en styg dan weer van 45 km/h af soos die voertuigsnelheid toeneem. Dit is moontlik dat hierdie tendens tussen 35 en 45 km/h dui op 'n moontlike oorgangsgebied. Met ander woorde, gedrag onder 35 km/h is moontlik anders as gedrag bokant 45 km/h. 'n Moontlike verklaring is dat onderstuur voorkom tydens die eerste gedeelte van die maneuer, terwyl oorstuur voorkom in die tweede helfte van die maneuer (vir voertuigsnelhede hoër as 50 km/h). Hierdie is 'n saak wat verder ondersoek moet word.

In Tabel 5.3 word aangetoon vir watter stellings giersnelheid 'n minimum is. Die kleinste maksimum giersnelheid tydens die J-draai is baie onsensitief vir veerkarakteristieke, aangesien DSF = 3 en DSF = 2 in kombinasie met gasvolumes van 0.1 tot 0.6 liter elkeen 'n giersnelheid binne 10% van die minimum gee.

Tabel 5.3 – Dempingskaalfaktor, gasvolume en ooreenstemmende snelhede om minimum giersnelheid te verkry.

DSF	GV: liter	Vishoek: km/h	J-draai: km/h
3	0.6	10-50,70-80	10-80
3	0.5	10-80	10-80
3	0.4	10-60	10-80



Figuur 5.6 – Kleinste maksimum giersnelheid teen voertuigspeed vir die J-draai (bo) en die hele vishoektoets (onder).

Indien na die hele maneuer gekyk word, lyk dit of 'n groot gasvolume (0.6 liter) en 'n dempingskaalfaktor van 3 die minimum giersnelheid lewer. 'n Dempingskaalfaktor van 3 en gasvolume van 0.6 liter word bepaal as die kombinasie van stellings wat sal verseker dat die maksimum giersnelheid tot 'n minimum beperk word. Hierdie groot gasvolume wat nodig is om die giersnelheid se maksimum te beperk, is die teenoorgestelde van wat nodig is vir die minimering van rolhoek en rolsnelheid.

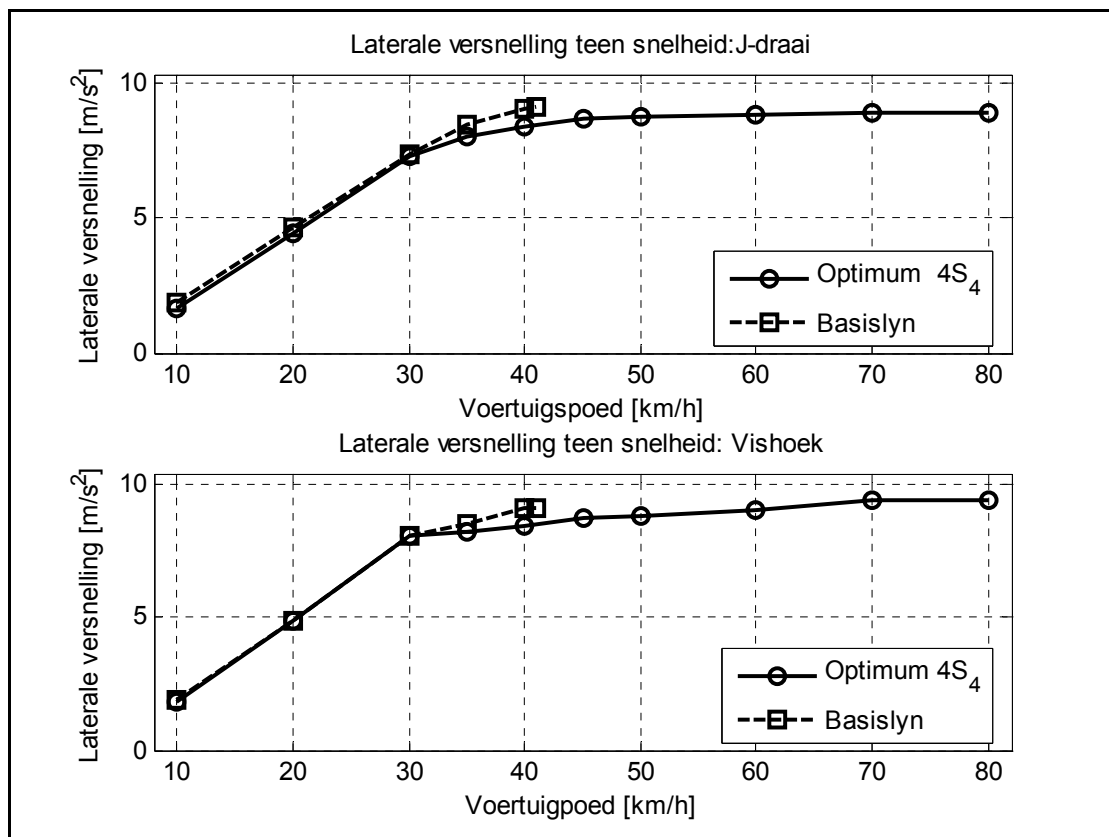
5.5 Laterale versnelling

Figuur 5.7 toon die kleinste maksimum laterale versnelling teen voertuigsnelheid vir die eerste deel van die maneuer (bo) en die hele vishoektoets (onder). Die maksimum laterale versnelling wat tydens die eerste deel van die maneuer beleef word, is baie na aan die maksimum laterale versnelling tydens die tweede deel van die maneuer. Die resultate van die eerste gedeelte van die maneuer en die resultate van die hele vishoektoets toon beide 'n lineêre styging in laterale versnelling met toename

in spoed vanaf 10 km/h tot ongeveer 30 km/h. Daarna plat die waardes af, met geen noemenswaardige toename in kleinste maksimum laterale versnelling van 40 tot 80 km/h nie. Die maksimum laterale sykrag wat die bande kan genereer, word dus moontlik reeds teen 40 km/h bereik.

Hierdie stand van sake maak baie sin: dieselfde stuurwielhoek word tydens die eerste en tweede deel van die maneuer gehandhaaf. Dit beteken dat die voertuig tydens die eerste en tweede deel van die maneuer 'n sirkel met dieselfde radius r_y . Aangesien laterale versnelling in hierdie geval gelyk is aan $a = v^2/r$, waar v die voertuigsnelheid (in m/s) en r die radius van die baan (in m) is wat gery word, is dit duidelik dat die laterale versnelling baie naby aan mekaar moet wees.

Die verandering in veer karakteristiek het nie so 'n groot effek op laterale versnelling as op ander parameters nie. In hierdie opsig is daar dus 'n ooreenkoms tussen laterale versnelling en giersnelheid; beide is onsensitief vir die gasvolume (veerstyfheid).



Figuur 5.7 – Minimum laterale versnelling teen voertuigspoed.

Gasvolumes van 0.2, 0.3, 0.4, 0.5 en 0.6 liter in kombinasie met 'n dempingskaalfaktor van 3 gee elkeen 'n kleinste maksimum binne 10% van die minimum. In Tabel 5.4 word slegs die stellings getoon wat die maksimum laterale versnelling tot 'n minimum beperk vir 10 tot 80 km/h vir die J-draai én die hele vishoektoets. 'n Dempingskaalfaktor van 3 en gasvolume van 0.6 liter is bepaal as die kombinasie wat laterale versnelling tot 'n minimum sal beperk. Dit is dieselfde as die stellings vir giersnelheid – wat weer eens op ooreenkoms tussen dié twee parameters dui.

Tabel 5.4 – Dempingskaalfaktore en gasvolumes waarby die maksimum laterale versnelling die laagste is.

DSF	GV: liter	Vishoek: km/h	J-draai: km/h
3	0.2 – 0.6	10-80	10-80
2	0.4 - 0.6	10-80	10-80

Die voordeligheid van die minimering van laterale versnelling is nie so ooglopend soos in die geval van die ander parameters nie. Indien 'n voertuig groot laterale versnelling ondervind, speel traagheidseffekte 'n groot rol in die dinamiese gedrag van die voertuig. Groot laterale versnellings beteken dat die voertuig as gevolg van die inwerking van traagheid “om gepluk” kan word. Indien laterale versnelling tot 'n minimum beperk word, sal die voertuig moontlik geneig wees om eerder te gly as te rol. Die waarskynlikheid om 'n ongeluk te oorleef waartydens die voertuig gegly het, is baie groter as die waarskynlikheid tydens 'n omrolongeluk.

5.6 Wiellig

In die analise wat volg, word wiellig ondersoek. Die hoeveelheid wat die wiele oplik is die belangrikste parameter wat ondersoek word, aangesien die hoeveelheid wat die wiele oplik as norm gebruik word om die voertuig se omrolgeneigdheid te bepaal.

Vir wiellig aan die linkerkant word die resultate van die hele vishoektoets geëvalueer. Vir wiellig aan die regterkant word slegs die eerste gedeelte van die maneuer se resultate geëvalueer. Dit maak nie sin om maksimum wiellig aan die regterkant te bepaal as hierdie wiele op die grond is en die meeste van die las dra nie. Hierdie

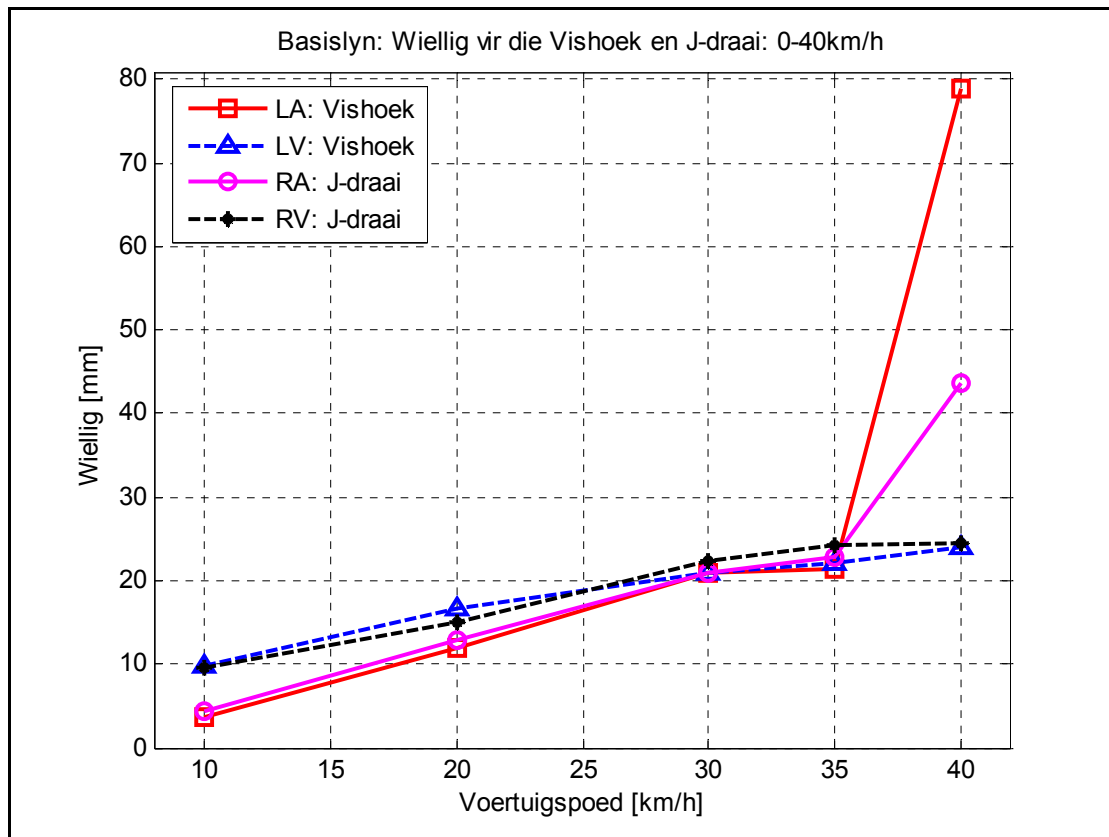
omstandighede heers tydens die tweede gedeelte van die maneuer. Dieselfde geld vir die linkerkantste wiele tydens die eerste deel van die vishoektoets (omdat eers na regs en dan na links gestuur word). Die figure wat volg, stip dus vir die linkerkant slegs die waardes bepaal uit evaluasie van die hele maneuer, en vir die regterkant slegs vir evaluasie van die eerste deel van die maneuer.

5.6.1 Vergelyking van wiellig

In Figuur 5.8 word die hoeveelheid wat elkeen van die wiele van die basislynmodel oplik, getoon. Van 10 tot 35 km/h is daar 'n geleidelike toename in die maksimum wiellig wat ondervind word. Daar is egter 'n baie skerp styging in die hoeveelheid wat die wiel oplik vanaf 'n spoed van 35 km/h tot 'n spoed van 40 km/h. Die styging tussen 40 km/h en 41 km/h is ook baie skerp, maar word nie getoon nie, aangesien dit nie verder bydra tot die maak van sinvolle gevolgtrekkings nie. Die wiellig aan die voorkant is meer as die wiellig aan die agterkant vir die voertuigsnelhede 10 tot 35 km/h.

By 40 km/h verander die omstandighede egter, en lig die agterwiele baie meer op as die voorwiele. Omrol vind plaas by snelhede hoër as 41 km/h. Daar kan dus afgelei word dat die skielike toename in die hoeveelheid wat die agterwiele oplik, aanduidend is dat omrol gaan voorkom. Hieruit kan 'n belangrike afleiding gemaak word: die hoeveelheid wat die wiele oplik, gee 'n duidelike aanduiding wanneer omrol gaan voorkom. Geen ander parameter toon hierdie skerp styging van 35 km/h na 45 km/h nie. Wiellig is dus 'n goeie parameter om te gebruik om omrolgeneigdheid te bepaal.

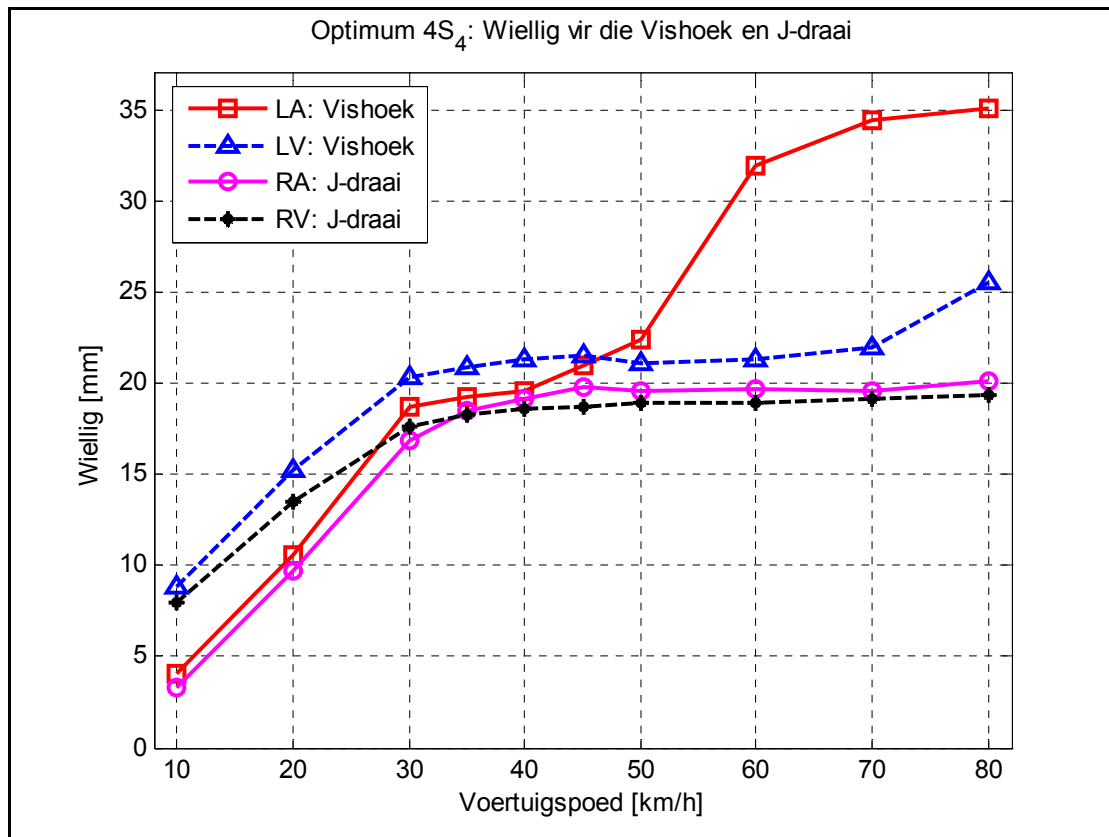
In Figuur 5.9 word die hoeveelheid wiellig van die model met die optimum 4S₄-karakteristieke getoon. Vir die regterkant is die wiellig voor groter as vir agter van 10 tot 30 km/h. Die wiellig aan die regterkant neem toe tussen 10 en 30 km/h, waarna die tempo van toename afneem, met geen noemenswaardige toename in maksimum wiellig van 40 km/h tot 80 km/h nie. Die hoeveelheid wat die wiele aan die regterkant oplik is dus nie sensitief vir die toename in snelheid van 40 tot 80 km/h nie.



Figuur 5.8 – Maksimum wiellig vir die basislysuspensie.

Vir die linkerkant is die wiellig voor groter as die wiellig agter tussen 10 en 45 km/h. Vir die linker voorwiel is daar geen noemenswaardige verandering in wiellig van 45 km/h tot 70 km/h nie. Daar is egter 'n toename in wiellig van 70 na 80 km/h. Die wiellig links agter styg soos die spoed toeneem van 40 km/h tot 50 km/h. Daar is 'n skerp styging van 50 km/h tot 60 km/h, waarna die toename in kleinste maksimum weer meer geleidelik plaasvind tot by 80 km/h. Wat egter noemenswaardig is, is dat die voor en agterwiel (aan die linkerkant) op geen stadium beide 50.8 mm of meer oplig nie. Dit beteken dat die voertuig met die optimum 4S₄-karakteristieke hierdie weergawe van die NHTSA se vaste tydstep vishoektoets sou kon doen tot by die maksimum voorgeskrewe spoed van 80 km/h.

Die wiel wat die hoogste oplig (tydens die vishoektoets) is die wiel links agter, gevolg deur die wiel links voor. Dit maak sin, as in ag geneem word dat die voertuig tydens die simulaties eers na regs draai (linkerwiele dra meeste las) en dan na links (linkerwiele geneig tot oplig).



Figuur 5.9 – Maksimum hoeveelheid wat die wiele oplig vir die 4S₄-suspensie.

Die tyd wat die voertuig na links draai (die tweede deel van die toets) is baie langer as die deel waar die voertuig na regs draai – daar is dus genoeg tyd vir die voertuig om ’n gestadige toestand te bereik. In werklike toetsomstandighede verwag mens ook dat die meeste wiellig tydens die tweede deel van die maneuer sal plaasvind. Dit is dan ook die hoeveelheid wat hierdie wiele oplig wat die kritieke parameter is.

5.6.2 *Wiellig links agter*

Figuur 5.10 toon die kleinste maksimum wiellig vir die linkerkantste agterwiel by elke spoed, vir die basislynsuspensie en die model met die optimum 4S₄-karakteristieke. Hierdie “wiellig” moet egter reg verstaan word. In die model word die hoeveelheid wiellig bepaal deur die afstand tussen die grond en die middelpunt van die wiel te meet. Daar moet in gedagte gehou word dat die wiel elasties is en dus kan vervorm. Daar is bepaal dat, indien die wiel ongeveer 25 mm opgelig word, ’n papier onderdeur die wiel geskuif kan word. Dit beteken dat as wiellig van ongeveer 20 tot 25 mm (of groter) plaasvind, die wiel sal glip. (Dit is

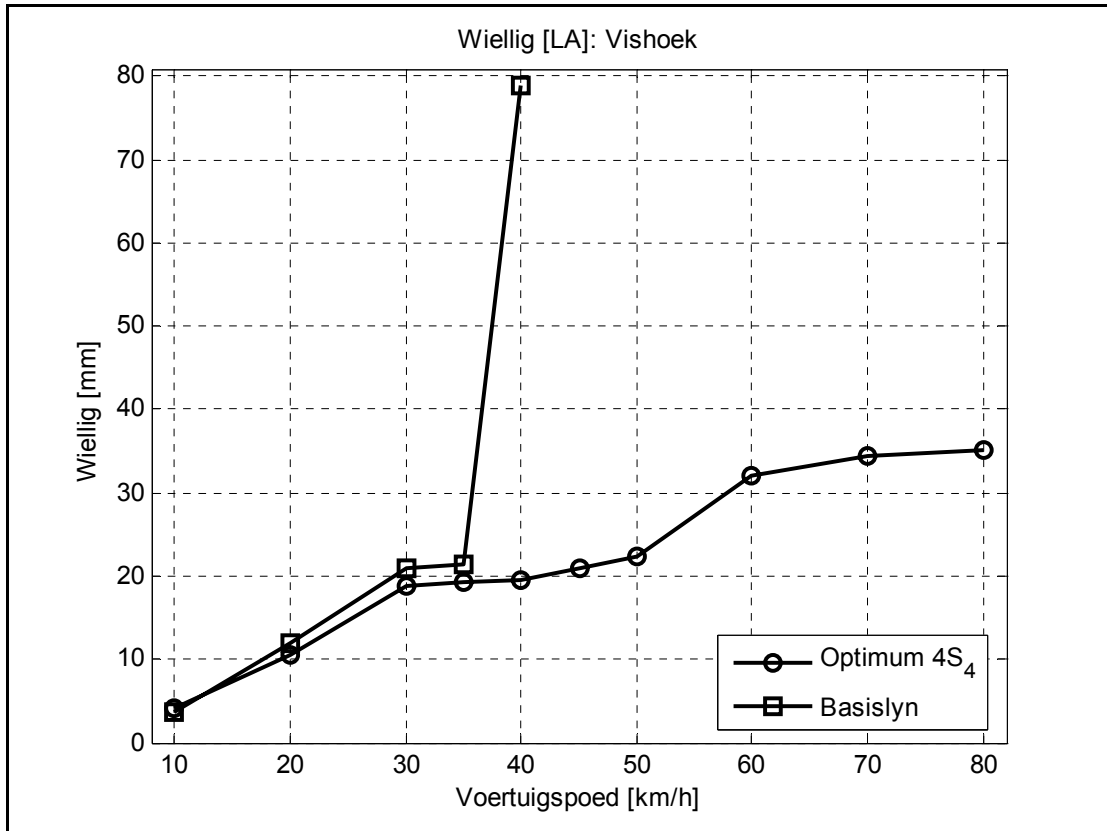
moeilik om te bepaal wat die maksimum hoeveelheid is wat die wiel kan oplig voordat glip plaasvind.) Die wiel sal kontak met die pad verloor indien wiellig van ongeveer 25 mm of groter plaasvind. Vir die basislynvoertuig verloor die wiel links agter definitief kontak by 40 km/h. Die linkerkantste agterwiel vir die 4S₄-model kan moontlik glip van 30 km/h tot 50 km/h, terwyl dit vanaf 60 km/h kontak met die pad verloor.

Vir 10 tot 35 km/h is die wiellig van die basislynmodel na aan die wiellig van die model met die optimum 4S₄-karakteristieke, maar tog groter. Vir 40 km/h skiet die wiellig links agter van die basislynmodel egter die hoogte in. Die optimum 4S₄-karakteristieke slaag egter daarin om te verhoed dat wiellig baie toeneem van 35 km/h na 40 km/h. Die wiellig links agter (vir die model met die optimum 4S₄-karakteristieke) styg geleidelik van 35 tot 50 km/h. Daar is 'n skerp styging van 50 km/h na 60 km/h, waarna die toename in kleinste maksimum weer meer geleidelik plaasvind tot by 80 km/h. Die optimum 4S₄-karakteristieke verhoed baie effektief dat die agterwiel gevaarlik hoog oplig. Verder word ook verhoed dat die wiellig die voorgeskrewe maksimum van ongeveer 50 mm bereik.

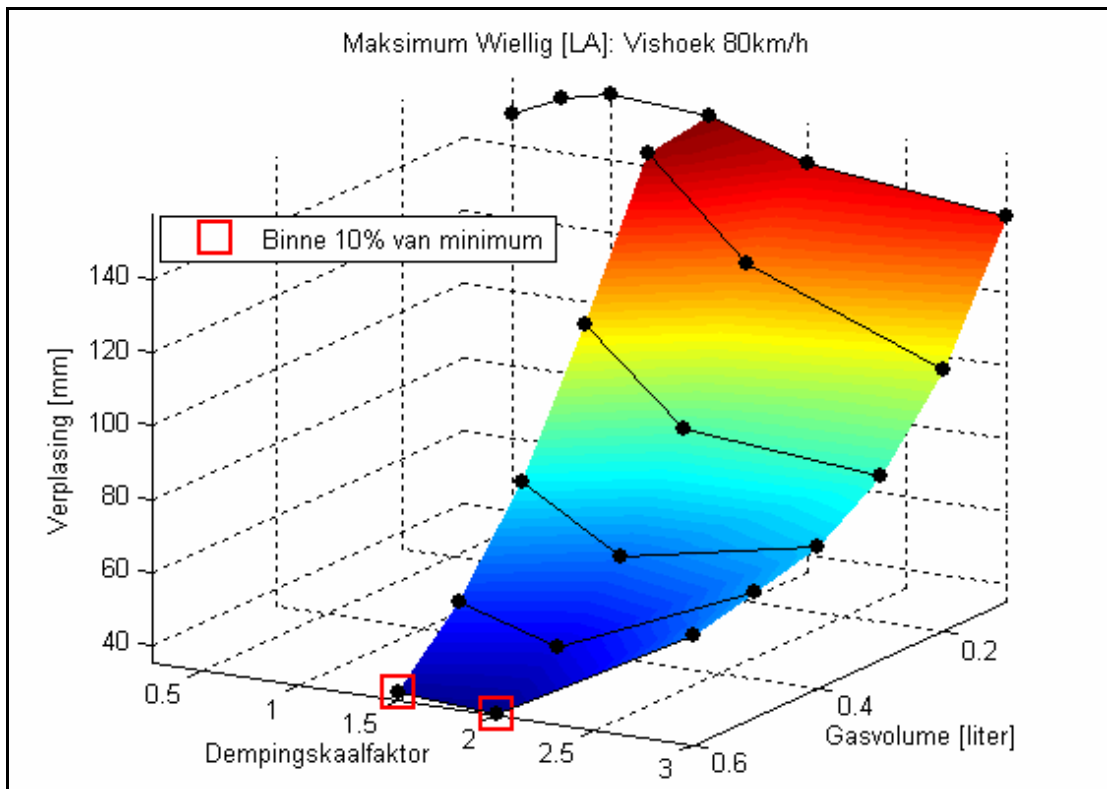
In Figuur 5.11 word die oppervlak wat die kleinste maksimums by elke stelling, vir 80 km/h gee, getoon. Die stellings wat die kleinste waarde gee is $DSF = 2$, $GV = 0.6$ liter. Daar is net een ander stelling kombinasie wat 'n kleinste maksimum binne 10% van hierdie minimum gee, en dit is $DSF = 1.5$, $GV = 0.6$ liter. Hierdie stelling lewer egter nie 'n waarde binne 10% van die kleinste maksimum vir sekere van die ander snelhede nie (dit is hoekom dit nie as 'n stelling oorweeg word nie).

Die oppervlak dui verder aan dat indien demping hoog is, die voertuig nie rol nie, maak nie saak watter gasvolume gebruik word nie. Die enigste gasvolume waarvoor die voertuig nie by lae demping rol nie, is 0.1 liter. Die groot effek van demping word hierdeur beklemtoon. Verder beteken dit dat indien 'n voertuig lae demping het, die vere hoë styfheid sal moet hê om omrol te voorkom.

Figuur 5.12 toon 'n sektordiagram wat aandui watter veer- en demperstellings die kleinste maksimums lewer.

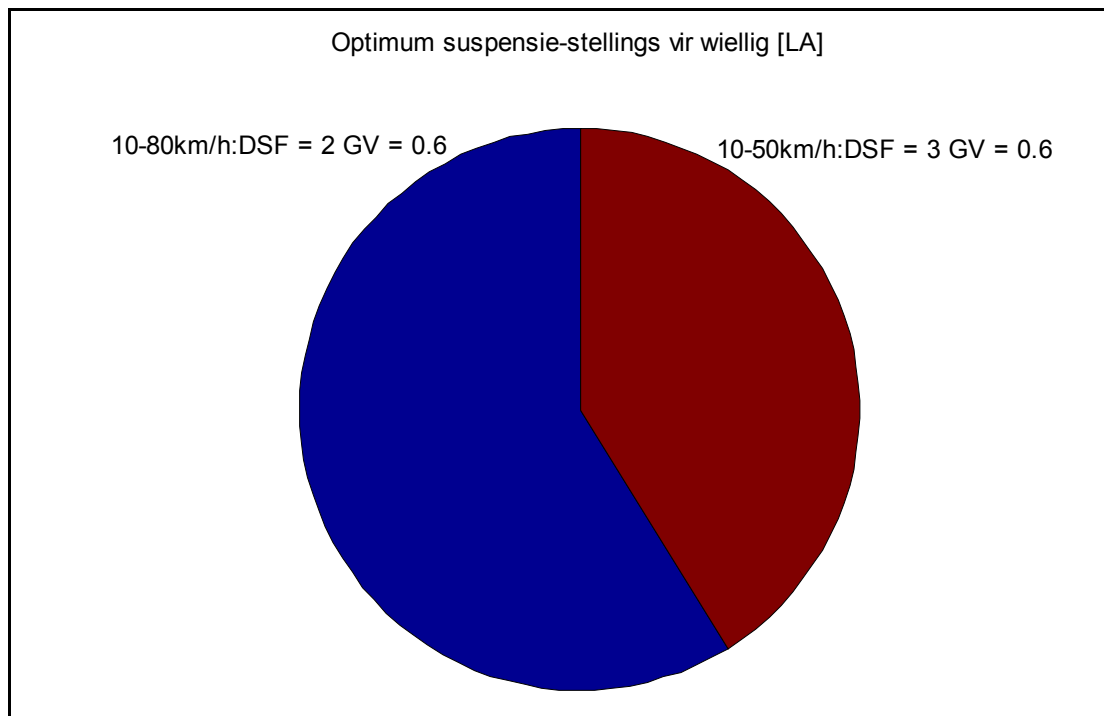


Figuur 5.10 – Die maksimum hoeveelheid wat die wiel links agter oplig, teen voertuigspoed.



Figuur 5.11 – Oppervlak wat die kleinste maksimum wiellig [LA] vir elke stelling by 80 km/h toon.

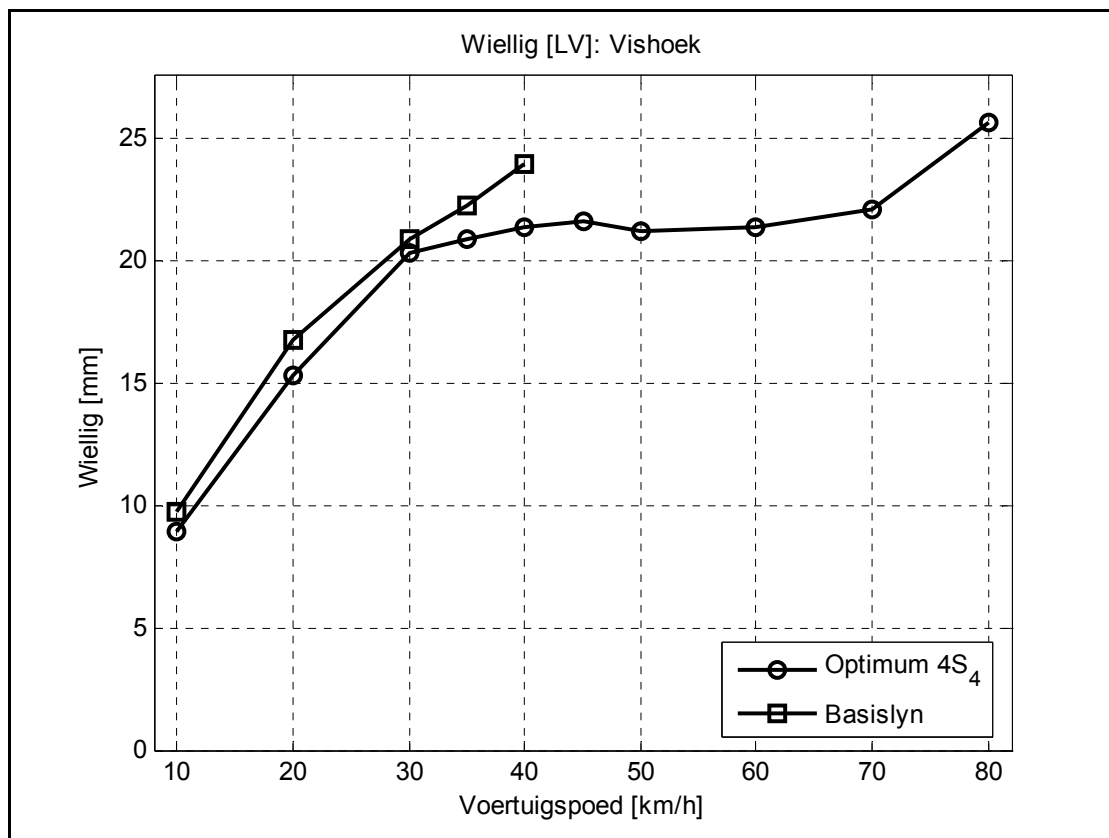
Hierdie sektordiagram word as volg saamgestel: Die totale hoeveelheid voertuigsnelhede waarby simulaties gedoen word, is 10. Die hoeveelheid toetssnelhede (n) waarby 'n sekere stellingskombinasie 'n kleinste maksimum (binne 10% van die heel kleinste maksimum) gee, word bepaal. Die breukdeel van die sektordiagram wat elke stelling beslaan, word dus bereken as $(n/10)$. Uit hierdie sektordiagram is dit duidelik dat 'n groot gasvolume telkens die maksimum wiellig tot die kleinste moontlike waardes beperk. Wat die dempingskaalfaktor betref, wissel die waardes van 2 tot 3. In hierdie geval word bepaal dat 'n dempingskaalfaktor van 2 en gasvolume van 0.6 liter die stelling is wat geïmplementeer moet word. Hierdie keuse word so gemaak, aangesien hierdie stelling werk van 10 – 80 km/h. Dit is wel baie interessant dat 'n dempingskaalfaktor van 3 (hoër demping) groter maksimums tot gevolg het. Meer akkurate optimering, met behulp van 'n meer akkurate model is dus nodig. Wat wel hieruit afgelei kan word, is dat hoër demping en lae styfheid (groot gasvolume) die gewenste uitwerking kan hê. Oor die spesifieke waardes sal eers meer gesê kan word as 'n meer akkurate model en beter optimeringstegnieke aangewend word.



Figuur 5.12 – 'n Sektordiagram wat aantoon watter kombinasies van die dempingskaalfaktor en gasvolume die maksimum wiellig [LA] tot 'n minimum beperk.

5.6.3 Wiellig links voor

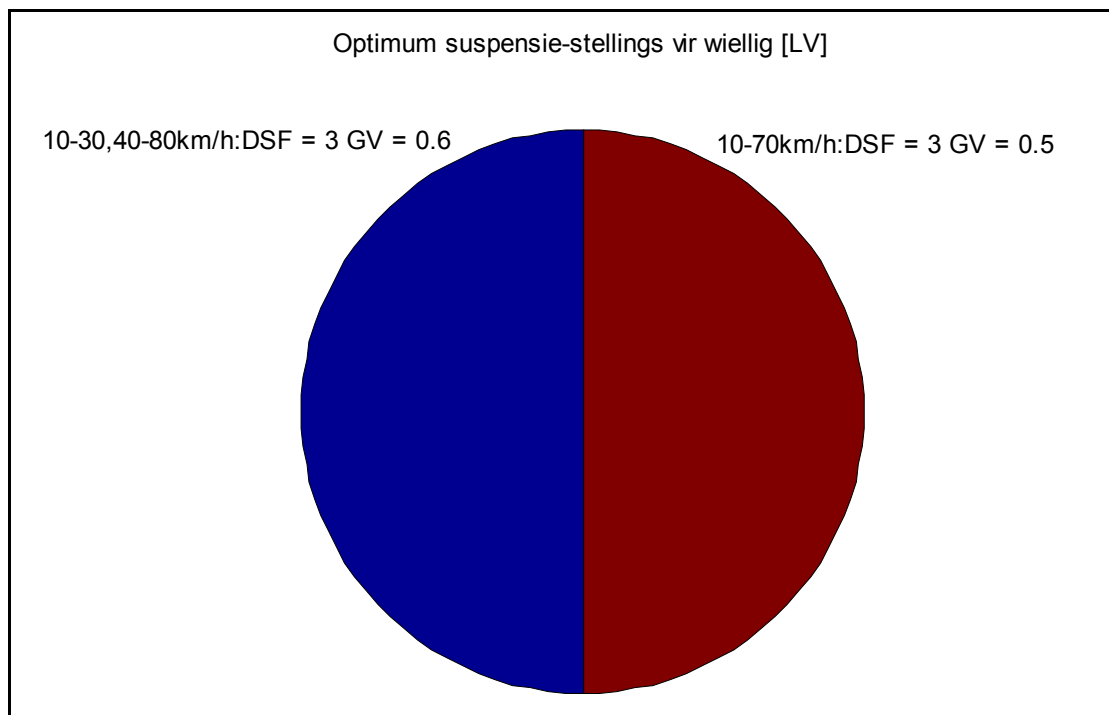
In Figuur 5.13 word die kleinste maksimum wiellig (links voor) vir die basislynmodel en die model met die optimum 4S₄-karakteristieke, teen spoed gestip. Die wiellig van die basislynmodel neem toe van 10 tot 40 km/h, en is groter as die wiellig van die model met die optimum 4S₄-karakteristieke. Die optimum 4S₄-karakteristieke veroorsaak dus dat die wiel links voor minder oplig. Die linker voorwiel van die basislynmodel lig moontlik nie op nie, maar wielglip kan voorkom van 30 km/h af. In die geval van die model met die optimum 4S₄-karakteristieke, neem die wiellig toe van 10 tot 30 km/h. Van 30 km/h tot 70 km/h is daar geen groot styging in wiellig nie. Van 70 km/h na 80 km/h neem wiellig weer toe. Vir die 4S₄-model kom glip moontlik voor van 30 km/h tot 70 km/h, terwyl die wiel oplig teen 80 km/h. Die optimum 4S₄-karakteristieke help dus dat die wiellig nie so skerp styg soos in die geval van die basislyn model nie, wat daarop neerkom dat die voertuig se omrolgeneigtheid verminder word.



Figuur 5.13 – Die maksimum hoeveelheid wat die wiel links voor oplig, teen voertuigspoed.

Die wiel verloor eers fisies kontak met die pad teen 80 km/h. Die verbetering wat die optimum 4S₄-karakteristieke teweegbring is dus noemenswaardig as in gedagte gehou word dat die basislynmodel omrol by snelhede hoër as 41 km/h.

Figuur 5.14 toon die sektordiagram wat aandui watter kombinasies van dempingskaalfaktor en gasvolume die maksimums tot 'n minimum beperk. Dit is vreemd dat die stelling: dempingskaalfaktor gelyk aan 3 en gasvolume gelyk aan 0.6 liter nie 'n kleinste maksimum gee vir 35 km/h nie, maar vir al die ander snelhede. Die kombinasie van DSF = 3 en GV = 0.5 beperk nie vir 80 km/h die maksimum wiellig binne 10% van die kleinste maksimum nie. Daar is dus bepaal dat DSF = 3 en GV = 0.6 die stelling is wat geïmplementeer moet word.



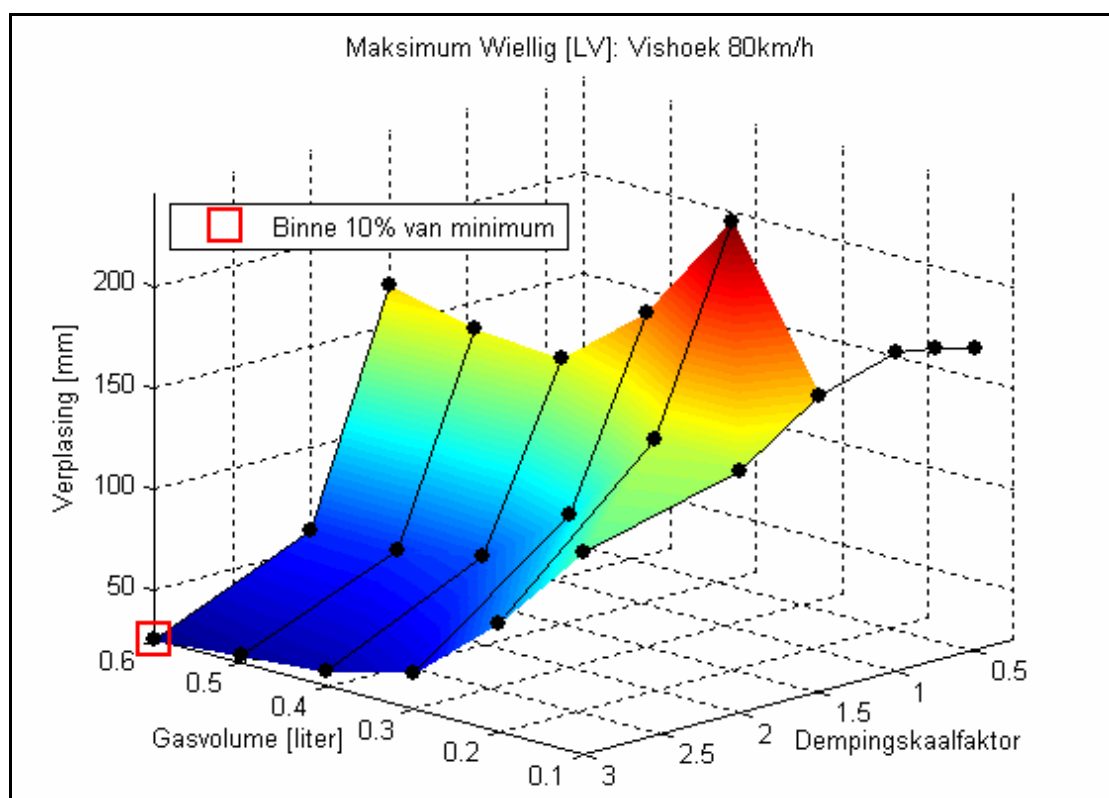
Figuur 5.14 – 'n Sektordiagram wat aantoon watter kombinasies van die dempingskaalfaktor en gasvolume die maksimum wiellig [LV] tot 'n minimum beperk.

In Figuur 5.15 word die oppervlak wat die kleinste maksimum by elke stelling aandui getoon. Hierdie lopie is gedoen by 80 km/h. Daar is nie een stelling wat 'n kleinste minimum binne 10% van die minimum gee nie. Die enigste stelling wat dus 'n

minimum gee, is $DSF = 3$ en $GV = 0.6$, soos ook gesien kan word in die sektordiagram.

Die oppervlak toon verder dieselfde tendens as die oppervlak van die linkerkantste agterwiel. Vir dempingskaalfaktore van 1.5 en hoër rol die voertuig nie. Indien die gasvolume 0.1 liter is, word die simulاسie ook suksesvol uitgevoer met dempingskaalfaktore van 1, 0.5 en 0.25. Indien 'n voertuig dus lae demping het, sal 'n hoë veerstyfheid gebruik moet word om omrol te voorkom.

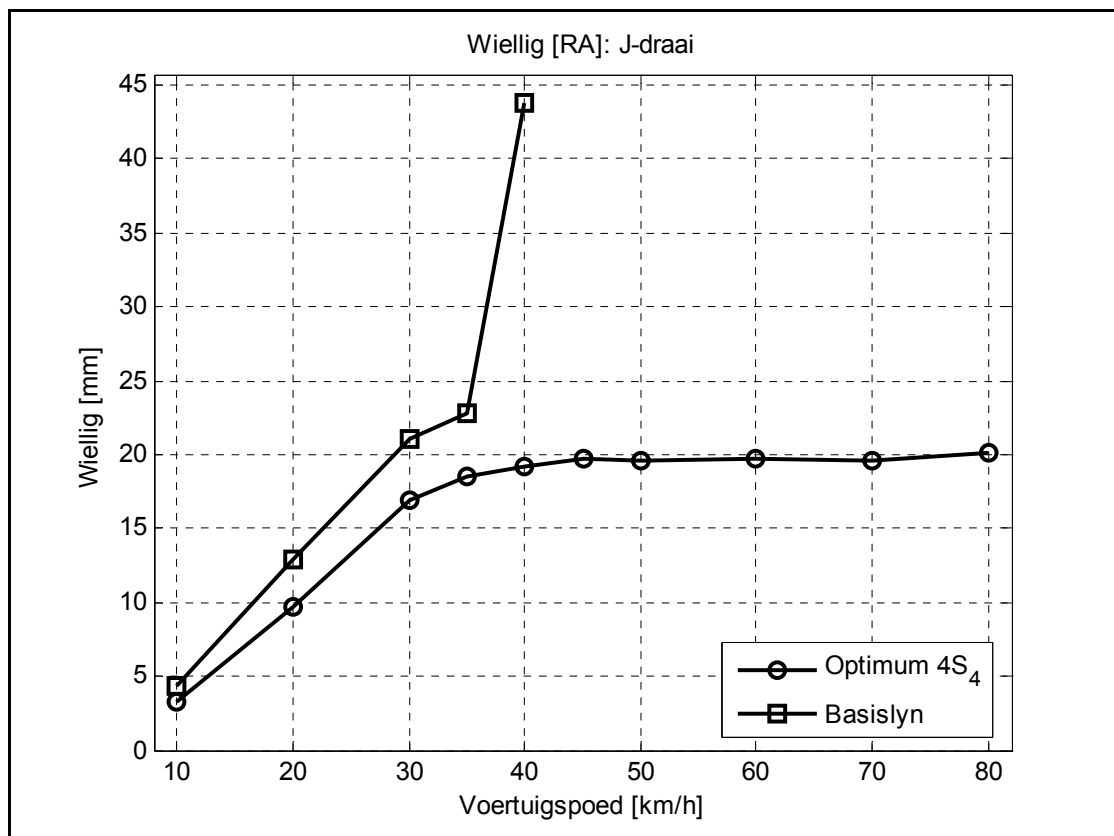
Hieruit kan afgelei word dat hoë demping omrolgeneigdheid beperk. Indien die demping hoog is, kan die voertuig die lopies voltooi vir 'n wye reeks gasvolumes. Indien die vermoë om 'n lopies te voltooi dus as maatstaf gebruik is, is die wiellig minder sensitief vir gasvolume. Wat die bepaling van 'n kleinste maksimum egter aanbetref, is dit duidelik dat die gasvolume groot moet wees.



Figuur 5.15 – Oppervlak wat die kleinste maksimum wiellig [LV] vir elke stelling by 80 km/h toon.

5.6.4 Wiellig regs agter

Figuur 5.16 toon die kleinste maksimum wiellig vir die regterkantste agterwiel vir die basislynmodel en die model met die optimum 4S₄-karakteristieke. In die geval van die basislynmodel lig die wiel verder op vir elke hoër snelheid waarby simulaties gedoen word. Daar is egter 'n baie groot toename in wiellig van 35 km/h na 40 km/h. Wielglip vind moontlik plaas by 30 km/h en 35 km/h, terwyl die wiel kontak met die pad verloor by 40 km/h. Vir die model met die optimum 4S₄-karakteristieke neem die wiellig toe tot 40 km/h, waarna daar nie 'n groot verandering is in die hoeveelheid wat die wiel oplig nie. Die wiellig van die model met die optimum 4S₄-karakteristieke is ook laer as die wiellig van die basislynmodel. Aangesien die wiellig vir die optimum 4S₄-karakteristieke in die omgewing van 20 mm is, kan die gevolgtrekking gemaak word dat kontak met die pad nie verloor word nie. Glip kan dalk wel voorkom, afhangende van die hoeveelheid wiellig wat kan plaasvind voordat dit gebeur.



Figuur 5.16 – Die maksimum hoeveelheid wat die wiel regs agter oplig, teen voertuigspeed.

Soos in Tabel 5.5 waargeneem kan word, is daar 'n wye verskeidenheid van gasvolumes in kombinasie met dempingskaalfaktore van 2 en 3 wat resultate binne 10% van die minimum lewer.

Tabel 5.5 – Kombinasies van dempingskaalfaktor en gasvolume wat die maksimum wiellig regs agter tot 'n minimum beperk.

DSF	GV	J-draai: km/h
3	0.1 - 0.6	10-80 km/h
2	0.2	10-80 km/h
2	0.3 en 0.6	10, 30 – 80 km/h

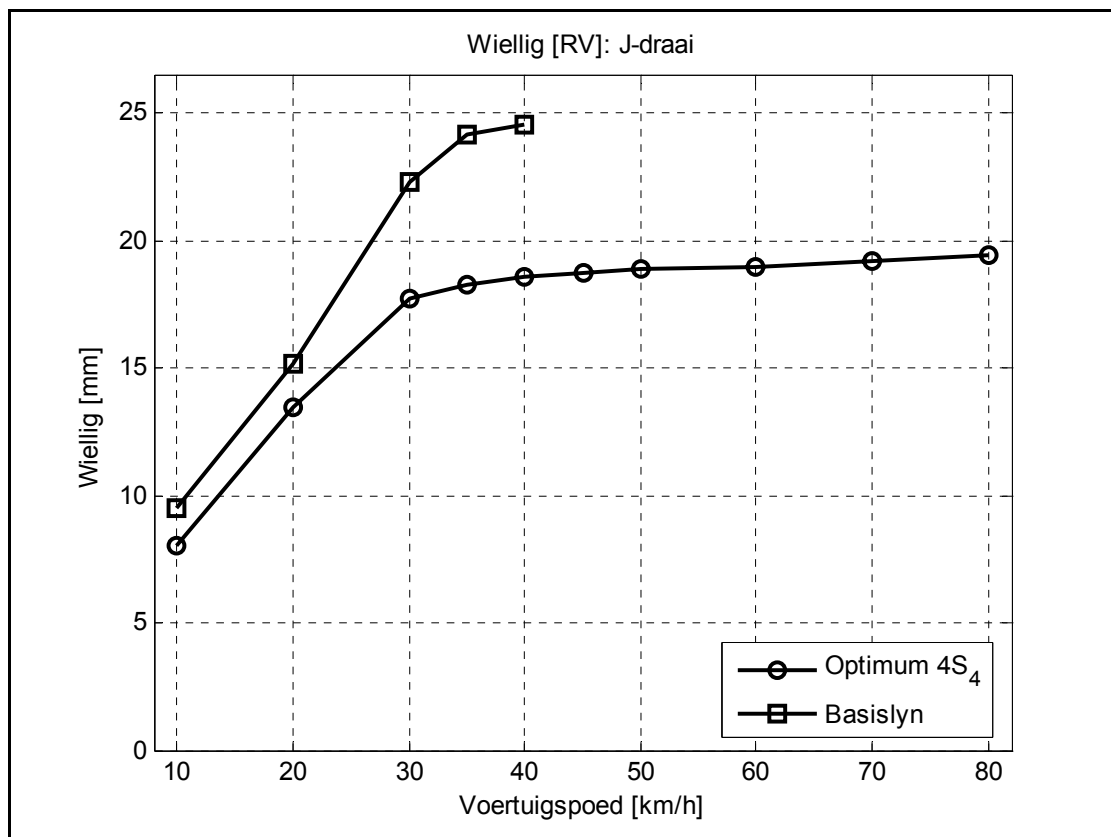
Hieruit kan afgelei word dat die eerste gedeelte van hierdie maneuer nie gebruik kan word om te bepaal watter gasvolumes die beste is om die wiellig regs agter tot 'n minimum te beperk nie. Met ander woorde, wiellig regs agter is nie sensitief vir die veerstyfheid (gasvolume) nie. Dit is wel duidelik dat hoë demping nodig is om die wiellig tot die kleinste moontlike waarde te beperk. 'n Dempingskaalfaktor van 3 en gasvolume van 0.6 liter word bepaal as die 'beste stellings'. Die bepaling van hierdie stellings as die 'beste kombinasie' berus op die feit dat soveel van die ander parameters (giersnelheid, laterale versnelling en wiellig links voor) die implementering van hierdie kombinasie dikteer.

5.6.5 Wiellig regs voor

Wiellig regs voor vir die model met die optimum 4S₄-karakteristieke toon 'n soortgelyke tendens as wiellig regs agter, soos gesien kan word deur Figuur 5.17 en Figuur 5.16 te vergelyk. Daar is 'n styging in wiellig tot ongeveer 30 km/h. Daarna neem die tempo van toename drasties af. In die geval van die basislynmodel kan wielglip moontlik voorkom van 30 km/h tot 40 km/h. Vir die 4S₄-model word kontak nie met die pad verloor nie, aangesien die wiellig deurgaans laer as 20 mm is.

Die basislynmodel se wiellig is vir elke voertuigspoed hoër as vir die model met die optimum 4S₄-karakteristieke, wat weer eens op die voordeel van die 4S₄ dui.

Beide wiellig voor en agter aan die regterkant neem nie drasties toe van ongeveer 35 km/h af nie. Hierdie toedrag van sake dien as staving van die stelling dat die kritieke parameters die oplig van die wiele aan die linkerkant is. Meer algemeen gestel: die oplig van die wiele aan die binnekant van die draai tydens die tweede gedeelte van die vishoektoets. Die wiele aan die linkerkant (die wiele binne in die draai tydens die tweede gedeelte van die vishoektoets) lig teen 'n hoë tempo op soos spoed toeneem – terwyl dit nie die geval is vir die wiele aan die regterkant nie. In teenstelling met die ander wiele, vereis die regter voorwiel (die voorwiel aan die buitekant van die draai tydens die tweede helfte van die vishoektoets) dat 'n lae gasvolume van 0.1 liter (hoë veerstyfheid) gebruik moet word om wiellig tot 'n minimum te beperk. Ander stellings wat ook binne 10% van die minimum is word in Figuur 5.18 getoon. Al die stellings dui daarop dat 'n klein gasvolume, met demping groter as die basislyndemping nodig is om wiellig regs voor (die voorwiel aan die buitekant van die draai tydens die tweede helfte van die vishoektoets) tot 'n minimum te beperk.



Figuur 5.17 – Die maksimum hoeveelheid wat die wiel regs voor oplig, teen voertuigspoed.

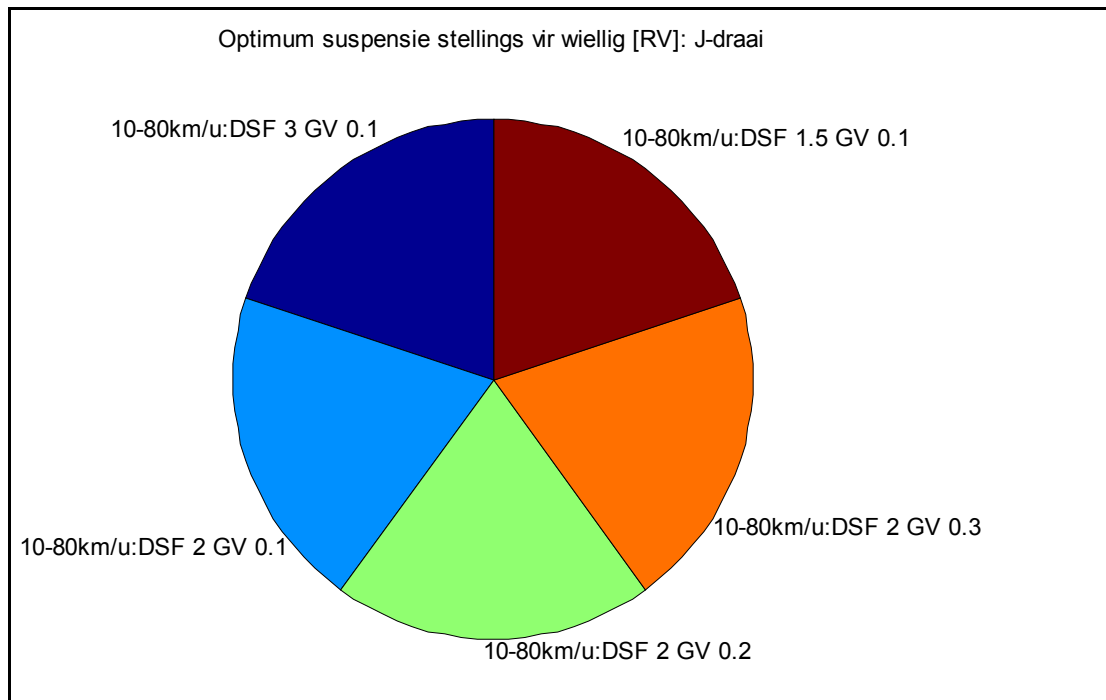
Sensitiwiteit vir dempingskaalfaktor en gasvolume is, soos in die geval van die regter agterwiel, minder as vir die wiele aan die linkerkant (die wiele aan die binnekant van die draai tydens die tweede gedeelte van die vishoektoets).

Die 4S₄ het die vermoë om die suspensiekarakteristiek by elke wiel van die voertuig individueel te stel. Die stuurinset kan gemeet word, en gebruik word om te bepaal watter wiele binne, en watter wiele buite in die draai is. Met hierdie inligting bekend, kan die suspensiekarakteristiek by die wiele binne in die draai (agter: DSF = 2, GV = 0.6; voor: DSF = 3, GV = 0.6) en die wiele buite in die draai (agter: DSF = 3 GV = 0.6; voor: DSF=3 GV=0.1) verstel word om omrolgeneidheid tot 'n minimum te beperk. Daar is egter 'n verdere kompliserende faktor. Die omrol-opsporingsalgoritme sal ook die vermoë moet hê om gestadigde gedrag en oorgangsgedrag waar te neem. Die stellings wat hier bepaal is om omrolgeneidheid te verminder, is bepaal vir die tweede deel van die vishoektoets. Tydens hierdie deel van die manewer heers gestadigde toestande. Die omrol-opsporingsalgoritme moet dus vasstel of gestadigde toestande heers, voordat hierdie stellings geskakel word. Vir oorgangsgedrag sal ander stellings (byvoorbeeld die hanteringstrategie) meer ideaal wees.

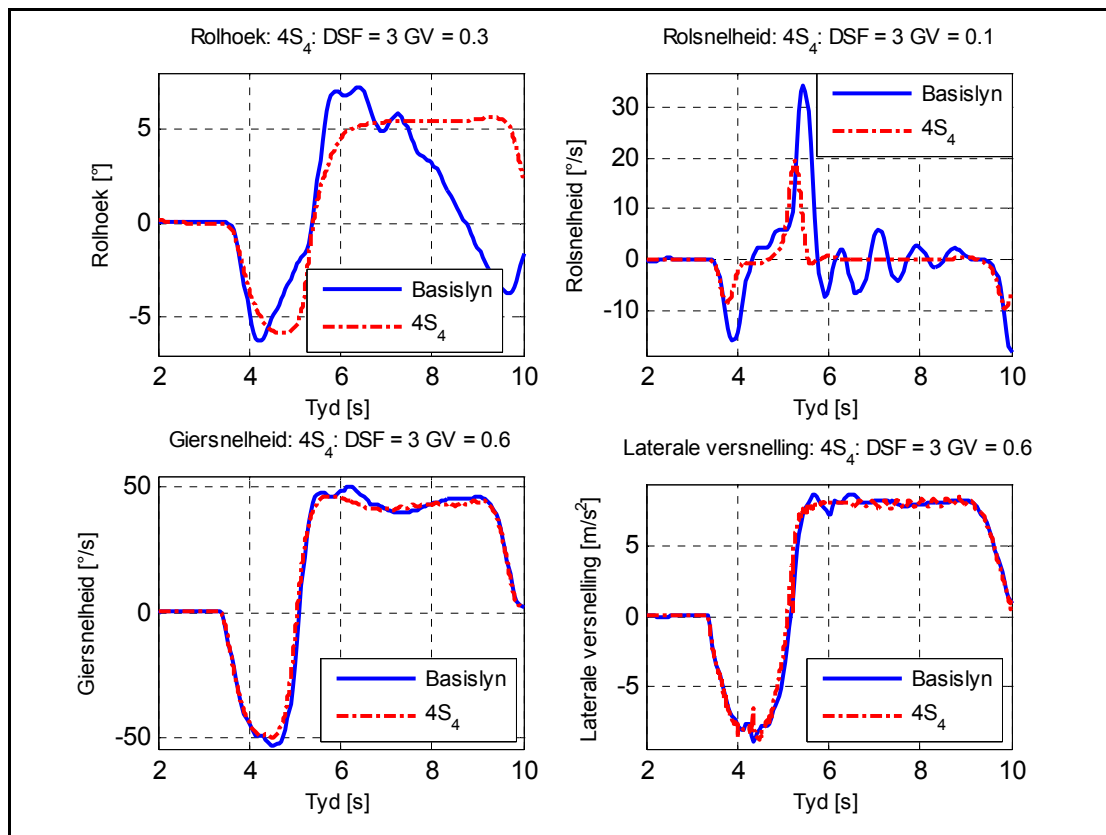
Die kombinasie vir implementering wat bepaal is, is DSF = 3 (omdat dit in meeste gevalle 3 is) en GV = 0.1. Dit is vreemd dat 'n kombinasie van DSF = 2 en GV = 0.3 wel 'n minimum gee, maar 'n kombinasie van DSF = 3 en GV = 0.3 nie. Die onsensitiwiteit van hierdie parameter vir verstelling aan demping- en veerkarakteristieke speel moontlik hier 'n rol.

5.7 Samevatting van resultate vir die 4S₄ sonder verstelling aan rithoogte

In Figuur 5.19 word die simulasiresultate van die basislynmodel en die model met die optimum 4S₄-karakteristieke, teen 40 km/h, vir rolhoek, rolsnelheid, giersnelheid en laterale versnelling met mekaar vergelyk. Die maksimums is in elke geval minder vir die optimum 4S₄-karakteristieke as vir die basislyn.

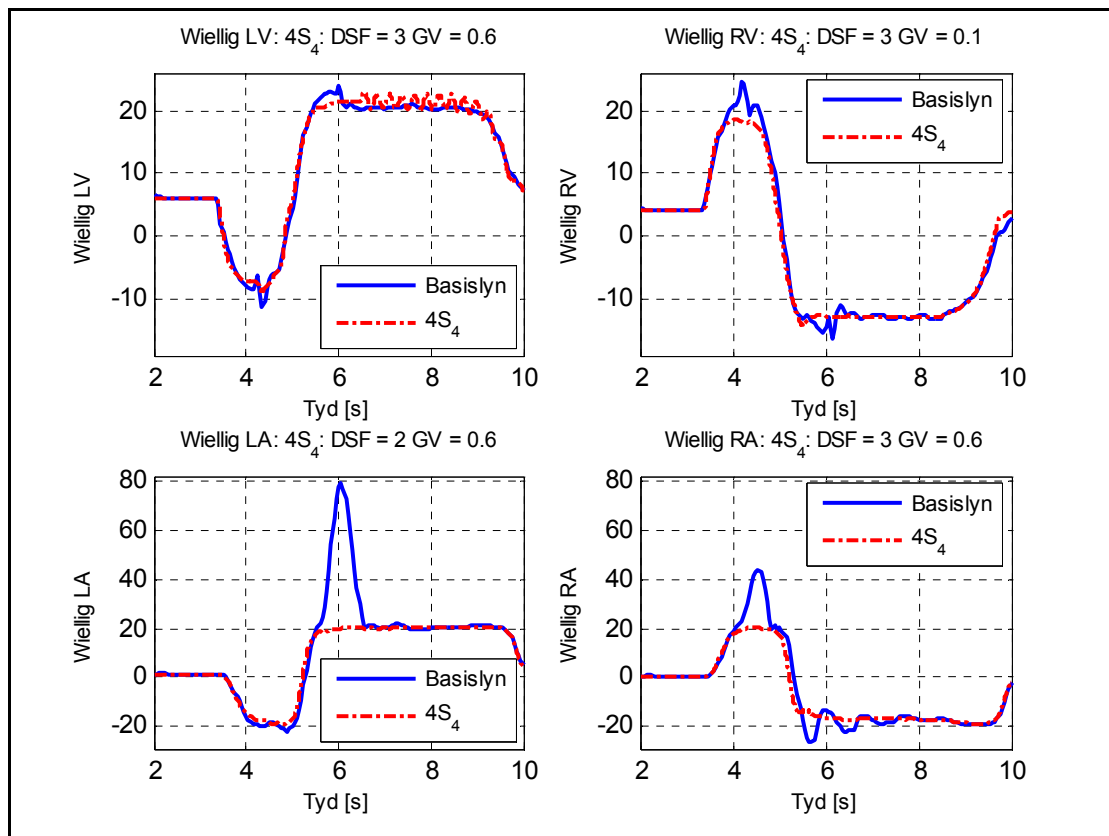


Figuur 5.18 – 'n Sektordiagram wat aantoon watter kombinasies van die dempingskaalfaktor en gasvolume die maksimum wiellig [RV] tot 'n minimum beperk.



Figuur 5.19 – Vergelyking tussen die simulasiereultate van die basislynmodel en die model met die optimum $4S_4$ -karakteristieke by 40 km/h.

Figuur 5.20 vergelyk die simulasieresultate vir wiellig van die basislynmodel en die optimum $4S_4$ -karakteristieke teen 40 km/h. Veral die wiellig aan die agterkant se maksimums is baie kleiner vir die optimum $4S_4$ -karakteristieke as vir die basislynmodel.



Figuur 5.20 – Vergelyking van die basislyn en optimum $4S_4$ simulasieresultate vir wiellig by 40 km/h.

In Tabel 5.6 word getoon watter dempingskaalfaktor en gasvolume vir elke parameter die kleinste maksimum veroorsaak. In elke geval is hoë demping die antwoord. Slegs in die geval van wiellig links voor (die voorste wiel, aan die binnekant van die draai tydens die tweede gedeelte van die vishoektoets) is die dempingskaalfaktor 2 en nie 3 nie. Maar dit bly steeds 'n hoë demping geval. Hierdie resultaat maak sin: hoë demping beteken hoë energiedissipering. Hoë demping onttrek dus energie, wat bydra om omrol te veroorsaak, uit die stelsel. Hierdie verlaging in energie veroorsaak dus noodwendig 'n daling in omrolgeneigdheid, en dit is presies wat beoog word.

Slegs vir rolhoek, rolsnelheid en wiellig regs voor word kleiner gasvolumes, naamlik 0.3, 0.1 en 0.1 liter onderskeidelik vereis. In al die ander gevalle beperk 'n gasvolume van 0.6 liter die maksimum tot die kleinste waarde moontlik. Hierdie resultaat dui daarop dat die toetsvoertuig se omrolgeneigdheid moontlik verminder kan word deur die implementering van lae veerstyfheid in kombinasie met hoë demping op die 4S₄.

Tabel 5.6 – Opsomming van die kombinasies van dempingskaalfaktor en gasvolume om elke parameter se maksimum tot 'n minimum te beperk.

Parameter	Dempingskaalfaktor	Gasvolume
Rolhoek	3	0.3
Rolsnelheid	3	0.1
Giersnelheid	3	0.6
Laterale versnelling	3	0.6
Wiellig LA	2	0.6
Wiellig LV	3	0.6
Wiellig RA	3	0.6
Wiellig RV	3	0.1

Tydens die tweede deel van die maneuer lig die voor- en agterwiel aan die linkerkant op (die wiele aan die binnekant van die draai). Omdat die wiel voor én die wiel agter saam oplig tydens hierdie deel van die maneuer, is die oplig van die linkerkantste wiele (die wiele aan die binnekant van die draai tydens die tweede gedeelte van die vishoektoets) die kritieke parameters. Die regterkantste wiele (die wiele aan die binnekant van die draai tydens die eerste gedeelte van die vishoektoets) lig baie minder op as die wiele aan die linkerkant.

As die wiellig aan die binnekant van die draai, tydens die tweede gedeelte van die vishoektoets dus geneem word as die parameter om omrolgeneigdheid te bepaal, en die model is akkuraat genoeg, word tot die gevolgtrekking gekom dat hoë demping (2 of 3 maal basislyndemping) en 'n gasvolume van 0.6 liter die gewenste stelling is om te gebruik as strategie om omrol te voorkom.

Wat interessant is van hierdie gevolgtrekking, is dat hierdie optimum stelling nie dieselfde is as die stelling wat nodig is om rolhoek tot 'n minimum te beperk nie. **Thoresson (2003)** gebruik rolhoek as parameter om hantering te beoordeel. Die ISO 3888 dubbel-baanveranderingtoets word gebruik om hantering te ondersoek. Hy kom tot die gevolgtrekking dat hoë demping en lae gasvolume (hoë veerstyfheid) nodig is om rolhoek tot 'n minimum te beperk (soos wat hierdie studie ook uitwys.)

Die vereistes vir goeie hantering (rolhoek) en voorkoming van omrol (wiellig) is dus volgens hierdie resultate, verskillend. Die strategie wat minder op lig van die wiewe veroorsaak, kan meer bakrol tot gevolg hê as wat die implementering van 'n hanteringstrategie sou veroorsaak. Hieruit kan dus afgelei word dat daar nie 'n direkte verband tussen die beperking van wiellig en die beperking van rolhoek (en rolsnelheid) is nie. As die rolhoek en rolsnelheid van die voertuigbak 'n groot rol gespeel het in die oorsaak van wiellig, sou die stellings wat rolhoek (rolsnelheid) beperk het ook wiellig beperk het. Dit is egter nie die geval nie. 'n Ander moontlike verklaring vir die verskil in resultate kan moontlik gevind word in die verskil tussen die twee toetse wat gedoen is. Die dubbelbaanverandering (hanteringstoets) is 'n toets wat deurentyd dinamies is, en oorgangsgedrag speel deurentyd 'n rol. Tydens die tweede deel van die vishoektoets (die kritieke deel, waar die meeste wiellig plaasvind) heers daar egter gestadige toestande, omdat daar genoeg tyd is vir stabilisering om plaas te vind.

Dit is wel duidelik dat dempersnelheid 'n groot rol speel – aangesien hoë demping so 'n groot effek het. Krag deur demping gelewer is direk eweredig aan die snelheid wat die demperstelsel beleef. Snelheid van suspensiebeweging speel dus hier moontlik 'n groter rol as fisiese verplasing – moontlik laat sagter vere groter dempersnelheid toe. Die ander moontlikheid is dat wiellig juis beperk word indien groot suspensieverplasing makliker plaasvind – wat juis deur sagte vere moontlik gemaak word. 'n Sagte veer het minder krag nodig om dieselfde hoeveelheid te verplaas as 'n harde veer. Omdat die vere sag is, rol die bak makliker om die rolas, maar word die wiel nie opgelig nie, aangesien die veer net verleng. Sagter vere veroorsaak 'n verlaging in die hoogte van die massamiddelpunt, maar nie soveel dat dit die oorsaak van die kleiner hoeveelheid wiellig is nie.

Indien wiellig as parameter gebruik word om omrolgeneidheid te bepaal, is die finale bevinding dat die kombinasies van $DSF = 3$ en $GV = 0.6$ en $DSF = 2$, $GV = 0.6$ geïmplementeer moet word en teen 'n reeks voertuigselfhede getoets moet word, om vas te stel watter stelling die beste werk. Wat verder gunstig is, is dat die korrelasie vir die 4S₄-suspensie, in die geval van hoë demping en lae veerstyfheid (sien Figuur 4.18 en Figuur 4.19), die beste was van al die gevalle. Toetse moet ook by selfhede hoër as 50 km/h gedoen word. Daarna kan geëksperimenteer word met die individuele verstelling aan die suspensiekarakteristieke by elke wiel. Formele optimering kan ook in hierdie gebied ($DSF \geq 2$, $GV \approx 0.6$) gedoen word om meer spesifiek akkurate waardes vir die dempingskaalfaktor en gasvolume te bekom.

5.8 Die effek van verstelling aan rithoogte teen 80 km/h

In die volgende afdeling van hierdie verslag word die effek wat verstelling aan rithoogte op die verskillende parameters het, bespreek. Simulasies is gedoen van basislynhoogte -25 mm tot basislynhoogte +25 mm. Die rithoogte word in stappe van 5 mm aangepas. Verlaging verder as 25 mm was nie moontlik nie, aangesien die numeriese oplossing van die deurstampstopkragte in die model, by groter verlaging, nie wou konvergeer nie. Die deurstampstoppe van die model moet dus so verander word dat groter verlaging in rithoogte moontlik is.

Aangesien omrol makliker voorkom by hoër selfhede, en ongelukke by hoër selfhede baie gevaarliker is as by laer selfhede, word die resultate van verstelling aan rithoogte by 80 km/h geanaliseer.

5.8.1 Rolhoek

In Figuur 5.21 word die kleinste maksimum rolhoek teen verstelling aan rithoogte gestip. Die blou vierkante dui die rolhoek aan vir die veer- en demperstellings soos bepaal uit die data van 10 tot 80 km/h, waar geen verstelling aan rithoogte gedoen is nie (sien Tabel 5.6). Hierdie stelling is $DSF = 3$ en $GV = 0.3$ liter. Die rooi sirkels dui die rolhoek aan wat verkry sou word indien die veer en demperstellings vir elke rithoogte verstel sou word. Figuur 5.21 toon aan dat 'n daling in rithoogte 'n verlaging in maksimum rolhoek veroorsaak, terwyl 'n hoër rithoogte 'n groter rolhoek

veroorzaak. Slegs by hoogtes van +20 mm en +25 mm, lewer die geïmplementeerde stellings hoër waardes as wat die optimale verstelling vir die gegewe rithoogte voorskryf. Dit beteken dat hierdie stelling 'n baie goeie keuse is om die rolhoek tot die kleinste moontlike hoeveelheid te beperk. Die tendens wat hier gesien kan word, maak sin. Soos die rithoogte verhoog word, word die afstand tussen die massamiddelpunt en die rolsentrum (rolas) groter.

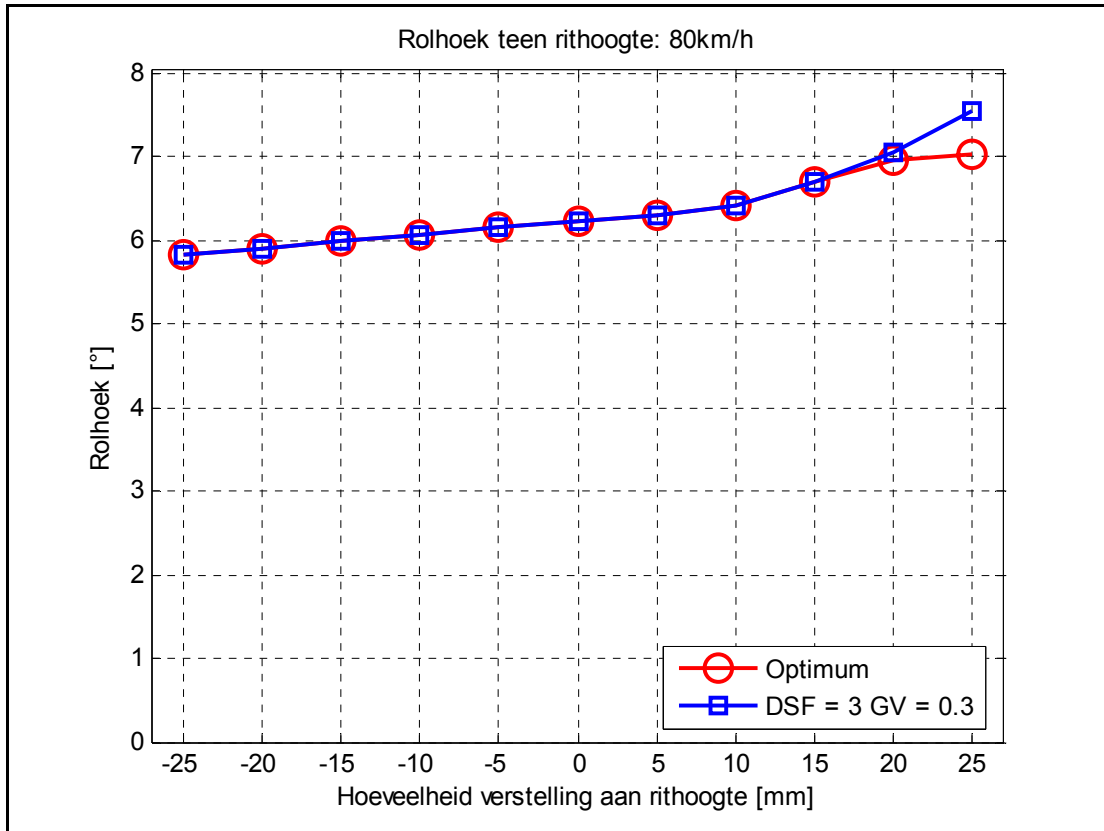
Die afstand tussen die massamiddelpunt en rolas is die “hefarm” van die krag as gevolg van laterale versnelling (**Gillespie (1992)**). Soos die hefarm groter word, word die moment dus groter, en word groter rolhoeke veroorsaak (kyk Figuur 2.1). Vir basislyn rithoogte is die rolhoek ongeveer 6.2° en vir -25 mm ongeveer 5.8° . Dit is maar 'n 6% verbetering, maar die tendens dui aan dat verdere verlaging in rithoogte groter verbeteringe kan teweegbring.

5.8.2 Rolsnelheid

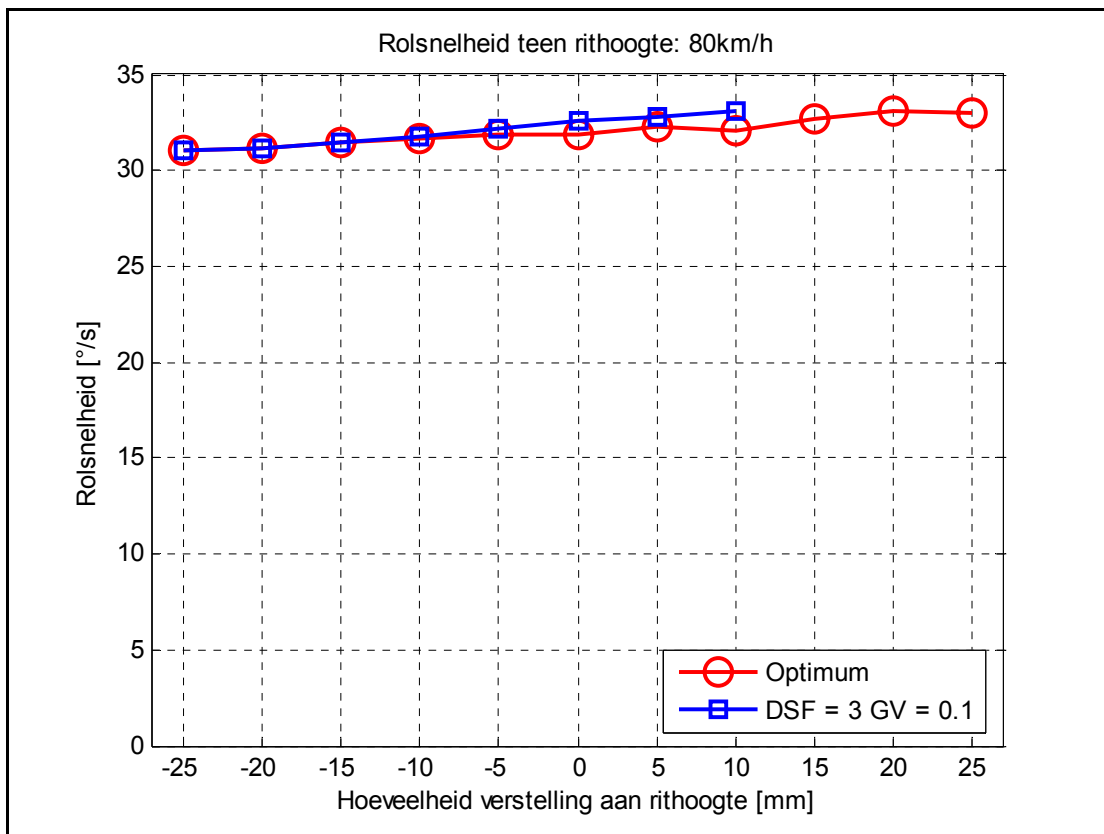
Figuur 5.22 toon die kleinste maksimum rolsnelheid teen hoeveelheid verlaging in rithoogte. Die maksimum rolsnelheid beweeg in 'n baie nou band: die laagste en hoogste waardes wissel tussen ongeveer 31.1 °/s en 33.1 °/s. Vir die gebied -10 mm tot + 10 mm lewer die geïmplementeerde stelling, DSF = 3 en GV = 0.1 liter, groter maksimum rolsnelheid as wat moontlik is deur verstelling aan veer- en demperkarakteristieke vir elke rithoogte.

Dit is wel duidelik dat 'n afname in rithoogte 'n afname in rolsnelheid veroorsaak, en toename in rithoogte die teenoorgestelde effek het. Indien die stelling (DSF = 3 en GV = 0.1 liter) geïmplementeer word vir rithoogte-aanpassings van +15 mm en meer, rol die voertuig. Dit is waarom daar nie waardes vir hierdie rithoogtes getoon word nie.

Die hoeveelheid verbetering in maksimum rolsnelheid van die basislyn rithoogte tot -25 mm is ongeveer 6%. Verdere verlaging in rithoogte mag meer noemenswaardige verbeteringe tot gevolg hê, hoewel dit voorkom of daar 'n afname in die helling is van -20 mm na -25 mm.



Figuur 5.21 – Maksimum rolhoek teen verstelling aan rithoogte by 80 km/h.

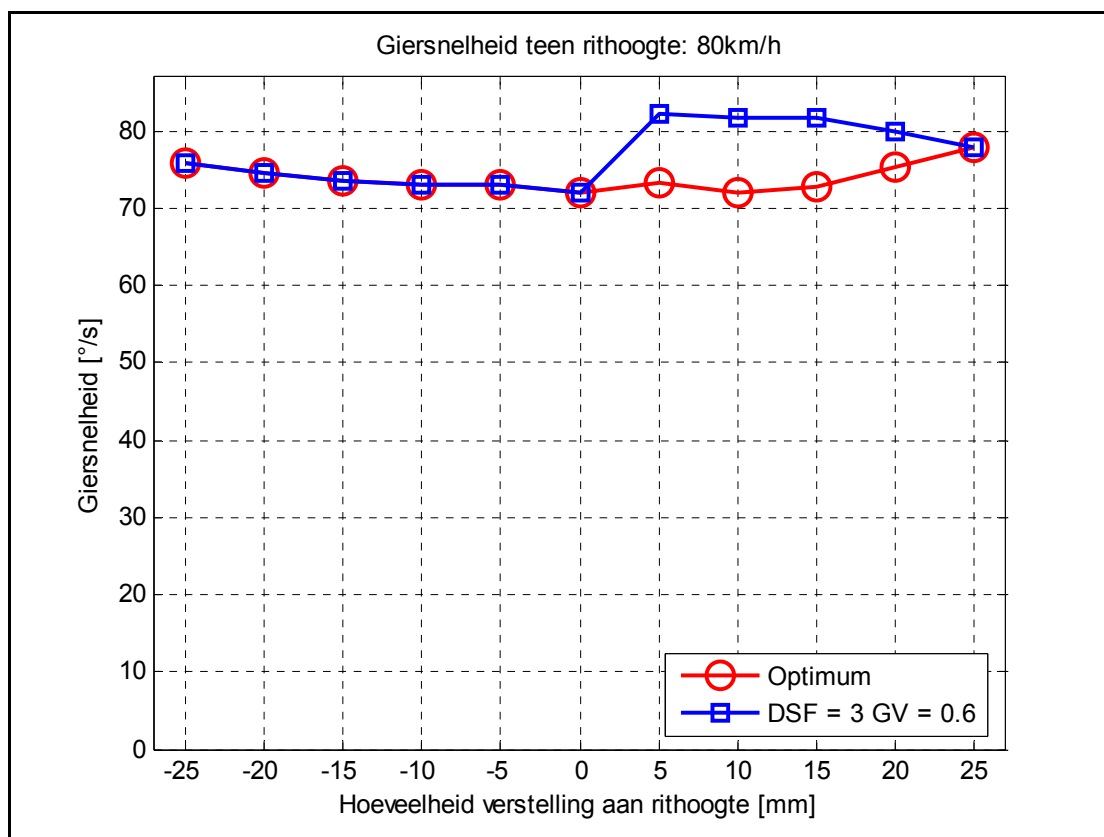


Figuur 5.22 – Maksimum rolsnelheid teen verstelling aan rithoogte by 80 km/h.

Om egter werklik 'n akkurate gevolgtrekking te maak, is meer datapunte, en ook datapunte by laer rithoogtes nodig. Verdere verlaging in rithoogte is, as gevolg van beperkings in die huidige model, nie moontlik nie.

5.8.3 Giersnelheid

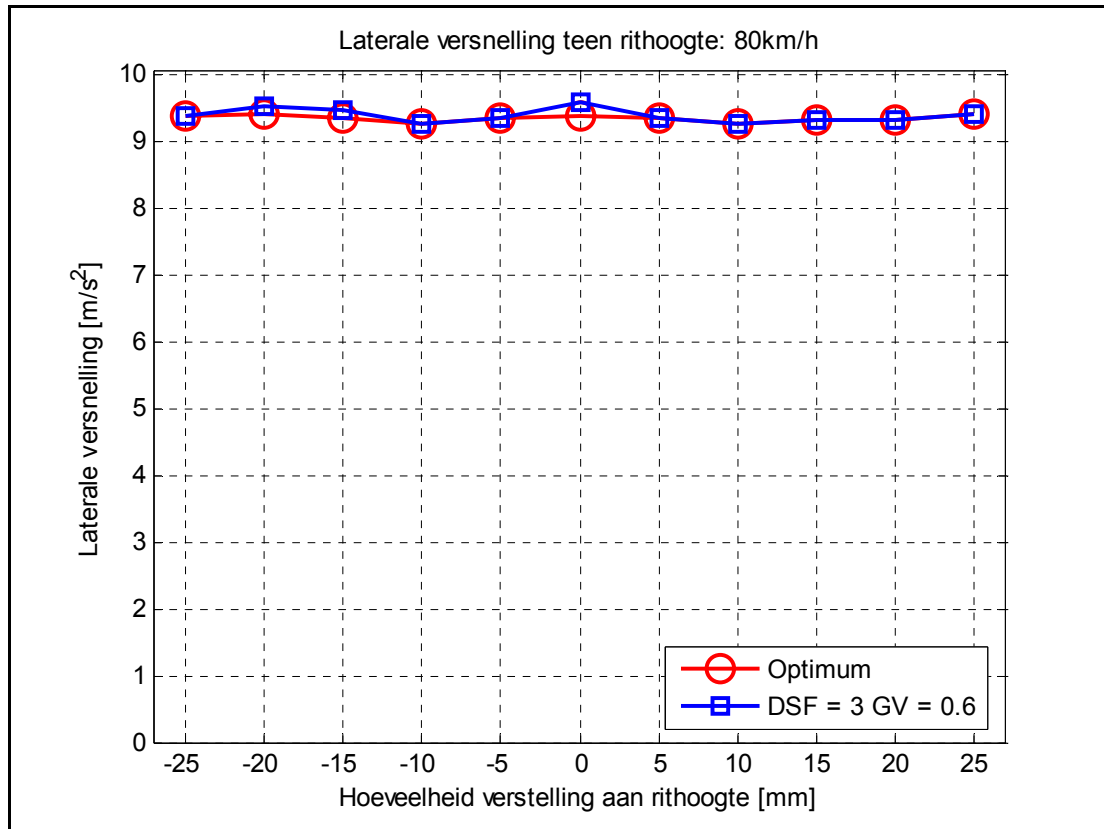
Soos in Figuur 5.23 gesien kan word, is daar geen duidelike tendens te bespeur uit die grafiek wat maksimum giersnelheid teen rithoogte stip nie. Die vasgestelde kombinasie van $DSF = 3$ en $GV = 0.6$ lewer die kleinste maksimums moontlik van -25 mm tot 0 mm verlaging in rithoogte. Al wat dus gesê kan word, is dat verstelling in rithoogte nie 'n verlagende of verhogende effek op giersnelheid het nie – geen tendens kan waargeneem word nie. Die kleinste maksimum moontlik wissel met sowat 8% van die laagste tot die hoogste waarde.



Figuur 5.23 – Maksimum giersnelheid teen hoeveelheid verstelling aan rithoogte by 80 km/h.

5.8.4 Laterale versnelling

Dit wil voorkom of die effek van rithoogteverstelling op laterale versnelling ook nie noemenswaardig is nie. Figuur 5.24 toon dat daar geen tendens gesien kan word nie. Die geïmplementeerde stelling, DSF = 3 en GV = 0.6, gee egter in 8 uit die 11 gevalle die kleinste moontlike maksimum laterale versnelling.



Figuur 5.24 – Maksimum laterale versnelling teen hoeveelheid verstelling aan rithoogte by 80 km/h.

5.8.5 Wiellig links agter

Verlaging in rithoogte het 'n noemenswaardige uitwerking op die hoeveelheid wiellig wat links agter plaasvind. Met ander woorde, 'n verlaging in rithoogte het 'n groot uitwerking op die hoeveelheid wat die wiel aan die binnekant van die draai, tydens die tweede gedeelte van die vishoektoets, oplig.

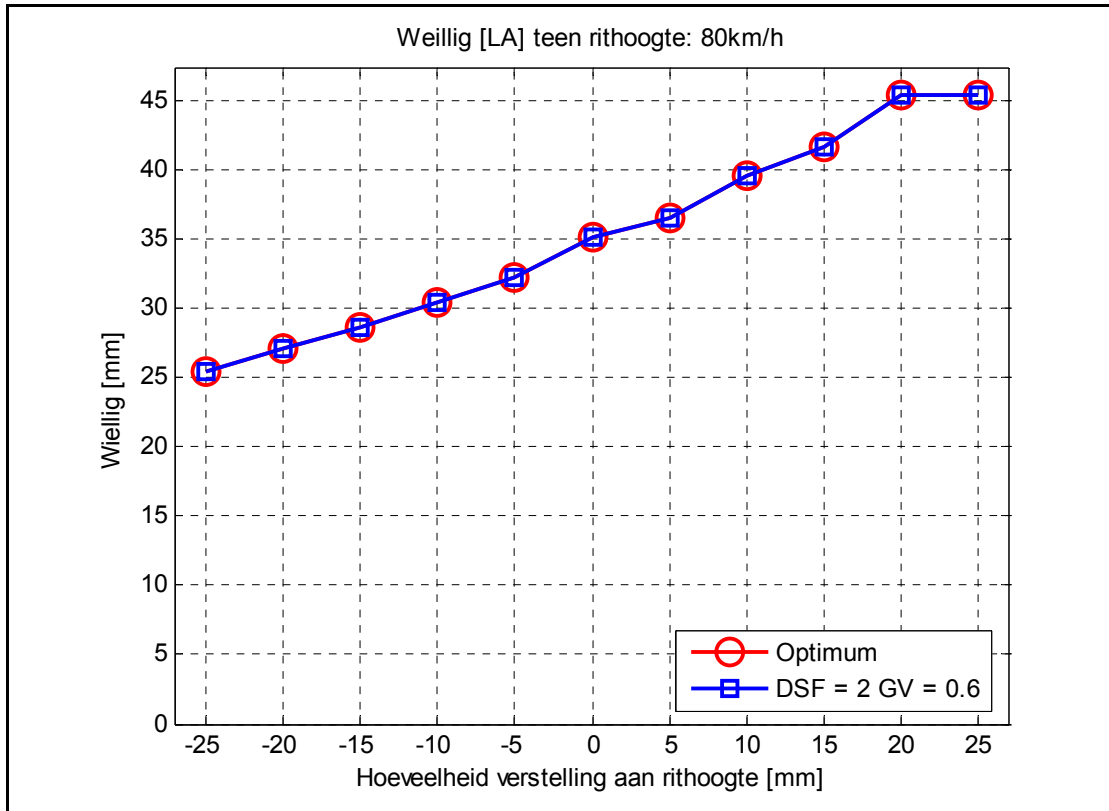
Die stelling van DSF = 2 en GV = 0.6 lewer in elke geval die kleinste maksimum moontlik. Hierdie is dus 'n baie goeie stelling om te gebruik om wiellig links agter te

beperk, aangesien dit vir al die rithoogtes die wiellig tot die kleinste moontlike maksimum beperk. Soos uit Figuur 5.25 vasgestel kan word, is die wiellig by 0 mm verstelling in rithoogte ongeveer 35 mm en by -25 mm is die wiellig ongeveer 25 mm. Hierdie 25 mm verlaging in rithoogte veroorsaak 'n vermindering van ongeveer 28% in die hoeveelheid wat die wiel oplig. Verdere verlaging in rithoogte kan moontlik verdere verbetering tot gevolg hê. Hierdie is 'n noemenswaardige verbetering in hoeveelheid wiellig. Wat egter in gedagte gehou moet word, is dat die basislynvoertuig reeds by snelhede hoër as 41 km/h omrol. Verbetering in hoeveelheid wiellig kan dus nie met die basislynvoertuig vergelyk word nie, aangesien die basislynvoertuig nie hierdie snelheid kan ry sonder dat omrol plaasvind nie. Die blote feit dat die voertuig by 80 km/h nie omrol nie, is die grootste bewys van die sukses van die optimum 4S₄-karakteristieke in die beperking van omrolgeneigdheid. Die wiel verloor kontak met die pad vir elkeen van die rithoogtes. By -25 mm is die afstand tussen die pad en die band egter baie klein – wat daarop dui dat verdere verlaging in rithoogte moontlik daartoe kan lei dat kontak met die pad behou word.

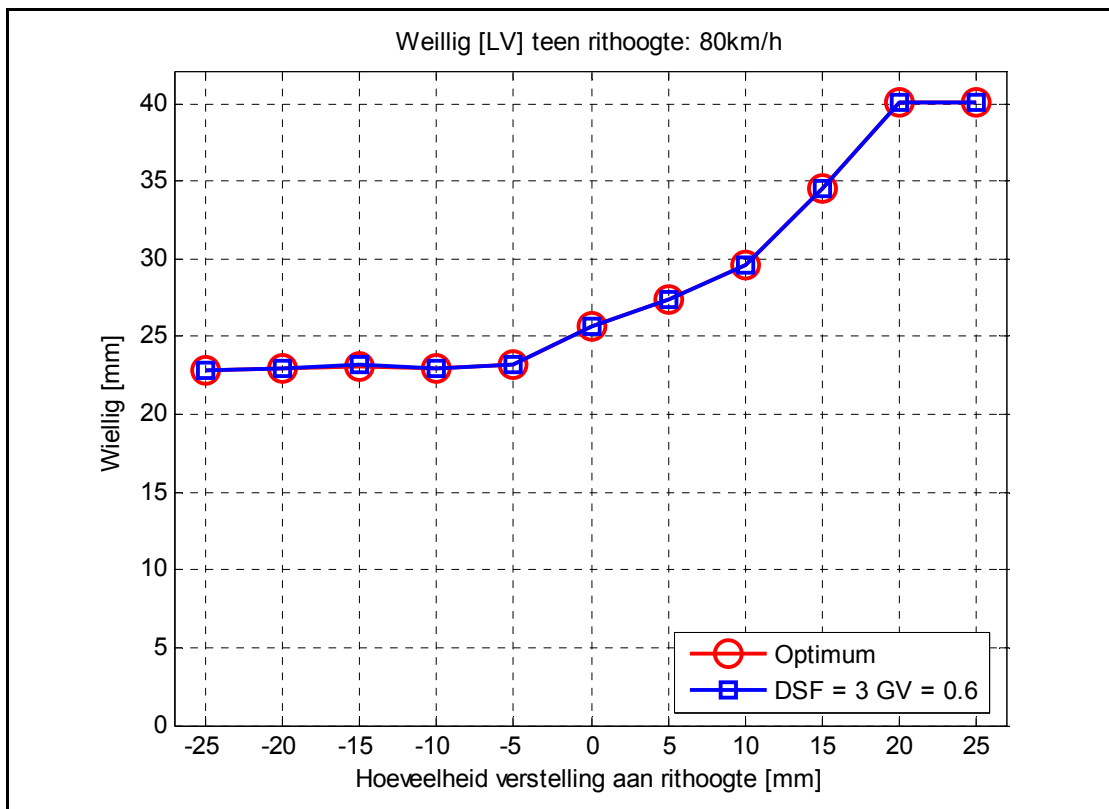
Daar is 'n baie sterk ooreenkoms tussen hierdie figuur (Figuur 5.25) en die grafiek van teoretiese omrolgeneigdheid teen verstelling aan rithoogte (Figuur 4.11). Soos wat rithoogte verhoog, word die geneigdheid tot omrol groter (Figuur 4.11), terwyl die hoeveelheid wat die wiel links agter oplig ook toeneem soos wat die rithoogte verhoog (Figuur 5.25). Hoewel die teoretiese benadering tot omrolgeneigdheid wat in Figuur 4.11 gebruik word 'n suiwer statiese benadering is (geen oorgangsgedrag of suspensiebeweging word in ag geneem nie) lyk dit tog of die teoretiese omrolgeneigdheid en die simulasiresultate dieselfde tendens uitwys.

5.8.6 *Wiellig links voor*

Anders as in die geval van die agterwiel aan die linkerkant, het 'n verlaging in rithoogte 'n kleiner effek op die hoeveelheid wat die wiel voor oplig (Figuur 5.26). Met ander woorde, 'n verlaging in rithoogte het 'n klein effek op die hoeveelheid wat die voorwiel aan die binnekant van die draai, tydens die tweede gedeelte van die vishoektoets oplig. Verhoging in rithoogte toon wel 'n groot effek – maar aangesien verhoging in rithoogte omstandighede versleg, is dit nie relevant nie.



Figuur 5.25 – Die maksimum hoeveelheid wat die wiel links agter oplig, teen hoeveelheid verstelling aan rithoogte by 80 km/h.



Figuur 5.26 – Die maksimum hoeveelheid wat die wiel links voor oplig, teen hoeveelheid verstelling aan rithoogte by 80 km/h.

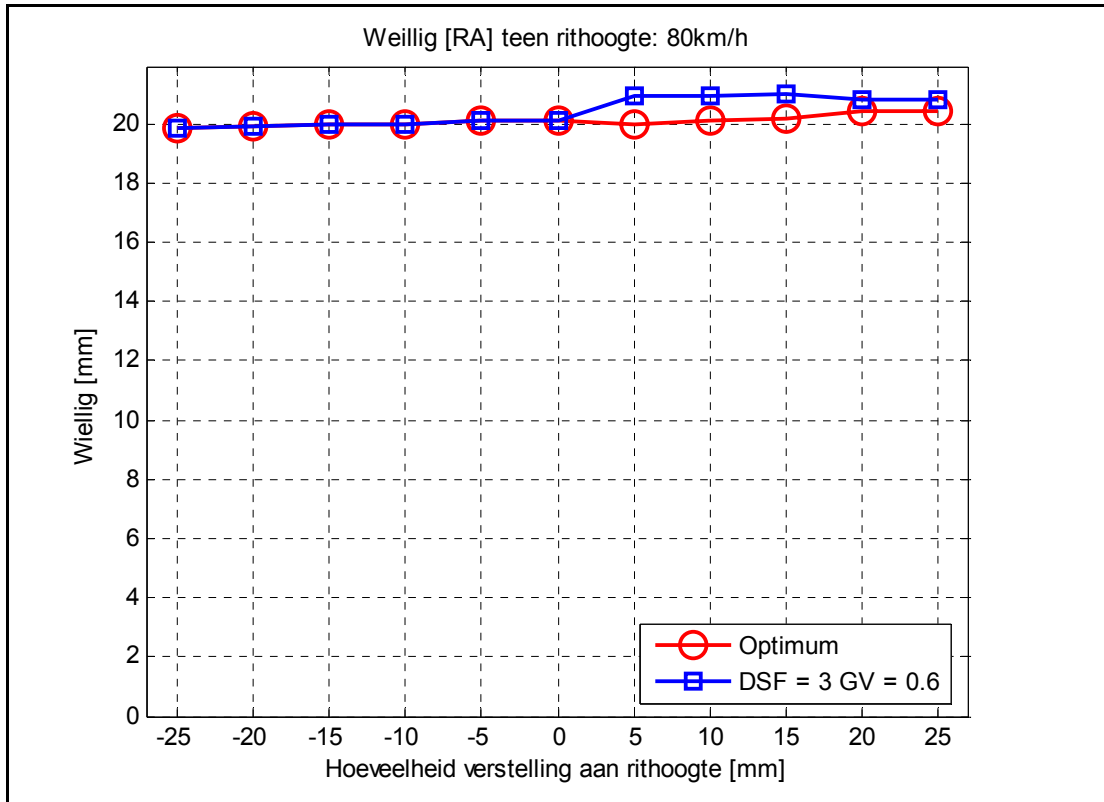
Die hoeveelheid verbetering wat 'n verlaging van 5 mm teweegbring is ongeveer 9%. Hierdie 5 mm verlaging veroorsaak egter dat die wiel minder as 25 mm oplig – wat beteken dat die wiel kontak met die pad behou. Wielglip kan dalk wel voorkom. Verdere verlaging in rithoogte veroorsaak nie 'n noemenswaardige verbetering nie. Hoewel die akkuraatheid van die model nie baie hoog is nie, kan die afleiding wel gemaak word dat verlaging in rithoogte 'n groot rol kan speel in die vermindering van die hoeveelheid wiellig, en dus in die verbetering van omrolgeneigdheid. Hierdie bykomstige voordeel van die 4S₄ kan dus 'n baie belangrike rol speel in die voorkoming van omrol.

5.8.7 *Wiellig regs agter*

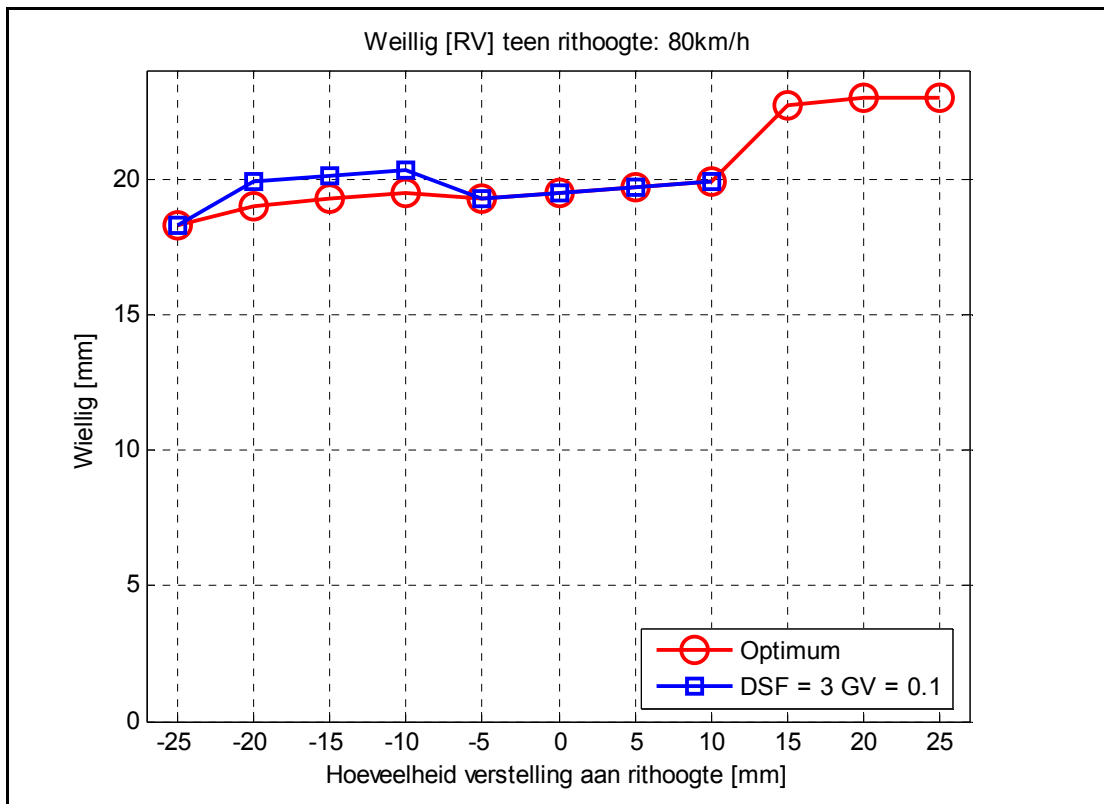
'n Verlaging van 25 mm veroorsaak 'n verbetering van ongeveer 1% in wiellig regs agter (sien Figuur 5.27), as dit met die hoeveelheid wiellig by geen verstelling vergelyk word. Die agterwiel aan die binnekant van die draai, tydens die eerste gedeelte van die vishoektoets, lig dus slegs ongeveer 1% minder op. Die hoeveelheid verandering in wiellig vir al die verskillende rithoogtes is egter baie klein, en binne die akkuraatheid van die model weglaatbaar. Aangesien wiellig in die omgewing van 20 mm is, word kontak met die pad nie verloor nie. In hierdie geval en vir die regter voorwiel word daar slegs na die eerste gedeelte van die manewer gekyk, aangesien dit die deel is waar die regterwiele moontlik kan oplig. Soos reeds gemeld, is die hoeveelheid wat die wiele regs oplig, (die wiele aan die binnekant van die draai, tydens die eerste gedeelte van die vishoektoets) nie die bepalende parameters van hierdie studie nie.

5.8.8 *Wiellig regs voor*

In Figuur 5.28 word die kleinste maksimum wiellig regs voor vir die stelling $DSF = 3$ $GV = 0.6$ liter, saam met die resultaat vir die laagste moontlike maksimum teen verstelling aan rithoogte getoon. Dit wil tog voorkom of daar 'n daling in hoeveelheid wiellig is soos wat die rithoogte verlaag word. Die persentasie verskil in hoeveelheid wiellig vir 25 mm verlaging in rithoogte en basislyn rithoogte, is ongeveer 6%. Aangesien wiellig ook in hierdie geval in die omgewing van 20 mm is, word kontak met die pad behou.



Figuur 5.27 – Die maksimum hoeveelheid wat die wiel regs agter oplig, teen hoeveelheid verstelling aan rithoogte by 80 km/h.



Figuur 5.28 – Die maksimum hoeveelheid wat die wiel regs voor oplig, teen hoeveelheid verstelling aan rithoogte by 80 km/h.

Verdere verlaging in rithoogte en dus meer datapunte kan 'n duideliker prentjie skets, en moontlik tot verdere vermindering in die hoeveelheid wiellig lei.

5.8.9 *Gevolgtrekking*

In Tabel 5.7 word 'n opsomming van die resultate van die verlaging in rithoogte aangetoon.

Veral wiellig links agter en ook wiellig links voor word baie verbeter deur 'n verlaging in rithoogte. Daar is 'n baie sterk ooreenkoms tussen die grafiek van teoretiese omrolgeneidheid teen verstelling aan rithoogte (Figuur 4.11) en die grafiek vir wiellig links agter teen verstelling aan rithoogte (Figuur 5.25). Hoewel die teoretiese benadering tot omrolgeneidheid wat in Figuur 4.11 gebruik word 'n suiwer statiese benadering is, lyk dit tog of die teoretiese omrolgeneidheid en die simulasiresultate dieselfde tendens uitwys.

Tabel 5.7 – Persentasie verbetering in maksima as gevolg van verlaging in rithoogte.

Parameter	Persentasie verbetering a.g.v. rithoogteverstelling: 80 km/h
Rolhoek	6%
Rolsnelheid	6%
Giersnelheid	-
Laterale versnelling	-
Wiellig LA	28%
Wiellig LV	9%
Wiellig RA	1%
Wiellig RV	6%

Die effek wat 'n verlaging in rithoogte het, lyk baie belowend, veral as gekyk word na die verbetering in wiellig links agter. Dit was egter nie moontlik om rithoogteverlagings van meer as 25 mm te ondersoek nie. Die beperking het ontstaan as gevolg van probleme met die modellering van die deurstampstoppe. Dit is baie belangrik dat die model so verander word dat die deurstampstoppe laer rithoogtes kan hanteer, en

steeds numeries oplos. Korrekte deurstampstoppe is vir hierdie studie van kardinale belang – aangesien dit juis die bereiking van die einde van suspensiebeweging is wat oplik van 'n wiel veroorsaak. (Dit is natuurlik nie noodwendig so nie – as daar teen hoë snelheid rolbewegings uitgevoer word, kan die wiel oplik al is daar nog ruimte vir die suspensie om te beweeg.)

Die noemenswaardigste voordeel wat verlaging in rithoogte teweegbring, is die moontlikheid dat wiellig in so 'n mate beperk kan word, dat die wiel kontak met die pad behou. Die $4S_4$, met die moontlikheid van verlaging in rithoogte, kan dus met groot sukses aangewend word om omrolgeneidheid te verminder.

6 Gevolgtrekking

’n Aangepaste weergawe van die vaste tydstap vishoektoets is suksesvol uitgevoer. Die gemete data kon gebruik word vir die verifiëring van die ADAMS View model.

Die ADAMS View model is geverifieer met behulp van eksperimentele data. Vir die basislynmodel is die korrelasie vir giersnelheid, laterale versnelling en veerverplasing (agter) baie goed. Vir veerverplasing voor is dit minder goed. Vir die 4S₄-model is die korrelasie vir laterale versnelling en giersnelheid baie goed. Daar is in die meeste gevalle nie goeie korrelasie vir die veerverplasing tussen die eksperimentele data en die model nie, die regte tendense word egter gevolg. Die gebrek aan korrelasie kan hoofsaaklik toegeskryf word aan die beperkte hoeveelheid beskikbare banddata, die bandmodel en die gemodelleerde deurstampstoppe.

In Tabel 6.1 word getoon watter dempingskaalfaktor en gasvolume vir elke parameter die kleinste maksimum veroorsaak. Dempersnelheid speel ’n belangrike rol – dit is waarom hoë demping die groot effek op wiellig het. ’n Gasvolume van 0.6 liter beperk die maksimum wiellig (aan die binnekant van die draai, tydens die tweede gedeelte van die vishoektoets), wat die kritieke parameter is, tot die kleinste waarde moontlik. Hoë demping (2 of 3 maal basislyndemping) en ’n gasvolume van 0.6 liter is dus die gewenste stelling om te gebruik vir die voorkoming van omrol. ’n Moontlike verklaring vir die lae veerstyfheid is dat, indien die vere sag is, die bak makliker rol om die rolas, maar dat die wiel nie opgelig word nie, aangesien die veer net verleng, en nie die wiel oplig nie. ’n Ander moontlike verklaring is dat lae veerstyfhede groot dempersnelhede toelaat. Hierdie hoë snelheid van suspensiebeweging, gekombineer met hoë demping, onttrek die maksimum hoeveelheid energie uit die stelsel, wat die beskikbare energie laat daal, wat tot gevolg het dat die omrolgeneigdheid verminder. Indien demping laag is, moet die veerstyfheid hoog wees.

Hierdie stelling (DSF = 3 en GV = 0.6 liter) is nie dieselfde as die stelling wat nodig is om rolhoek tot ’n minimum te beperk nie (DSF = 3 en GV = 0.3 liter). Die vereistes vir goeie hantering (klein rolhoek) en voorkoming van omrol (min wiellig) is dus volgens hierdie resultate, verskillend.

Die implementering van hierdie stelling (DSF = 3 en GV = 0.6 liter) op die 4S₄, veroorsaak dat die spoed waarteen die voertuig omrol, verbeter vanaf snelhede groter as 41 km/h vir die basislynvoertuig, tot meer as 80 km/h vir die voertuig met die 4S₄. 'n Omrol-opsporingstrategie, met 'n vooraf-waarskutyd van meer as 50 ms, word nou benodig om hierdie stellings op die toetsvoertuig te kan implementeer.

Tabel 6.1 – Opsomming van die kombinasies van dempingskaalfaktor en gasvolume om elke parameter se maksimum tot 'n minimum te beperk.

Parameter	Dempingskaalfaktor	Gasvolume
Rolhoek	3	0.3
Rolsnelheid	3	0.1
Giersnelheid	3	0.6
Laterale versnelling	3	0.6
Wiellig LA	2	0.6
Wiellig LV	3	0.6
Wiellig RA	3	0.6
Wiellig RV	3	0.1

In Tabel 6.2 word 'n opsomming van die resultate van die verlaging in rithoogte aangetoon.

Tabel 6.2 – Persentasie verbetering in maksima as gevolg van verlaging in rithoogte.

Parameter	Persentasie verbetering a.g.v. rithoogteverstelling: 80 km/h
Rolhoek	6%
Rolsnelheid	6%
Giersnelheid	-
Laterale versnelling	-
Wiellig LA	28%
Wiellig LV	9%
Wiellig RA	1%
Wiellig RV	6%

Veral wiellig links agter en ook wiellig links voor (die wiele aan die binnekant van die draai, tydens die tweede gedeelte van die vishoektoets) word baie verbeter deur 'n verlaging in rithoogte.

Verstelling aan rithoogte toon 'n soortgelyke effek op die teoretiese omroldrumpel (SSF) as op die wiellig links agter. Dit dui enersyds daarop dat wiellig 'n goeie parameter is om te gebruik vir die meet van omrolgeneigdheid, en andersins dat die teoretiese omroldrumpel die tendens, veroorsaak deur verstelling aan rithoogte, reg voorspel.

Die noemenswaardigste voordeel wat verlaging in rithoogte teweegbring, is die moontlikheid dat wiellig moontlik in so 'n mate beperk kan word, dat die wiele kontak met die pad behou.

7 Verdere werk

Verskeie probleemareas, wat verdere ondersoek verdien, is geïdentifiseer:

Dit is van kardinale belang dat meer banddata bekom word, sodat 'n meer ingewikkelde en dus moontlik meer akkurate bandmodel gebruik kan word. 'n Meer akkurate bandmodel kan lei tot 'n voertuigmodel wat beter korrelasie gee. Uit 'n akkurate model kan nie slegs tendense nie, maar ook akkurate kwantitatiewe afleidings gemaak word.

Die modellering van die deurstampstoppe moet aangepas word sodat verdere verlaging in die rithoogte van die model moontlik is. Die tendense wat verlaging in rithoogte toon, lyk belowend. Verdere ondersoek, by laer rithoogtes, is nodig.

Die voertuigspoed moet met meer betroubare meetapparaat gemeet word. Deur van 'n GPS gebruik te maak, kan snelheid sowel as roete van beweging akkuraat gemeet word. Beide hierdie stelle data kan bydra om goeie korrelasie tussen toetsdata en simulasiresultate te verkry.

Bestaande apparaat moet verbeter word, of ander meetapparaat moet bekom word wat wiellig akkuraat kan meet. Indien wiellig akkuraat (sonder ernstige geraas) gemeet kan word, sal beter begrip van omrolgedrag moontlik wees en sal verskillende omrolvoorkomingstrategieë met mekaar vergelyk kan word.

Die stuurrobot moet in so 'n mate verbeter word, dat terugstuur deur meting van rolsnelheid kan plaasvind. Dit is 'n vereiste vir die uitvoering van die NHTSA- vishoek. Verdere aandag aan die stuurrobot is ook nodig om te verseker dat die stuurinset teen die regte tempo gebeur, en die verlangde stuurwielhoeke vir die regte tyd gehandhaaf word.

Dit is nodig dat vishoektoetse by hoër snelhede gedoen word, om omrolverskynsels by hoër snelhede te ondersoek. In hierdie verband sal na die ontwerp van rolweerdery gekyk moet word, aangesien die huidige rolweerdery by relatief lae snelhede reeds

met die toetsoppervlak kontak maak. Rolweerders, waarvan die hoogte verstel kan word, is nodig.

Elektroniese beheer van die voertuigspoed kan ook tot beter eksperimentele prosedure bydra, veral as verskillende voertuie met mekaar vergelyk moet word.

Daar bestaan groot nodigheid vir die verkryging van 'n toetsterrein wat groot genoeg is, en waarvan die oppervlak in 'n goeie en reëlmatige toestand is. 'n Redelik onreëlmatige toetsoppervlak veroorsaak geraas op metings, wat dan weer 'n negatiewe effek het op die korrelasie tussen data en simulasiresultate. Die toetsterrein moet oor 'n aanloopafstand van ongeveer 100 m beskik, sodat die regte spoed bereik kan word. Hierdie aanloop moet aansluit by 'n area van ongeveer 150 m (in dieselfde rigting as die aanloop) by 50 m om die vishoektoets op uit te voer.

Voertuigtoetse moet uitgevoer word met die voorgestelde omrolvoorkoming strategieë om die werkbaarheid van die strategieë te bevestig.

Ten slotte moet 'n omrol-opsporingsalgoritme bepaal word, wat sonder die ingryping van die bestuurder, naderende omrol betyds kan identifiseer, en die voertuig se suspensie na die regte stellings skakel om omrolgeneigdheid te verminder.

Bibliografie

Bakker, E., Pacejka, H.B. en Linder, L.: 1989, **A new tire model with an application in vehicle dynamics studies**, Society of Automotive Engineers, Technical Paper Series, Number SAE 890087

Dahlberg, E.: 2000, **A method determining the dynamic rollover threshold of commercial vehicles**, SAE Technical Paper Series Vol. 2000-01-3492, pp. 789–801

Department of Transport,: 2004, **Road traffic and fatal crash statistics 1990-2003**, Suid-Afrika

Eger, R. en Kiencke, U.: 2003, **Modeling of rollover sequences**, Control Engineering Practice Vol. 11, pp. 209–216

Els, P.S., 2006, **The ride comfort vs. handling compromise for off-road vehicles**, Ongepubliseerde PhD Proefskrif, Universiteit van Pretoria, Pretoria, Suid-Afrika

Forkenbrock, G.J., O’Harra, B.C., Elsasser, D.: 2004, **A Demonstration of the Dynamic Tests Developed for NHTSA’s NCAP Rollover Rating System: Phase VIII of NHTSA’s Light Vehicle Rollover Research Program**, US Department of Transportation, DOT HS 809 705

Frimberger, M., Wolf, F., Scholpp, G. en Schmidt, J.: 2004, **Influences of parameters at vehicle rollover**, Progress in Technology, Vol. 101, pp. 333-340, SAE International, VSA

Fukuba, H., Adachi, T., Yoshimoto, A., Takahashi, H. en Yoshioka, T.: 2003, **Measurement of vehicle attitude with rtk-gps for analyzing the vehicle motion behaviour**, JSAE Review Vol. 24, pp. 313–320

Gillespie, T.D., 1992, **Fundamentals of Vehicle Dynamics**, Society of Automotive Engineers, Inc., Warrendale, PA

Gonzales, M.M., Dickinson, L.M., DiGiuseppi, C. en Lowenstein, S.R.: 2005, **Student drivers: A study of fatal motor vehicle crashes involving 16-year-old drivers**, Annals of Emergency Medicine Vol. 45, pp. 140–146

Hac, A.: 2002, **Rollover stability index including effects of suspension design**, SAE Technical Paper Series, Number 2002-01-0965, 2002 SAE Congress

Hac, A., Brown, T. en Martens, J.: 2004, **Detection of vehicle rollover**, SAE Technical Paper Series, Number 2004-01-1757, 2004 SAE World Congress, Detroit, Michigan, VSA

Hac, A.: 2005, **Influence of chassis characteristics on sustained roll, heave and yaw oscillations in dynamic rollover testing**, SAE Technical Paper Series, Number. 2005-01-0398, SAE 2005 World Congress & Exhibition, Detroit, Michigan, VSA

Kyrtsos, C.T.: 1998, **Roll-over detector for vehicles**, United States Patent 6225894

Linstromberg, M., Scholpp, G. en Scherf, O.: 2005, **Test and simulation tools in a rollover protection development process**, Proceedings of ESV Conference, 6-9 June 2005, Washington VSA

Lozia, Z.: 1998, **Rollover thresholds of the biaxial truck during motion on an even road**, Vehicle System Dynamics Supplement Vol. 28, pp. 735–740

Marine, M.C., Wirth, J.L. en Thomas, T.M.: 1999, **Characteristics of on-road rollovers**, SAE Transactions, Vol. 108 (1), pp. 466–481, New York, New York, VSA

Momiyama, F., Kitazawa, K., Miyazaki, K., Soma, H. en Takahashi, T.: 1999, **Gravity center height estimation for the rollover compensation system of commercial vehicles**, JSAE Review Vol. 20, pp. 493–497

Ozaki, A.: 2002, **Basic study of vehicle roll motion and possibility of inward roll: examination by a mechanical model of rigid axle suspension**, JSAE Review Vol. 23, pp. 465–471

Palkovics, L., Semsey, A. en Gerum, E.: 1999, **Roll-over prevention system for commercial vehicles - additional sensorless function of the electronic brake system**, Vehicle System Dynamics Vol. 32, pp. 285–297

Penny, D.: 2004, **Rollover of sport utility vehicles**, The Physics Teacher Vol. 42, pp. 86–91

Sharp, R.S. en Pan, D.: 1991, **On active roll control for automobiles**, Vehicle Systems Dynamics Supplement, Vol. 20, 12th IAVSD Symposium, Lyon, Frankryk

Theron, N.J. en Els, P.S.: 2005, **Modelling of a Semi-active Hydropneumatic Spring-damper Unit**, Aanvaar vir publikasie in die International Journal of Vehicle Design (IJVD), Inderscience Publishers, 3 Maart 2005.

Thoresson, M.J., 2003, **Mathematical optimisation of the suspension system of an off-road vehicle for ride comfort and handling**, Ongepubliseerde M.Ing. Verhandelings, Universiteit van Pretoria, Pretoria, Suid-Afrika
<http://upetd.up.ac.za/thesis/available/etd-11162005-155118/>

Uys, P.E., Els, P.S., Thoresson, M.J., Voigt, K.G. en Combrinck, W.C., 2006, **Experimental determination of moments of inertia for an off-road vehicle in a regular engineering laboratory**, International Journal of Mechanical Engineering Education Vol. 34, Nr. 4, pp. 291-314